N° d'ordre 02 ISAL 0096

Année 2002

THESE

Présentée DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

FORMATION DOCTORALE : Mécanique

ECOLE DOCTORALE : Ecole Doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Par:

Claire BRENEUR

Ingénieur I.N.S.A.

ELEMENTS DE MAINTENANCE PREVENTIVE DE MACHINES TOURNANTES DANS LE CAS DE DEFAUTS COMBINES D'ENGRENAGES ET DE ROULEMENTS

Soutenue le :	12 décembre 2002	devant la commission d'Examen
Jury MM.	- J. GUILLOT	Rapporteur
•	- W. CHARON	Rapporteur
	- S. TICHKIEWITCH	Examinateur
	- D. PLAY	Directeur
	- J.F. RIGAL	Examinateur
	- J.MAHFOUDH	Examinateur

Cette Thèse a été préparée au Laboratoire de Conception et Analyse des Systèmes Mécaniques de l'INSA de Lyon

Ecoles Doctorales et Diplômes d'Etudes Approfondies

habilités pour la période 1999-2003

ECOLES DOCTORALES n° code national	RESPONSABLE PRINCIPAL	CORRESPONDANT INSA	DEA INSA n° code national	RESPONSABLE DEA INSA
CHIMIE DE LYON (Chimie, Procédés, Environnement) EDA206	M. D. SINOU UCBL1 04.72.44.62.63 Sec 04.72.44.62.64 Fax 04.72.44.81.60	M. R. GOURDON 87,53 Sec 84,30 Fax 87.17	Chimie Inorganique 910643 Sciences et Stratégies Analytiques 910634	
			Sciences et Techniques du Déchet 910675	M. R. GOURDON Tél 87.53 Fax 87.17
ECONOMIE, ESPACE ET MODELISATION DES COMPORTEMENTS (F ² MC)	M.A. BONNAFOUS LYON 2 04.72.72.64.38 Sec 04.72.72.64.03 Fax 04.72.72.64.48	Mme M. ZIMMERMANN 84.71 Fax 87.96	Villes et Sociétés 911218 Dimensions Cognitives et Modélisation 992678	Mme M. ZIMMERMANN Tél 84.71 Fax 87.96 M. L. FRECON Tél 82.39 Fax 85.18
EDA417	Fax 04.72.72.04.48			
ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE,	M. G. GIMENEZ INSA DE LYON 83.32 Fax 85.26		Automatique Industrielle 910676	M. M. BETEMPS Tél 85.59 Fax 85.35
<u>AUTOMATIQUE</u> (E.E.A.)			Dispositifs de l'Electronique Intégrée 910696	M. D. BARBIER Tél 85.47 Fax 60.81
EDA160			Génie Electrique de Lyon 910065	M. J.P. CHANTE Tél 87.26 Fax 85.30
			Images et Systèmes 992254	Mme I. MAGNIN Tél 85.63 Fax 85.26
EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE , MODELISATION (E2M2) EDA403	M. J.P FLANDROIS UCBL1 04.78.86.31.50 Sec 04.78.86.31.52 Fax 04.78.86.31.49	M. S. GRENIER 79.88 Fax 85.34	Analyse et Modélisation des Systèmes Biologiques 910509	M. S. GRENIER Tél 79.88 Fax 85.34
INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE	M. J.M. JOLION INSA DE LYON		Documents Multimédia, Images et Systèmes d'Information Communicants 992774	M. A. FLORY Tél 84.66 Fax 85.97
(EDIIS)	87.59 Fax 80.97		Extraction des Connaissances à partir des Données 992099	M. J.F. BOULICAUT Tél 89.05 Fax 87.13
EDA 407			Informatique et Systèmes Coopératifs pour l'Entreprise 950131	M. A. GUINET Tél 85.94 Fax 85.38
INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTE (EDISS) EDA205	M. A.J. COZZONE UCBL1 04.72.72.26.72 Sec 04.72.72.26.75 Fax 04.72.72.26.01	M. M. LAGARDE 82.40 Fax 85.24	Biochimie 930032	M. M. LAGARDE Tél 82.40 Fax 85.24
MATERIAUX DE LYON UNIVERSITE LYON 1 EDA 034	M. J. JOSEPH ECL 04.72.18.62.44 Sec 04.72.18.62.51 Fax 04.72.18.60.90	M. J.M. PELLETIER 83.18 Fax 84.29	Génie des Matériaux : Microstructure, Comportement Mécanique, Durabilité 910527	M. J.M.PELLETIER Tél 83.18 Fax 85.28
			Matériaux Polymères et Composites 910607	M. H. SAUTEREAU Tél 81.78 Fax 85.27
			Matière Condensée, Surfaces et Interfaces 910577	M. G. GUILLOT Tél 81.61 Fax 85.31
MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE (Math IF)	M. NICOLAS UCBL1 04.72.44.83.11 Fax 04.72.43.00.35	M. J. POUSIN 88.36 Fax 85.29	Analyse Numérique, Equations aux dérivées partielles et Calcul Scientifique 910281	M. G. BAYADA Tél 83.12 Fax 85.29
EDA 409	N I DATATIVE	N GDALWAZ	Acoustique	M. J.L. GUYADER
<u>MECANIQUE, ENERGE HOUE, GENIE</u> <u>CIVIL, ACOUSTIQUE</u> (MEGA)	E M. J. BATAILLE ECL 04.72.18.61.56 Sec 04.72.18.61.60 Fax 04.78.64.71.45	M. G.DALMAZ 83.03 Fax 04.72.89.09.80	910016 Génie Civil 902610	M. J.J.ROUX Tél 84 60 Fax 85 22
(MECA) EDA162			992010 Génie Mécanique	M. G. DALMAZ
			792111 Thermique et Energétique 910018	Fax 04.78.89.09.80
				Tél 81.53 Fax 88.11

MARS 2002

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Directeur : STORCK.A

Professeurs : AUDISIO S. BABOT D. BABOUX J.C. BALLAND B. **BAPTISTE P.** BARBIER D. **BASTIDE J.P.** BAYADA G. **BENADDA B.** BETEMPS M. **BIENNIER F.** BLANCHARD J.M. BOISSON C. BOIVIN M. (Prof. émérite) ВОТТА Н. BOTTA-ZIMMERMANN M. (Mme) BOULAYE G. (Prof. émérite) BOYER J.C. BRAU J. BREMOND G. BRISSAUD M. BRUNET M. **BRUNIE L.** BUREAU J.C. CAVAILLE J.Y. CHANTE J.P. CHOCAT B. COMBESCURE A. COUSIN M. DAUMAS F. (Mme) DOUTHEAU A. **DUFOUR R. DUPUY J.C.** EMPTOZ H. ESNOUF C. EYRAUD L. (Prof. émérite) FANTOZZI G. FAVREL J. FAYARD J.M. FAYET M. FERRARIS-BESSO G. FLAMAND L. FLORY A. FOUGERES R. FOUQUET F. FRECON L. GERARD J.F. GERMAIN P. GIMENEZ G. GOBIN P.F. (Prof. émérite) GONNARD P. GONTRAND M. GOUTTE R. (Prof. émérite) **GOUJON L** GOURDON R. GRANGE G. GUENIN G. **GUICHARDANT M.** GUILLOT G. GUINET A. **GUYADER J.L.** GUYOMAR D. HEIBIG A. JACQUET RICHARDET G. JAYET Y. JOLION J.M. JULLIEN J.F. JUTARD A. (Prof. émérite) KASTNER R. KOULOUMDJIAN J. LAGARDE M. LALANNE M. (Prof. émérite) LALLEMAND A.

PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE CONT. NON DESTR. PAR RAYONNEMENT IONISANTS GEMPPM** PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS PHYSIQUE DE LA MATIERE LAEPSI*** MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE LAEPSI* AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS LAEPSI*** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE MECANIQUE DES SOLIDES UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain INFORMATIOUE MECANIQUE DES SOLIDES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique du bâtiment PHYSIQUE DE LA MATIERE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE MECANIQUE DES SOLIDES INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION CEGELY* GEMPPM*** CEGELY*- Composants de puissance et applications UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine MECANIQUE DES CONTACTS UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures CETHIL – Energétique et Thermique CHIMIE ORGANIQUE MECANIQUE DES STRUCTURES PHYSIQUE DE LA MATIERE RECONNAISSANCE DES FORMES ET VISION GEMPPM* GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE GEMPPM** PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS **BIOLOGIE APPLIQUEE** MECANIQUE DES SOLIDES MECANIQUE DES STRUCTURES MECANIQUE DES CONTACTS INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION GEMPPM*** GEMPPM*** INFORMATIQUE MATERIAUX MACROMOLECULAIRES LAEPSI** CREATIS** GEMPPM*** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE CEGELY*- Composants de puissance et applications CREATIS** GEMPPM*** LAEPSI**** GENIE ELECTRIOUE ET FERROELECTRICITE GEMPPM** BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE LAB. MATHEMATIQUE APPLIQUEES LYON MECANIQUE DES STRUCTURES GEMPPM** RECONNAISSANCE DES FORMES ET VISION UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE MECANIQUE DES STRUCTURES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique

LALLEMAND M. (Mme) LAREAL P. LAUGIER A. LAUGIER C. LEJEUNE P. **MARS 2002** LUBRECHT A. MAZILLE H. MERLE P. MERLIN J. MIGNOTTE A. (Mle) MILLET J.P. MIRAMOND M. MOREL R. MOSZKOWICZ P. MOURA A. NARDON P. (Prof. émérite) NIEL E. NORTIER P. ODET C. OTTERBEIN M. (Prof. émérite) PARIZET E. PASCAULT J.P. PAVIC G. PELLETIER J.M. PERA J. PERRIAT P. PERRIN J. PINARD P. (Prof. émérite) PINON J.M. PONCET A. POUSIN J. PREVOT P. PROST R. RAYNAUD M. **REDARCE H. REYNOUARD J.M.** RIGAL J.F. RIEUTORD E. (Prof. émérite) ROBERT-BAUDOUY J. (Mme) (Prof. émérite) ROUBY D. ROUX J.J. **RUBEL P.** RUMELHART C. SACADURA J.F. SAUTEREAU H. SCAVARDA S. SOUIFI A. SOUROUILLE J.L. THOMASSET D. UBEDA S. THUDEROZ C. UNTERREINER R. VELEX P. VIGIER G. VINCENT A. VRAY D. VUILLERMOZ P.L. (Prof. émérite) Directeurs de recherche C.N.R.S. : BERTHIER Y. CONDEMINE G. COTTE-PATAT N. (Mme) FRANCIOSI P. MANDRAND M.A. (Mme) POUSIN G. ROCHE A. SEGUELA A. Directeurs de recherche I.N.R.A. : FEBVAY G. GRENIER S. RAHBE Y. Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M. : PRIGENT A.F. (Mme) MAGNIN I. (Mme) * CEGELY

CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique PHYSIOUE DE LA MATIERE BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES MECANIQUE DES CONTACTS PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE GEMPPM*** GEMPPM*** INGENIERIE, INFORMATIQUE INDUSTRIELLE PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine MECANIQUE DES FLUIDES LAEPSI*** GEMPPM*** **BIOLOGIE APPLIQUEE** AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE DREP CREATIS** LAEPSI**** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE MATERIAUX MACROMOLECULAIRES VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GEMPPM** UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Matériaux GEMPPM** ESCHIL - Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION PHYSIQUE DE LA MATIERE MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE GRACIMP - Groupe de Recherche en Apprentissage, Coopération et Interfaces Multimodales pour la Productique CREATIS** CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures MECANIQUE DES SOLIDES MECANIQUE DES FLUIDES GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES GEMPPM*** CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique de l'Habitat INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION MECANIQUE DES SOLIDES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux MATERIAUX MACROMOLECULAIRES AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE INFORMATIQUE INDUSTRIELLE AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE CENTRE D'INNOV. EN TELECOM ET INTEGRATION DE SERVICES ESCHIL - Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon CREATIS** MECANIQUE DES CONTACTS GEMPPM* GEMPPM*** CREATIS** PHYSIQUE DE LA MATIERE

MECANIQUE DES CONTACTS UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE GEMPPM*** UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE MATERIAUX MACROMOLECULAIRES GEMPPM***

BIOLOGIE APPLIQUEE BIOLOGIE APPLIQUEE BIOLOGIE APPLIQUEE

BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE CREATIS**

* CEGELYCENTRE DE GENIE ELECTRIQUE DE LYON** CREATISCENTRE DE RECHERCHE ET D'APPLICATIONS EN TRAITEMENT DE L'IMAGE ET DU SIGNAL***GEMPPMGROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX****LAEPSILABORATOIRE D'ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DES PROCEDES ET SYSTEMES INDUSTRIELS

A mes parents,

A Ludovic, souvenir d'enfance pour qui j'entrai dans le monde délicieux et envoûtant de la Mécanique...

AVANT PROPOS

Je remercie D. PLAY de m'avoir accueillie au sein du laboratoire, et d'avoir veillé à ce que les travaux avancent dans les meilleures conditions.

Je remercie J. MAHFOUDH pour son soutien permanent, pour nos longues concertations et notre collaboration pédagogique ainsi que pour sa grande patience...

Mes remerciements à J.GUILLOT et W.CHARON pour leur travail de rapporteurs mené avec beaucoup de diligence et d'efficacité.

Je remercie S. TICHKIEWITCH, J.F. RIGAL, et J.MAHFOUDH d'avoir accepté d'être membres du jury.

Je remercie l'ensemble du laboratoire avec qui il était très agréable de travailler, en particulier P. SOLEILHAC pour la bonne marche des expérimentations, D. BERJOAN pour le service informatique impeccable, ainsi que MME C. CONTET et S. GONNET pour leur efficacité dans les démarches administratives.

Merci à tous les étudiants qui ont partagé notre équipe.

Merci à David, à Zoé, pour tout le temps qu'ils m'ont sacrifié, et pour tous les moments où ils m'ont arrachée à mon PC.

GLOSSAIRE DE NOTATIONS

Types de défauts

- **BI-Rlx** : défaut d'écaillage de la bague intérieure du roulement à rouleaux.
- **BI-Bil** : défaut d'écaillage de la bague intérieure du roulement à billes.
- **ER-Rlx** : défaut d'écaillage sur un élément roulant du roulement à rouleaux.
- **E.local** : défaut d'écaillage sur une dent de la roue réceptrice de l'engrenage.
- **E.réparti** : défaut uniforme sur les deux roues de l'engrenage.

221 111 121 131 211 231 112 122 132 222 232 212 113 123 133 213 223 233 **Roult billes** X X X Engrenages Sans défaut Sans défaut 1 1 **Roult rouleaux** Bi-Bil 2 E. local 2 E. réparti 3 Sans défaut 1 **BI-Rix** 2 **ER-RIX** 3

Combinaisons de défauts

Amplitude des pics spectraux et cesptraux

- **Hi-Eng** : **i**^{ième} harmonique de la fréquence d'engrènement.
- **Ri-Eng** : **i**^{ième} **rha**monique de la **quéf**rence d'**engrènement**.
- Hi-Am : i^{ième} harmonique de la fréquence d'arbre moteur.
- **Ri-Am** : **i**^{ième} **rha**monique de la **quéf**rence d'**arbre moteur**.
- **Hi-Ar** : **i**^{ième} **har**monique de la **fréq**uence d'**arbre récepteur**.
- **Ri-Ar** : **i**^{ième} **rha**monique de la **quéf**rence d'**arbre récepteur**.
- Hi-BI-Rlx : i^{ième} harmonique de la fréquence du défaut d'écaillage bague intérieure sur roulement à rouleaux.
- Ri-BI-Rlx : i^{ième} rhamonique de la quéfrence du défaut d'écaillage bague intérieure sur roulement à rouleaux.
- Hi-BI-Bil : i^{ième} harmonique de la fréquence du défaut d'écaillage bague intérieure sur roulement à billes.
- **Ri-BI-Bil** : **i**^{ième} **rha**monique de la **quéf**rence du défaut d'écaillage **bague intérieure** sur roulement à **billes**.
- Hi-ER-Rlx : i^{ième} harmonique de la fréquence du défaut d'écaillage élément roulant sur roulement à rouleaux.
- **Ri-ER-Rlx** : **i**^{ième} **rha**monique de la **quéf**rence du défaut d'écaillage **élément roulant** sur roulement à **rouleaux**.

INTRODUCTION

Le monde de l'industrie et le monde des transports disposent de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant. Elle doit permettre 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.

Nous nous intéresserons principalement aux transmissions de puissance mécanique utilisées dans différents domaines tels que l'aéronautique, l'automobile, les transports ferroviaires et l'industrie....La maintenance de ces systèmes de transmission occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation. Actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de tels systèmes.

Afin de minimiser les temps d'immobilisation et de révision, le procédé de maintenance adopté est celui de **maintenance préventive conditionnelle** : maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (niveaux de signaux issus de capteurs, bruits émis, mesure d'usure...) révélateur d'un état de dégradation du bien. Ainsi, le système n'est arrêté que lorsqu'il existe une certaine probabilité de défaillance, définie par l'analyse de niveaux d'indicateurs issus de mesures et établis en permanence au cours du fonctionnement.

Les travaux de recherche dans ce domaine ont donc pour objectif de définir une politique de maintenance préventive conditionnelle basée sur l'utilisation d'outils adéquats et adaptée à un système mécanique complexe. Cette politique de maintenance **permettra ainsi à l'équipe de surveillance de diagnostiquer les défauts apparaissant sur le système en fonctionnement, et de décider des interventions de réparation** (*Fig. 1*).



Figure 1 : Enoncé de la fonction globale d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

L'objectif du travail présenté ici est de définir des éléments de diagnostic de défauts d'engrenages et de roulements dans le cas de défauts combinés.

On peut noter qu'un système de transmission de puissance comporte :

- une *partie opérative* de transmission effective de la puissance utile de la machine considérée (moyens mécaniques, hydrauliques, électriques),
- une *partie commande*, composée également d'éléments variés dépendant de la puissance d'actionnement nécessaire (mécanique, hydraulique, électrique, électronique, informatique),

• une *partie d'observation et de contrôle* composée de capteurs, et des éléments d'interface avec l'opérateur.

Dans l'étude que nous allons présenter, nous avons restreint le domaine de recherche au cas de systèmes mécaniques comportant des engrenages et des roulements.

Par ailleurs, une précision doit être faite quant au terme de **diagnostic**. Il faut en effet dissocier du terme de dépistage. Le dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution sans obligation d'information sur l'origine du dysfonctionnement. Au contraire, le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en indiquer la gravité.

Afin d'atteindre ce but final, les travaux de recherche doivent s'organiser en différentes étapes, en concevant **une politique de maintenance préventive**, **outil générique d'aide** à l'élaboration d'un système de diagnostic expert destiné à chaque machine spécifique. Les outils d'analyse fonctionnelle permettent de synthétiser le besoin auquel répond une politique de maintenance préventive. En premier lieu, définissons les principaux éléments de l'environnement en interaction avec une démarche de suivi de comportement à développer (*Fig. 2*).



Figure 2 : Eléments environnementaux d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

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 le confort d'interprétation de l'équipe de surveillance.

Afin d'être capable de développer des systèmes de surveillance embarqués efficaces, 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 (*Fig. 3*).



Figure 3 : Diagramme pieuvre d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

Les différentes fonctions de service des démarches définissant une politique de maintenance préventive conditionnelle sont décrites dans le **Tableau 1**:

Fonction Principale 1	Identifier les défauts à surveiller sur le système en fonctionnement normal.
Fonction Principale 2	Définir des moyens de mesure des défauts éventuels.
Fonction Principale 3	Définir des moyens de mesure intégrables au système en fonctionnement.
Fonction Principale 4	Définir les moyens de traitements nécessaires et suffisants au diagnostic.
Fonction Principale 5	Permettre à l'équipe de surveillance de suivre facilement l'évolution de l'état du système.
Fonction de contrainte 1 :	Définir un système de surveillance le moins onéreux possible.
Fonction de contrainte 2 :	Permettre d'obtenir un diagnostic d'une fiabilité donnée .

Tableau 1 : Fonctions de service associées à une politique de maintenance préventiveconditionnelle

Le plan de recherche que nous avons suivi vise à déterminer les éléments nécessaires à la conception d'un système expert embarqué sur un système de transmission de puissance à engrenages type boîte de vitesses. Pour cela, des solutions technologiques répondant aux fonctions énoncées ont été proposées. La recherche de satisfaction de toutes les fonctions de service ne pouvant être réalisée simultanément, il convient d'organiser la nature et la chronologie des travaux (*Fig. 4*).



Figure 4 : Plan de recherche associé aux fonctions à traiter

Dans un premier temps, une analyse AMDEC permet de recenser les défauts à détecter lors des opérations de maintenance. Il s'agit de cerner les conditions de travail, les types d'avaries à identifier. En effet, il est possible de considérer plusieurs types de défauts : vices de fabrication, défauts de jeunesse, avaries d'usure. Dans le cadre de notre étude, seuls les défauts d'usure inéluctables ont été envisagés.

Une seconde étape vise à définir ou imaginer les moyens de mesure des défauts sélectionnés. L'analyse des effets des avaries, la nature du système mécanique à surveiller permet de choisir ces moyens de mesures, qui peuvent être principalement des moyens de mesures vibratoires, acoustiques.

L'objectif étant de définir les paramètres nécessaires à la conception d'un système de surveillance embarqué, il est important de ne retenir que des moyens de mesure intégrables au système en fonctionnement.

Par ailleurs, les signaux de mesure bruts ne peuvent que très rarement fournir des indicateurs exploitables : les moyens de traitement seront donc sélectionnés de façon à offrir un diagnostic des défauts recherchés en temps réel, avec un minimum d'indicateurs à surveiller.

Afin de traiter cette partie du travail, un modèle expérimental de système réel sera développé pour simuler les défauts à surveiller, et installer les moyens de mesure choisis. L'exploitation de ce modèle permettra de déterminer la signature de chaque avarie et de définir les moyens de traitements adéquats à la détection d'anomalies isolées ou combinées.

L'aboutissement de cette étape se réalisera par l'établissement d'une démarche de diagnostic des défauts. Connaissant la signature des avaries seules et combinées, une procédure méthodique d'analyse des signaux traités dans les domaines déterminés sera mise en place afin de repérer les défauts avec une fiabilité donnée.

En terme de surveillance en temps réel, il n'est pas envisageable de nos jours de mobiliser un individu pour scruter en permanence les niveaux des indicateurs choisis. Il est désormais possible d'automatiser la surveillance de ces niveaux, ainsi que de programmer la démarche de diagnostic pour aider l'équipe de surveillance à suivre l'évolution de l'état du système et à décider des opérations de maintenance. Cette automatisation est souvent réalisée par les réseaux de neurones.

Le travail effectué a suivi la démarche décrite précédemment et le document synthétique présenté ici est articulé en quatre chapitres :

Introduction

<u>Chapitre I</u> : Bibliographie

L'étude bibliographique présente les éléments de maintenance préventive conditionnelle de systèmes de transmission de puissance par engrenages issus des différents travaux dans le domaine. Elle permet de dégager les éléments fondamentaux du travail tels que l'identification des défauts à surveiller, la définition des moyens de mesure et de traitement.

Les avaries principales apparaissant sur ces mécanismes sont les défauts d'engrenages et de roulements. Une analyse AMDEC et une étude bibliographique ont permis de sélectionner pour les deux types d'éléments mécaniques (roulements et engrenages) les défauts d'usure inéluctables même en fonctionnement correct du système. Sont présentés les défauts d'usure les plus courants à prendre en compte pour un diagnostic fiable d'une machine tournante.

La littérature fournit également les éléments nécessaires au choix des moyens de mesure des effets de ces défauts. L'influence des avaries sur les vibrations du système est significative. Il apparaît que la mesure de signaux vibratoires est le moyen le plus adapté à la détection en fonctionnement de défauts d'engrenages et de roulements. Nous détaillons la structure des signaux vibratoires recueillis sur une machine tournante et les caractéristiques des effets des défauts sur ces mêmes signaux.

De nombreux travaux ont été réalisés dans l'objectif de déterminer la signature de défauts isolés d'engrenages ou de roulements sur les signaux d'accélérations. Ils ont permis de développer et définir les principaux outils de traitement de mesures adaptés pour le suivi de comportement des machines tournantes. Il s'agit de décrire les outils principalement disponibles. Seront abordés l'analyse spectrale, cepstrale, l'analyse du signal enveloppe, et les outils statistiques tels que les indicateurs de cyclostationnarité. L'ensemble des outils présentés ne constitue pas une liste exhaustive de ceux développés en recherche. L'analyse temps-fréquence telle que l'analyse par ondelettes ou la distribution de Wigner-Ville a été volontairement écartée, privilégiant principalement les outils au temps de calcul simple, et à la définition du minimum d'indicateurs numériques.

Enfin, nous présenterons les différents outils de traitement du signal utilisés par les industriels. Le monde industriel est déjà doté de systèmes experts de diagnostic destinés à identifier des défauts isolés d'engrenages ou de roulements. Nous décrivons les différents outils de traitement du signal choisis par les industriels pour une telle application.

Chapitre II : Présentation du modèle expérimental adopté et des campagnes d'essais

Le travail dont l'objectif est d'établir des éléments de diagnostic de défauts combinés d'engrenages et de roulements a été réalisé à partir d'expérimentations. A ce stade sont abordées les orientations retenues pour la campagne d'essais. Les choix ont été pris à l'issue de l'étude bibliographique contenant notamment les travaux préalables concernant les défauts d'engrenages seuls.

La première partie du chapitre vise à décrire le banc d'essais, constitué pour sa partie transmission mécanique, d'un réducteur simple étage. Ensuite, nous développerons les démarches mises en oeuvre pour la définition des paramètres de la campagne d'essais en prenant compte différents critères tels que :

- la nécessité d'avoir des types de défauts représentatifs de la réalité,
- la nécessité d'obtenir un nombre raisonnable de mesures à exploiter,

- la faisabilité de la réalisation des défauts,
- une adéquation entre la localisation des défauts et la disposition des mesures.

Enfin, nous décrirons le déroulement de la campagne d'essais en abordant les combinaisons d'avaries envisagées, les conditions de fonctionnement (couple et vitesse) retenues, ainsi que la répétition des mesures.

<u>Chapitre III</u> : Effets de défauts isolés sur les signaux d'accélérations et d'erreur de transmission

Une première étude permettra de définir des axes de recherches de la définition d'indicateurs efficaces pour le diagnostic de défauts combinés. Il s'agit de détailler l'influence de défauts isolés sur les signaux temporels bruts d'accélérations et d'erreur de transmission. L'exploitation de l'étude de défauts seuls portera d'une part sur l'évolution du maximum du signal en fonction de la gravité du défaut et des conditions de fonctionnement. D'autre part, nous étudierons la propagation de la modification des vibrations du système en fonction du type de défaut, de sa gravité et des conditions de vitesse. Nous comparerons une partie des résultats obtenus avec ceux décrits dans la bibliographie.

Chapitre IV: Définition d'indicateurs en présence de défauts combinés

La définition de la signature de défauts seuls d'engrenages et de roulements a permis de dégager différentes grandeurs issues des signaux d'accélérations et d'erreur de transmission. Il s'agit désormais de sélectionner parmi ces données, celles capables de constituer des indicateurs d'avaries, utilisables même en cas de défauts combinés.

Enfin, une démarche de diagnostic mettant en application les éléments définis est présentée, constituant un outil d'aide à la conception d'un système expert embarqué sur une machine tournante.

<u>Chapitre V</u>: Automatisation de diagnostic

Un système expert de suivi de comportement est notamment constitué d'un outil d'automatisation du diagnostic évitant à l'utilisateur d'interpréter en permanence les signaux de mesures. L'étude bibliographique a montré l'efficacité des réseaux de neurones pour répondre à cette fonction, et nous présenterons ici une application à partir des mesures effectuées sur le banc d'essais.

Conclusion

Nous rappellerons les principaux résultats obtenus dans cette étude et les replacerons dans le contexte où nous avons travaillé. Enfin, nous donnerons quelques perspectives proches, pour les vérifications expérimentales sur systèmes réels, et des perspectives plus lointaines que les résultats de ce travail permettent d'entrevoir.

CHAPITRE I : BIBLIOGRAPHIE

L'utilisation des différents équipements technologiques existants nécessite un suivi de comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité des installations, et la minimisation des coûts d'exploitation.

Le choix des méthodes de surveillance est conditionné par la nature des installations et des dégradations éventuelles. Il s'agit d'opérations pouvant être réalisées en fonctionnement (mesures de température, surveillance vibratoire ou acoustique, consommation électrique ...) ou menées en différé (analyse de lubrifiant par exemple) nécessitant des arrêts programmés de système.

La solution de *maintenance corrective*, n'intervenant qu'en cas de panne, est abandonnée dès que les exigences de coûts, de qualité et de sécurité deviennent primordiales [WALSH C.T.], [DEMANS J.]. La *maintenance* devient alors *préventive*, et peut être *systématique* ou *conditionnelle*. Dès lors que le taux de défaillance $\lambda(t)$ peut être obtenu pour des composants, et pour des systèmes, à partir des retours d'expériences, la *maintenance préventive systématique* est tout à fait satisfaisante. La courbe issue de la fonction λ en relation avec le temps est appelée la courbe en baignoire (*Fig. 5*).



Figure 5 : Taux de défaillance en fonction du temps

Les opérations d'entretien telles que la lubrification, les purges, ou le resserrage de connexions, constituent un autre type de maintenance préventive systématique. Il ne s'agit pas d'interventions curatives de renouvellement de composants, mais d'actions visant à minimiser le taux de défaillances, qui sont de plus généralement simples et peu coûteuses.

Cependant, la dispersion de géométrie, l'hétérogénéité des matériaux utilisés ou les surcharges d'utilisation peuvent entraîner des défaillances avant la date optimale prévue. C'est pourquoi pour des systèmes mécaniques où la sécurité est un paramètre de grande importance, la *maintenance préventive conditionnelle* est appliquée. Nous présentons en premier lieu différentes approches de maintenance préventive conditionnelle existantes et usitées, permettant ainsi de dégager les éléments nécessaires au cas de l'étude, la surveillance des organes mécaniques des machines tournantes, et tout particulièrement celles dont la transmission est réalisée par engrenages et roulements.

1. Approches de maintenance conditionnelle

Parmi les méthodes de surveillance de système en fonctionnement, on peut citer **les mesures de température**, **de pression**, et **d'hygrométrie**. Ces mesures sont effectuées en continu ou à intervalle programmé. Elles fournissent une indication sur l'état global du système, à condition de connaître les ordres de grandeurs de ces quantités dans les cas de fonctionnement défini comme normal. Les mesures de température par exemple, peuvent être prises sur une surface jouxtant un contact entre deux éléments, ou dans un fluide (huile) entourant le contact. Les résultats des mesures sont exploitées en les comparant à des seuils acceptables : elles permettent de déceler un état anormal du système, mais ne permettent pas forcément de déceler avec précision l'origine du dysfonctionnement, ni un diagnostic précoce. L'avantage de ces méthodes réside dans le fait qu'elles sont utilisées sur un système en fonctionnement, et que l'exploitation en découlant, la décision d'arrêt suivant un seuil, est relativement simple.

L'analyse de lubrifiant constitue un moyen efficace de surveillance de systèmes tels que les moteurs thermiques, les réducteurs, les systèmes hydrauliques. Les modifications des caractéristiques d'un lubrifiant peuvent être de deux natures principales : la *dégradation*, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou la *contamination*, liée à la présence de débris d'usure provenant des organes mécaniques du système [CETIM]. De ce fait, les moyens de surveillance permettent de surveiller les deux types d'altérations, il s'agit de l'analyse physico-chimique, et du contrôle du taux de contamination par chromatographie, photométrie, spectrométrie... Le contrôle de la contamination fournit des informations concernant la présence et l'identification de métaux, ainsi qu'un ordre de grandeur de la taille des particules trouvées. Ces données permettent d'apprécier la sévérité de l'endommagement des organes mécaniques [KHALKIFA H.] Ainsi, cette technique permet notamment de déceler des cas de micropitting, non identifiables à partir d'analyse vibratoire. Cependant, il est souvent impossible d'isoler le ou les composants incriminés, puisque le nombre d'éléments d'un système susceptibles de produire des particules métalliques est important. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse de lubrifiant.

Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'**analyse vibratoire** est une technique très répandue. Elle est réalisée par l'analyse de signaux recueillis sur le système en fonctionnement. Les capteurs adéquats, les accéléromètres piézoélectriques sont facilement positionnables, et de ce fait n'engendrent pas de grandes contraintes de conception du système. L'utilisation des signaux mesurés peut être réalisée à différents niveaux. Certains cas nécessitent simplement un relevé de niveau global et une comparaison avec un seuil, d'autres, une analyse plus fine par outils de traitement du signal, afin d'identifier le ou les éléments défectueux par recherche de caractéristiques émergentes, comme une augmentation d'amplitude à une fréquence particulière.

Le comportement des machines tournantes, à engrenages et roulements, est de nos jours principalement suivi par analyse vibratoire ou analyse de lubrifiant. Notre étude porte plus particulièrement sur les méthodes d'analyse vibratoire.

2. Avaries rencontrées sur les engrenages et les roulements

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 2*) [STEWART R.M.], [SIDAHMED M., GARNIER C.]. Les causes d'avaries sont multiples, et donnent lieu à des anomalies plus ou moins graves. Nous dégageons ici les défauts d'engrenages et de roulements apparaissant par fatigue, phénomène inévitable, auquel la maintenance préventive remédie par la détection avant destruction au cours du fonctionnement du système. Les défaillances résultant de vices de fabrication ou de montage sont écartés.

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

Tableau 2 : Localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages

2.1. Défauts d'engrenages

Les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenages d'un réducteur simple sont les défauts répartis sur toute la denture et les défauts localisés sur une partie de la denture [FAURE L.].

défauts répartis

<u>usure abrasive et adhésive</u> : enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces de contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. L'usure normale est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et elle progresse lentement. Elle est négligeable pour les dentures de petit module et très durcies (60 Hrc). Une usure anormale est produite lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou lorsqu'il est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voire à une mise hors service.

pitting ou piqûres : (*Fig. 6.a*) il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de surcontraintes (avance de fissures). Le pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpressions locales.

défaut localisé

<u>écaillage</u> : (*Fig. 6.b*) il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cémentés (couche superficielle durcie) ; ces engrenages sont actuellement très répandus car ils permettent de passer des couples importants dans des dimensions raisonnables. L'écaillage qui est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.

fissuration : elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située en pied de dent. Elle apparaît sur des aciers fins et durcis, qui sont sujets aux concentrations de contraintes. Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.



Figure 6 : Défauts réels d'engrenage réparti et localisé (document CETIM).

Plus généralement, les détériorations superficielles d'engrenages sont le résultat de différents phénomènes pouvant intervenir au cours du fonctionnement du système (Annexe 1).

2.2. Défauts de roulements

12 avaries principales peuvent être retenues et proviennent de 4 familles de causes [SNR] :

- <u>avaries liées à la charge et à la vitesse appliquée</u> : écaillage, grippage, coloration et détérioration des cages,
- <u>avaries liées à la lubrification</u> : grippage, rupture des bagues par contraintes thermiques, coloration, détérioration des cages et écaillage,
- <u>avaries liées au montage</u> : empreintes des corps roulants par déformation plastique, traces de coups, certaines détériorations des cages, corrosion par contact, certains écaillages provenant des défauts d'alignement et de circularité,
- <u>avaries liées à l'environnement</u> : usure, empreintes, corrosion, cratères, cannelures crées par le passage d'un courant électrique.

Les principales avaries sont l'usure abrasive, le grippage, les empreintes, gommage et dégradation des matériaux et la fatigue au contact des éléments roulants :

<u>usure abrasive</u> : (*Fig. 7.a.*) destruction d'un élément par enlèvement progressif de la matière en surface et formation de particules. Cette usure est généralement liée à des roulements mal protégés ou mal lubrifiés,

grippage et usure adhésive : produit lors de fort glissement qui entraîne une soudure localisée, des aspérités de surfaces et un transfert de matière entre les surfaces,

<u>empreintes</u> : liées au contact hertzien, métal sur métal. L'effet de la charge produit une déformation plastique lorsqu'une particule est pincée dans le contact, provocant des défauts de surfaces,

<u>déséquilibre thermique</u> : lié au dégagement de chaleur des surfaces en contact. Si cette énergie thermique n'est pas dissipée en continu, une élévation de température est possible et engendre une destruction du lubrifiant ainsi qu'une réduction de la dureté des matériaux en contact.

Les 4 avaries précédentes peuvent être réduites et même éliminées par une surveillance des causes de dégradation et un entretien appropriés. Par contre, il existe des **avaries** dites **de fatigue** (*Fig. 7.b*) qui apparaissent même dans les conditions idéales de fonctionnement. La charge dans le roulement est transmise d'une bague à l'autre par des éléments roulants. En rotation, il se crée donc un champ de contraintes cyclique qui est responsable de la fatigue du roulement.

Ce type d'avarie se manifeste par l'apparition de fissure qui croît lentement jusqu'à l'écaillage. Ce type d'avarie est naturellement un phénomène aléatoire. Il existe 2 types de fissures : les fissures liées à la fatigue du roulement en charge (couche profonde et/ou couche superficielle) et les fissures microscopiques qui existent avant la mise sous charge, sous l'effet de la finition des surfaces.

La résistance à la fatigue d'un roulement est d'autant plus grande que l'acier est résistant, fin et homogène, c'est à dire que les défauts sont petits et dispersés.



Figure 7 : Défauts réels de roulements réparti et localisé (document SNR)

Aussi bien pour les engrenages que pour les roulements, les défauts principaux sont les écaillages de fatigue. Pour les engrenages, il peut survenir également une usure répartie sur toute la denture.

Les anomalies sont localisées au niveau des contacts entre éléments mécaniques, et vont donc modifier la géométrie et les conditions de transmission de puissance. Pour un système de transmission à engrenages, la transmission est réalisée par obstacle (denture), et pour les liaisons par roulements, un mouvement relatif existe entre éléments mobiles et immobiles (arbre, bagues de roulements, éléments roulants, logements).

Ces modes de transmission génèrent des vibrations naturelles. En présence de défauts, les vibrations sont modifiées, puisque les modifications de géométrie de contact provoquent des chocs plus importants que dans le cas d'un système sain.

Nous allons maintenant étudier la structure des signaux vibratoires produits par un système de transmission de puissance à engrenages et les modifications de ces signaux apportées par la présence de défauts de fatigue d'engrenages et de roulements.

3. Structure des signaux vibratoires

Les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machine, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. En effet, les signaux ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes :

• une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrènements, les mouvements existants au sein d'un roulement...,

• une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système.

Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires [MATHEW J.]. En effet, ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines [GARREAU D. SIDAHMED M.] :

- vieillissement du système et dérive progressive,
- excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voire chaotiques (engrenages, roulements...),
- non-stationnarité des efforts transmis à travers le système,
- imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dentures.

Cependant, l'évolution des signaux vibratoires n'est pas aléatoire. Les évènements se reproduisent de manière cyclique et d'une façon « à peu près » identique. Le terme « à peu près » constitue la non-stationnarité ; il existe une similitude de la réponse vibratoire d'un cycle de fonctionnement à l'autre. Les paramètres statistiques des signaux varient périodiquement, on parle alors de signaux cyclostationnaires.

Ces caractéristiques des signaux vibratoires des transmissions de puissance est abordée de manière différente dans les différents pôles de recherche [ANTONIADIS I. GLOSSIOTIS G.]. Les outils de diagnostic utilisés couramment n'utilisent pas d'indicateur de cyclostationnarité au sens propre. La plupart des procédures de diagnostic néglige la cyclostationnarité, en considérant le signal comme stationnaire. Cette approche est utilisée dans l'analyse spectrale, cepstrale et dans la combinaison de la transformée d'Hilbert et du spectre.

4. Influence des défauts sur la structure des signaux

Les défauts d'engrenages et de roulements ont une incidence sur les vibrations du système, car les engrenages constituent les organes principaux de transmission de puissance et les roulements sont des organes de liaisons et de rigidité [BRUEL &KJAER] [1].

Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faible amplitude, ressemblant à un bruit aléatoire. Lors de l'apparition d'une avarie, une impulsion se produit chaque fois que le défaut participe à un contact. L'avarie a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie du roulement et de l'emplacement de l'écaillage (sur la bague intérieure, sur la bague extérieure, ou sur un élément roulant) [CARREAU D.]. Cependant, les amplitudes des vibrations induites par les défauts ne sont pas d'un niveau très élevé. Elles sont noyées parmi les composantes plus énergétiques du système comme celles des engrenages ou celles liées à un déséquilibre ou un balourd, par exemple. Le spectre d'une mesure d'accélération sur un palier avec un roulement défectueux ne présente pas de pic à la fréquence (de 1 kHz à 10 kHz), ainsi que des bandes latérales autour des fréquences prédominantes (engrènement) [MONK R.], [DYER D., STEWART R.M.].

Les vibrations induites par les engrenages sont d'amplitude importante. Même en l'absence de défauts, les impulsions données à chaque engrènement provoquent des vibrations émergeant nettement du niveau global du bruit.

D'après [DELEU F. DELAUNAY G.] les défauts d'usinage des dents, les faux ronds, les déformations d'arbre provoquent une modulation d'amplitude, alors que les variations de vitesse (usure des dents de l'engrenage) entraînent une modulation de phase. Ces phénomènes existent même pour un engrenage sain. Le spectre présente alors des raies de modulation sur une bande étroite autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques [RANDALL R.B.][2], [SHOTTER R.A.].

Pour un engrenage présentant un écaillage local, des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase se produisent [McFADDEN P.D.].Ils sont de période égale à celle de l'élément défectueux. Dans le spectre, il apparaît alors des raies sur une large gamme fréquentielle [RANDALL R.B.][2].

Les défauts d'usure survenant sur les organes mécaniques tels que les engrenages et les roulements produisent essentiellement des phénomènes de modulation sur les signaux.

5. Outils de traitement adaptés aux recherches de défauts d'engrenages et de roulements

Nous avons vu dans le paragraphe précédent que l'influence essentielle des défauts sur les signaux vibratoires est la production de modulation du signal temporel, et donc l'apparition de bandes latérales autour des fréquences principales dans le spectre. D'autre part, les signaux vibratoires n'ont pas une structure stationnaire. Ces deux considérations expliquent la sélection des différents outils de traitement du signal effectuée par les scientifiques exerçant dans le domaine de la maintenance préventive des machines tournantes.

Différentes approches du caractère de non stationnarité ont été développées :

- Approche 1 : le signal mesuré est considéré stationnaire, l'effet de la nonstationnarité est négligé,
- Approche 2 : la non-stationnarité n'est pas négligée. Le caractère de cyclostationnarité est implicitement pris en compte, et des moyens mathématiques simples sont utilisés, comme le moyennage temporel, ou la moyenne de spectres ou de cepstres,
- **Approche 3** : la cyclostationnarité est considérée comme l'élément détenteur informations signal. des du Les paramètres de la cyclostationnarité (corrélation spectrale, degré de cyclostationnarité) deviennent des indicateurs de la présence de défauts.

Nous présentons dans ce paragraphe les différents outils de traitement du signal adéquats à la détection des défauts d'engrenages et de roulements par analyse de signaux vibratoires. Les capteurs tels que les accéléromètres délivrent un signal composé de N points de mesure à intervalle de temps régulier. La première observation possible d'un signal est donc la **représentation temporelle**. Cet outil est aisé à employer lorsque le signal est simple (vibration de type sinusoïdal du balourd d'un rotor par exemple), mais devient inexploitable dans le cas de sollicitations multiples et de faible influence de défauts (*Fig. 8*). Plusieurs indicateurs globaux ont été définis à partir de l'analyse temporelle afin de caractériser la forme de celle-ci, mais une telle démarche ne permet pas de détecter de manière fiable un défaut ni d'identifier son origine. Les domaines spectral, cepstral, ou de l'enveloppe sont en général plus adaptés au diagnostic.



Figure 8 : Signal temporel de mesure d'accélération au palier en présence de défauts multiples de roulement et d'engrenages

5.1. Analyse spectrale

Le signal mesuré est considéré comme une combinaison des réponses des composants constituant le système. La plupart des fréquences caractéristiques sont proportionnelles à la fréquence de rotation des arbres. Un signal quelconque s(t) peut être décomposé en signaux sinusoïdaux élémentaires. L'analyse spectrale consiste à identifier la fréquence et l'amplitude de ces sinus, ce qui permet de tracer la représentation amplitude/fréquence de s(t). Ainsi cette analyse permet de mettre en évidence les différentes périodicités dans le signal original. Pour obtenir le spectre S(t) de s(t), on applique la fonction mathématique Transformée de Fourier :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt$$

Numériquement, la Transformée de Fourier discrète correspondante s'exprime :

$$S(k) = \sum_{j=1}^{N} s(j) \omega_{N}^{(j-1)(k-1)} \quad \text{avec} \quad \omega_{N} = e^{(-2\pi i)/N}$$

Elle est calculée à partir d'un signal discret de N points. Elle permet d'obtenir un vecteur de k points, k représentant la fréquence la plus haute, et étant égale à la fréquence de coupure du signal. La résolution en fréquence est de k/N. Pour une fréquence d'échantillonnage fixée (donc k fixé), plus le vecteur signal est grand, plus la résolution en fréquence est fine.

L'interprétation d'un spectre consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. La lecture d'un spectre nécessite donc le maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement du système : type de roulement, vitesse de fonctionnement, nombre de dents des engrenages, ...(*Fig. 9.a.*).



Figure 9 : Spectres caractéristiques de signaux d'accélérations aux paliers d'une transmission de puissance par engrenages.

Les familles de composantes émergeant sous l'influence de défauts peuvent se présenter tant sous forme de peignes de raies que sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique (fréquence d'engrènement, fréquence de rotation ...) (*Fig. 9.b.*). L'identification visuelle de ces fréquences sur le spectre n'est pas toujours évidente. On utilise alors l'outil **cepstre**, adapté à la mise en évidence des défauts induisant des chocs périodiques ou une modulation en amplitude.

5.2. Analyse cepstrale

Le cepstre est en quelque sorte le spectre d'un spectre logarithmique et il permet de trouver les périodicités dans le spectre original [RANDALL R.B.][1]. Le cepstre est défini comme étant la Transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance :

$$c(\tau) = F^{-1} \left[\log_{10} \left(S(f) \right) \right]$$

La variable τ , qui a la dimension d'un temps, est appelée quéfrence. Une petite quéfrence représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute quéfrence des espacements petits.



Figure 10 : Cesptre de signal d'accélération à un palier avec défaut de roulement

Recourir à la représentation cepstrale se révèle très intéressante puisque l'apparition et l'évolution dans le temps de toute une famille de composantes, induites par un défaut, peuvent être suivies par une seule valeur : l'amplitude de la composante dans le cepstre correspondant à la période caractéristique de l'avarie. Le cepstre permet d'avoir des indicateurs de dépistage adaptés à la recherche de défauts dont on connaît la fréquence d'apparition, et qui induisent à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires peu importantes (*Fig. 10*). Cet outil puissant, permettant la détection de l'apparition et de l'évolution de défaut est

désormais utilisé dans les systèmes experts industriels. Il nécessite cependant les compétences de spécialistes, pour le choix du nombre de points de l'échantillon et ainsi que le facteur de rééchantillonnage, afin d'avoir une amplitude significative des pics à surveiller.

5.3. Analyse enveloppe

Certains défauts d'organes mécaniques comme les roulements produisent des modulations de phase (ou fréquence) et d'amplitude. Le phénomène de modulation de phase provoque dans le spectre des bandes latérales autour des fréquences principales du système (fréquence d'engrènement et harmoniques par exemple). Le cepstre est un outil permettant d'identifier l'espacement en fréquence séparant ces bandes, et donc l'origine de l'anomalie. Cependant, une autre technique existe, permettant un diagnostic plus précoce, il s'agit de *l'analyse d'enveloppe*, opération de *démodulation de phase* consistant à isoler les fréquences modulantes.

L'importance de la démodulation d'amplitude et de phase dans le domaine de détection précoce d'avaries mécaniques a été démontrée [Mc FADDEN][2]. La technique présentée ici avec utilisation de la transformée d'Hilbert, est une des techniques de démodulation de fréquence [SWEENEY P.J.], la plus utilisée dans le domaine de recherche de défauts de roulements [BRUEL &JAER] [3] [MOL H.A.].

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.

Cette technique est très utilisée dans le diagnostic des défauts de type choc, mêmes pour de faibles vitesses, puisque les défauts ne sont pas recherchés dans la plage des basses fréquences du spectre mais autour de porteuses, dont les fréquences peuvent se situer à des centaines de fois la fréquence de rotation.

La démarche numérique de calcul de l'enveloppe est la suivante (*Fig. 11*). On applique la Transformée de Fourier au signal temporel. Le spectre ainsi défini permet d'isoler les résonances du système. Le signal temporel est filtré passe-bande afin d'obtenir un spectre réduit autour de la fréquence principale du système, puis on applique la Transformée d'Hilbert (*annexe2*). Par Transformée inverse de Fourier, on obtient le signal enveloppe temporel. Ce signal est rarement directement employé comme outil d'analyse, on utilise plutôt le spectre enveloppe.



Figure 11 : Principe de calcul de l'enveloppe (document Bruel & Kjaer)

L'analyse d'enveloppe filtre les basses fréquences de rotation du signal complexe. Les composantes répétitives de hautes fréquences sont amplifiées et converties en spectre tandis que le bruit de la machine est réduit avec un rapport signal-bruit significatif. Si des vibrations apparaissent dans le spectre enveloppe qui est lié aux fréquences de défaut du roulement, on peut en déduire qu'un défaut se développe.



Figure 12 : a : Signal temporel brut b :Signal enveloppe temporel

L'analyse d'enveloppe épure le signal vibratoire. *Figure 12.a.* le signal temporel brut est difficile à interpréter, les composantes de faible niveau étant noyées parmi les composantes plus énergétiques et le bruit. *Figure 12.b.*, le signal enveloppe temporel montre clairement les impulsions provoquées par un défaut sur la piste externe d'un roulement.



Figure 13 : Spectre enveloppe, identification de défaut de roulement (document Bruel & Kjaer)

Le spectre enveloppe (*Fig. 13*) correspond à un roulement où le défaut est localisé sur la piste externe. Le premier pic correspond à la fréquence fondamentale et les autres pics sont les harmoniques.

5.4. Vers de nouveaux outils

A l'heure actuelle, la plupart des traitements de signaux utilisés dans le diagnostic ne privilégie pas le caractère cyclostationnaire comme un élément prépondérant dans l'identification des défauts d'engrenages et de roulements. Cependant la non-stationnarité des signaux vibratoires a suscité le développement d'études particulières [HAMMOND J.K., WHITE P.R.], [GARDNER W.A.]. Des travaux de recherche en cours considèrent désormais cette caractéristique des signaux vibratoires comme une source essentielle d'information concernant la santé des organes mécaniques. Ils étudient l'évolution des paramètres de

cyclostationnarité en fonction de la présence et de l'importance de défauts isolés d'engrenages ou de roulements [DELEU F. DELAUNAY G.], [CAPDESSUS C. SIDAHMED M. LACOUME J.L.].

D'un point de vue mathématique, la stationnarité ou la cyclostationnarité d'un signal peut être identifiée à partir de l'état de son autocorrélation [DELEU F. DELAUNAY G.]. L'autocorrélation d'un signal s'exprime de la façon suivante :

$$R_{xx}(t,\tau) = E[x(t+\tau/2).x^{*}(t-\tau/2)]$$

Le signal x(t) est stationnaire à l'ordre deux si son autocorrélation est indépendante de t. Le signal x(t) est purement cyclostationnaire si son autocorrélation dépend de t de façon périodique. $R_{xx}(t,\tau) = R_{xx}(t+T,\tau)$ La fréquence 1/T alors associée est la fréquence de cyclostationnarité.

Le signal est cyclostationnaire au sens large, si son autocorrélation présente plusieurs périodicités par rapport à t. Il s'ensuit alors plusieurs fréquences de cyclostationnarité, introduites notamment par des phénomènes de modulation. C'est la cas des signaux vibratoires prélevés sur les machines tournantes.

L'autocorrélation étant périodique, le calcul de sa double transformée de Fourier (par rapport à t et τ) donne une quantité significative, la corrélation spectrale du signal :

$$S_x^{\alpha}(f) = TF_{t,\tau} \left[R_x(t,\tau) \right] = E \left[X(f + \frac{\alpha}{2}) \cdot X^*(f - \frac{\alpha}{2}) \right]$$

La corrélation spectrale pour $\alpha=0$, n'est autre que la densité spectrale de puissance du signal x(t). D'autre part, lorsque la corrélation spectrale est nulle partout sauf en $\alpha=0$, le signal x(t) est stationnaire. Si elle est non nulle pour un nombre fini de valeurs de α , alors x(t) est cyclostationnaire.

Un autre indice est fréquemment utilisé, il s'agit du degré de cyclostationnarité :

$$DCS_{x}^{\alpha} = \frac{\int |S_{x}^{\alpha}(f)|^{2} df}{\int |S_{x}^{0}(f)|^{2} df}$$

Deleu et Delaunay, utilisent deux indicateurs, la corrélation spectrale et le degré de cyclostationnarité pour la détection précoce de seuls défauts locaux d'engrenages. La présence d'un tel défaut entraîne l'apparition de bandes latérales autour des harmoniques d'engrènement. La corrélation spectrale permet d'étudier le lien existant entre le second harmonique d'engrènement et ses raies latérales, situées entre 2*feng et 2*feng + α ou 2*feng - α , α étant la fréquence cyclique, correspondant à n fois la fréquence de rotation de l'arbre, fréquence du défaut. Une étude de signaux réels recueillis sur un banc d'essai CETIM a permis de montrer l'augmentation avec la gravité du défaut de la corrélation entre la fréquence du second harmonique et celle des bandes latérales 2*feng +n*fr. L'intérêt de cet indicateur est de détecter les défauts avant les indicateurs cepstraux. (*Fig. 14*) le cepstre ne permet de constater nettement la présence de l'écaillage qu'à la 500^{ième} heure, juste avant la rupture : en effet, à ce stade de la dégradation, les pics à la quéfrence du défaut et aux rhamoniques émergent du niveau moyen. Par contre, la corrélation spectrale permet la détection dès la 380^{ième} heure, environ 150 heures avant la rupture (*Fig. 15*).

Bibliographie



Figure 14 : Analyse cepstrale d'un réducteur avec défaut local d'engrenages

La recherche de lien entre fréquences caractéristiques d'un système est réalisable par le calcul de la corrélation spectrale. L'intérêt de cet indicateur est sa rapidité et sa simplicité de mise en œuvre. Cependant, cette méthode n'est pas efficace dans le cas de défaut d'usure répartie sur toutes les dents, et aucun résultat n'existe concernant des défauts combinés d'engrenages et de roulements.



Figure 15 : Evolution de la corrélation spectrale pour une fréquence cyclique de 4*fr

6. Techniques de détection utilisées dans l'industrie

Actuellement, bon nombre de systèmes de détection embarqués existent pour la détection de défauts d'engrenages et de roulements. Les différentes techniques de traitement de signal utilisées répondent à des critères communs. En effet, il est primordial pour le diagnostic que les indicateurs extraits des méthodes de traitements du signal soient calculables rapidement, et soient le moins nombreux possibles. L'objectif est de détecter la présence d'un ou plusieurs défauts et d'identifier leur origine à partir de quelques indicateurs numériques dont on compare la valeur à une valeur seuil. Nous présentons ici quelques indicateurs répondant à ces caractéristiques : le niveau global, le facteur de crête.

6.1. Niveau global de vibration

Le spectre des accélérations avec défauts de roulement présente un niveau élevé dans le domaine des hautes fréquences [BRUEL & KJAER] [1]. La mesure régulière du RMS, valeur efficace du niveau de vibration pour une bande de fréquence limitée aux fréquences élevées (de 1kHz à 10 kHz) fournit un indicateur de la présence d'un défaut de roulement. Les valeurs prises peuvent être comparées avec une valeur recommandée. Il est possible de suivre l'évolution du niveau de vibration et d'estimer la date d'intervention en fonction d'un seuil de dépassement limite.

L'avantage de ce type d'indicateur de défaut est sa simplicité, son petit investissement et sa simplicité d'utilisation. Il suffit en effet de traiter des mesures d'accéléromètres piézoélectriques et de ne saisir régulièrement qu'une seule valeur. De plus, il permet de s'affranchir des conditions de fonctionnement du système, il n'est en effet pas nécessaire de connaître la vitesse lors de la prise de mesure. Cependant, cette technique ne permet pas de détecter des défauts naissants, et certaines avaries comme l'apparition d'un écaillage sur un élément roulant.

6.2. Facteur de crête

Un autre type d'indicateur, similaire au précédent, permet une détection plus précoce [BRUEL & KJAER] [2]. Il s'agit du facteur de crête, le rapport de la valeur de crête sur la valeur efficace. Le facteur de crête suit une évolution caractéristique au fil de l'aggravation du défaut de roulement (*Fig. 16*). A l'apparition du défaut, il reste constant, puis avec l'augmentation des chocs le niveau de crête devient plus élevé alors que la valeur efficace n'est pas influencée. Il en résulte une augmentation significative du facteur de crête. Le suivi de celui-ci représente le même investissement et le même procédé d'exploitation que le niveau global de vibration. Cependant, il permet la détection plus précoce de l'anomalie. Il nécessite toutefois un suivi régulier, puisqu'en fin de vie du roulement, le facteur de crête peut retomber à sa valeur initiale, car la valeur de crête se stabilise alors que la valeur efficace continue d'augmenter. Une seule prise en fin de vie ne permet donc pas de conclure à la présence d'une dégradation.

L'inconvénient de ce type d'indicateur est sa sensibilité aux autre sources de vibrations du système. Il n'est utilisable de façon fiable qu'en présence de seuls défauts de roulements, et ne permet pas de détecter tous les défauts.



Figure 16 : Evolution des valeurs crête, efficace, et du facteur de crête (document Brüel et Kjaer)

6.3. Comparaison des spectres à pourcentage de bande constant (PBC)

Pour obtenir un signal plus facile à manipuler, il est possible de faire une modification de la transformation de Fourier, en lui appliquant un filtre à 6% [LOPES].

Cette technique permet de créer une nouvelle représentation du spectre consistant à supprimer un grand nombre de points dans le domaine spectral, en scannant le graphe avec un pas variable tel que :

$$\frac{\Delta f}{f} = 6 \%$$

 Δf représente une largeur variable de bande de fréquence. On commence à une valeur faible de f (1 Hz par exemple), puis on calcule le Δf correspondant et le f suivant est déterminé par f=f+ Δf ; on réitère ensuite le processus. Pour chaque largeur de bande donnée (centrée sur f et de largeur 2 Δf), une recherche de maximum est réalisée, et l'ensemble des points de la bande en cours est remplacé par le maximum déterminé. Cette méthode fournit un signal épuré, ayant conservé l'essentiel de ses caractéristiques. Il existe tout de même une perte d'informations, en particulier dans les hautes fréquences, car pour garder un ratio constant, il est nécessaire d'augmenter Δf , lorsque f augmente.

Cette méthode ne permet pas de détecter uniquement les défauts de roulements [BRUEL & KJAER] [2]. Il est possible d'accéder au déséquilibre, au désalignement, aux jeux ... Les défauts de déséquilibre ou de désalignements provoquent dans un spectre des pics émergeant à basses fréquences, alors que les défauts de roulements entraînent une augmentation de niveau dans les hautes fréquences. L'utilisation du spectre à pourcentage de bande constante permet de dissocier les deux sources d'anomalie. En effet, la résolution en pourcentage constant sur l'axe des fréquences peut être adaptée (*Fig. 17*) pour avoir une bande de fréquences assez large pour détecter les défauts de roulements et pour être suffisamment fine pour détecter les défauts aux basses fréquences.



Figure 17 : Comparaison de spectres à pourcentage de bande constant d'un moteur électrique de 110 kW. La courbe en trait épais correspond à la machine en bonne état (masque de référence). L'état actuel est représenté par la courbe en trait fin. L'augmentation aux hautes fréquences (zone hachurée) indique une détérioration de roulement.

La comparaison des spectres à pourcentage de bande constant est plus efficace que l'analyse du niveau global de vibration (*Fig. 18*). En effet, le niveau global n'augmente que si la plus forte composante du spectre augmente. Par contre le spectre à PBC présente une allure

Bibliographie

significative de la présence d'un défaut bien avant que le niveau global ait atteint une valeur suffisamment importante.

Cependant, le suivi des spectres à PBC est plus complexe que celui du niveau global de vibrations et du facteur de crête, puisqu'il s'agit d'observation de l'allure générale du spectre, ou tout au moins de plusieurs zones du spectre.



Figure 18 : Suivi du niveau global. Celui-ci n'augmente que si le niveau de la plus forte composante, ou celle qui l'est devenue augmente.

6.4. Spectre, cepstre et analyse d'enveloppe

Lorsque l'on réalise un zoom sur un spectre, autour des fréquences naturelles d'un système comme une fréquence d'engrènement par exemple, les bandes latérales si elles existent sont visibles. Un simple pic dans un spectre de départ peut se révéler être en fait un pic fondamental entouré de résonances également espacées, caractéristiques d'un défaut de roulement ou d'un défaut local d'engrenage.

La mesure de la fréquence existant entre deux pics est sans complexité mais fastidieuse. Pour cela, il est plus aisé d'utiliser des outils de traitement du signal fournissant directement la valeur d'espacement en fréquence représentative du défaut [BRUEL &JAER] [2], [SKF]. Les systèmes de diagnostic sont dotés d'indicateurs issus de l'analyse cepstrale et de l'analyse d'enveloppe, qui fournissent directement le niveau des fréquences caractéristiques d'anomalies locales tels que les écaillages de roulements et d'engrenages. L'avantage de telles méthodes est la rapidité de calcul qui permet une utilisation en temps réel et aussi la précision qui aboutit en plus de la détection d'une avarie, à l'identification de son origine.

6.5. Mise en place d'un système de diagnostic : importance de l'établissement d'un état de départ

Nous venons de constater qu'à l'heure actuelle, les outils de diagnostic de machines tournantes s'appuient sur le suivi dans le temps d'indicateurs divers. Pour chacun d'entre eux, la valeur mesurée et calculée est comparée à une valeur étalon, représentative du seuil entre l'état de bon fonctionnement et l'état de nécessité d'intervention. Le principe est simple, cependant, la définition de la valeur des seuils est délicate. Il est impossible de les déterminer indépendamment du système. Chaque machine a une réponse vibratoire propre et donc des niveaux d'alarme différents. Bien que pour toute transmission de puissance, les démarches de recherche de défauts sont identiques, il est nécessaire d'initialiser les systèmes de diagnostic.

Les techniques d'analyse vibratoire largement développées dans la littérature, sont donc d'un grand secours lors de la réception de machines nouvelles dans une société [CANETTO P. PACHAUD C.]. Désormais le cahier des charges des machines tournantes prend en compte la nécessité de surveillance en temps réel. Il est important de vérifier la conformité des solutions technologiques adoptées en vue de réaliser la fonction surveillance. Pour cela, il n'est pas d'autre moyen que de réaliser une écoute vibratoire de réception de la machine visant à valider la réponse de la machine au cahier des charges. Cette démarche présente un double objectif ; outre l'aspect de vérification, elle est indispensable à l'utilisation d'un système de diagnostic embarqué basé sur des indicateurs quantitatifs. Elle permet d'établir un état zéro de l'équipement, et donc de quantifier la limite entre bon fonctionnement et anomalies de fonctionnement.

Une réception élaborée prenant en compte des analyses vibratoires d'un équipement est indispensable aux relations clients-fournisseurs, en leur donnant des éléments de vérification de conformité, mais elle est également incontournable pour l'utilisation préalable de système de diagnostic embarqué. Les indicateurs pertinents pourront être choisis parmi tout le panel des outils existants en fonction des caractéristiques vibratoires de la machine. Il ne s'agit pas de procéder à une seule observation d'indicateur énergétique global, cette démarche ne permettant pas de prendre en compte la spécificité de la machine, comme l'environnement de l'équipement, l'effet de masque générés par des manifestations vibratoires secondaires, la sensibilité vibratoire des divers défauts.

Il est nécessaire que la procédure de réception contienne l'analyse d'indicateurs typologiques comme :

- Analyse de spectre de base,
- Analyse de cesptres à différents niveaux afin de détecter les différentes modulations possibles
 - Caractéristique du signal temporel sous forme statistique ou d'allure du signal,
 - Proximité entre fréquence propre et fréquence d'excitation.

Une réception de machine comprenant une procédure d'analyse vibratoire est donc essentielle à l'utilisation d'un système embarqué de suivi de comportement.

7. Méthodes d'automatisation par réseaux de neurones

Un système de diagnostic embarqué fonctionnant en temps réel nécessite d'obtenir facilement et régulièrement des informations relatives à la santé du système à surveiller. Il s'agit pour le personnel de maintenance de comparer les signaux recueillis avec des signaux de référence, et d'associer aux changements de forme des signaux, une défaillance probable. La multitude d'indicateurs à surveiller et à croiser, la difficulté d'interprétation, d'une forme, d'une valeur, rendent délicates les opérations de suivi. C'est pourquoi il est important de pouvoir disposer de système d'analyse automatique des mesures prélevées sur un système.

Un certain nombre de modèles mathématiques, regroupés sous le terme de *réseaux de neurones*, ont été créés dans l'intention d'imiter certaines des fonctions du cerveau humain, comme la reconnaissance de forme notamment [BISHOP C.M.]. Ils sont particulièrement adaptés à l'automatisation d'un suivi de comportement par analyse vibratoire; nous présentons en *Annexe 3* le principe d'un certain type de réseaux de neurones, le réseau multicouche, très couramment utilisé.

Globalement, les réseaux de neurones fonctionnent tous sur le même principe. Les signaux recueillis sur le système sont analysés dans le réseau qui recherche suivant des

critères définis, la présence de certains défauts. La réponse fournie par le réseau peut être de différentes formes :

- soit un résultat global sur l'état du système, 0 fonctionnement normal, 1 fonctionnement anormal, mais sans identification d'avarie,
- soit un résultat par défaut surveillé, 0 défaut absent, 1 défaut présent,
- les réponses peuvent être binaires, 0 ou 1, où avoir une variation continue entre 0 et 1, qui peut donner une indication sur la gravité de la défaillance.

A partir de signaux caractéristiques, représentatifs, des situations de défaillance potentielle, une première phase d'apprentissage vise à établir une connexion correcte entre les neurones, afin que le réseau fournisse une réponse adéquate à chaque signal analysé. Ensuite, le réseau peut être employé comme outil de classement, car il est désormais capable de définir l'état des éléments surveillés du système, à partir de signaux qui n'ont pas été utilisés à l'apprentissage.

Les applications dans le domaine de la maintenance préventive conditionnelle par analyse vibratoire sont nombreuses : suivi des roulements à billes d'un moteur électrique [YANG D.M., STRONACH F., MacCONNELL P.], surveillance de boîte de vitesse d'hélicoptère [ZACKSENHOUSE M., et al], éléments hydrauliques [UHRIG R.E.].

Différents types de réseaux sont utilisés [ZACKSENHOUSE M.], et les classifications peuvent être réalisées soit uniquement à partir de caractéristiques de signaux expérimentaux, soit à partir de modèles générés par le réseau permettant de prévoir une réponse par exemple. Dans la catégorie des réseaux fonctionnant à partir de signaux expérimentaux, existent les

Dans la categorie des reseaux fonctionnant à partir de signaux experimentaux, existent les réseaux multicouches. Pour ceux-ci, les formes extraites des mesures doivent être soigneusement choisies pour être représentatives de l'information nécessaire au diagnostic. Le nombre de caractéristiques à observer et le nombre de classes de sortie conditionnent la complexité du réseau. Différentes techniques existent pour optimiser la structure du réseau ainsi que le nombre de signaux d'apprentissage [HANSEN J.V.].

L'inconvénient de ces structures est de nécessiter un nombre très important de signaux d'apprentissage pour être capable de fournir avec une fiabilité donnée, un résultat correct. Il n'est pas toujours évident de disposer de ces données. Il existe pour cela plusieurs alternatives. Des modèles numériques du comportement dynamique du système peuvent être développés pour générer les signaux nécessaires [LOPES V., PEREIRA J.A., WEBER H.I.]. Il existe également d'autres types de réseaux, comme la technique des deux capteurs, ou les réseaux de Kohonen, Self-Organising Map (SOM) [KOHONEN]. La technique des deux capteurs consiste à mesurer en un point suivant deux directions perpendiculaires, avec deux capteurs différents. Le signal d'un capteur constitue l'entrée du réseau de neurones, le réseau prévoit le signal du second, et ce signal modélisé est comparé au signal réel. Dans le cas d'une divergence entre le modèle et le réel, le réseau fournit une réponse de défaillance. La phase d'apprentissage est réalisée au cours du fonctionnement normal du système. Il n'existe donc alors aucun problème d'acquisition de signaux d'apprentissage avec des situations de défauts [UHRIG R.E.].

Les réseaux de neurones sont très employés dans le domaine de la maintenance préventive, car outre un outil d'automatisation, ils constituent un outil de diagnostic. Dans le cas de défauts combinés, comme un défaut de roulement et un balourd d'arbre [HOFFMAN A.J., Van der MERWE N.T.], ils s'avèrent complémentaires à l'interprétation des signaux traités. Ils permettent de dissocier les deux types de défauts, ce qui est impossible avec les méthodes classiques. D'autre part, lorsque les indicateurs sont nombreux, pour la recherche d'une même défaillance, les réseaux de neurones permettent de dégager les plus efficaces.

8. Synthèse

La maintenance des machines tournantes est de nos jours principalement une maintenance préventive conditionnelle. Nous nous intéressons particulièrement au cas des transmissions de puissance à engrenages dont il est indispensable de suivre l'état des deux types de composants les plus sujets à l'usure : les engrenages et les roulements. Ces systèmes mécaniques produisent en fonctionnement des vibrations résultant de tous les contacts entre éléments et des effets dynamiques des masses en mouvement. Les signaux vibratoires sont composés de signaux aléatoires correspondants au bruit et des signaux provenant de sa constitution. Ces derniers ne sont pas exactement stationnaires. L'introduction d'anomalies comme les défauts d'engrenages et de roulements modifie la structure des signaux : certaines composantes peuvent être renforcées, des modulations d'amplitude et de phase apparaissent, l'amplitude générale peut augmenter. Les vibrations contiennent donc toute l'information concernant l'état des organes mécaniques de la machine. La difficulté réside dans l'analyse des signaux vibratoires et dans l'identification des composantes relatives aux éléments à surveiller.

Les vibrations des transmissions de puissance à engrenages sont généralement mesurées par des accéléromètres disposés sur les paliers à roulements. Plusieurs outils de traitement du signal existent et sont largement utilisés dans le cas de la détection de défauts isolés soit d'engrenages, soit de roulements. Nous allons étudier le cas de défauts combinés à partir d'expérimentations menées sur un modèle de réducteur simple étage en considérant soit séparément, soit simultanément des défauts d'engrenages et de roulements. Ainsi l'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitements nécessaires à la définition d'indicateurs d'avaries valables dans les cas d'anomalies combinées ou non.

CHAPITRE II : MODELE EXPERIMENTAL ET CAMPAGNE D'ESSAIS

1. Présentation du modèle expérimental

Le laboratoire CASM a travaillé pendant plusieurs années sur le comportement dynamique des transmissions de puissance à engrenages. En 1987, EUROCOPTER fournit un banc d'essais (noté par la suite Banc Bruit) pour l'étude de l'influence des caractéristiques de denture sur le bruit et les vibrations, travaux menés par [BARD C.] et [REMOND D.]. Les caractéristiques analysées sont :

- la géométrie des dentures,
- les corrections de dentures,
- et les conditions de montage (désalignement, variation d'entraxe...).

Les travaux ne portant uniquement que sur le comportement dynamique des engrenages, il a été conçu avec les critères suivants :

- banc d'essais constitué d'un train simple,
- facilité de montage et démontage des deux roues d'engrenages,
- architecture permettant une isolation de l'engrenage du reste du système (roulements, carter),
- conditions de fonctionnement représentatives d'une transmission de puissance utilisée dans les hélicoptères.

Le Banc Bruit est constitué d'un châssis en béton armé, isolé du sol par des plots amortissants. Les deux lignes d'arbres ayant chacune un diamètre de 60 mm et une longueur de 680 mm sont montées en boucle ouverte et fixées sur ce châssis par l'intermédiaire de quatre paliers à roulement de rigidité moyenne de 3.10^7 daN/m (*Fig. 19*). Les paliers situés à proximité du couple d'engrenages d'essais comportent des roulements à billes de type 6012 alors que les paliers extérieurs sont munis de roulements à rouleaux de type Nu 1013. Les lignes d'arbre sont liées en rotation par les engrenages d'essais.

Un support intermédiaire, constitué d'une plaque montée sous les paliers et entre le socle, permet d'effectuer des désalignements d'arbres dans deux plans perpendiculaires (possibilité d'introduction des défauts de déviation et inclinaison).



Figure 19 : Architecture du banc d'essais RB : Roulement à billes RR : Roulement à rouleaux

La vitesse et le couple appliqués sont mesurés par l'intermédiaire d'un dispositif électronique comportant un moteur et une génératrice-frein, ainsi qu'une armoire de commande. Les vitesses de rotation des arbres peuvent atteindre 6000 tr/min. La puissance délivrée par les moteurs électriques est de 120 kW, ce qui permet d'obtenir des couples de fonctionnement de 15 daN.m.

La zone active du dispositif d'engrènement est délimitée par un boîtier à huile métallique qui confine la lubrification par jet d'huile sur les engrenages. Ce boîtier ne joue en

aucun cas le rôle d'un carter au sens de « liaison entre les différents organes actifs », il remplit uniquement la fonction de « réceptacle de liquide de lubrification» (*Fig. 20*).



Figure 20 : Vue de dessus de la transmission de puissance

Le comportement dynamique du système peut être étudié à l'aide de mesure d'accélérations, d'erreur de transmission et de bruit.

Les accélérations sont mesurées à l'aide d'accéléromètres piézo-électriques de type ENDEVCO 224C dont la fréquence de résonance est de 32 kHz. Le montage des accéléromètres se fait par un collage de petites pastilles en Duralumin, sur lesquelles viennent se visser les accéléromètres.

Deux codeurs optiques sont montés en bout de chaque arbre. Ils permettent d'une part de connaître la position et les variations de position angulaire de chaque engrenage en fonction du temps et cela en cours de fonctionnement. Les signaux délivrés par ce type de capteur, sous forme de créneaux, sont particulièrement bien adaptés à la méthode de mesure de l'erreur de transmission cinématique mise au point sur ce banc.

L'ensemble des signaux et des mesures sont enregistrés sous leurs formes temporelles grâce à une carte d'acquisition de type RTI 860.

Nous présentons ici les travaux menés à partir du Banc Bruit plutôt que dans la bibliographie puisqu'ils permettent de comprendre le cahier des charges de la constitution du banc et puisqu'ils ont été une base pour les choix de l'étude synthétisée dans ce document.

2. Travaux préalables du laboratoire

Différents travaux sur les transmissions de puissance à engrenages ont été menés au sein du laboratoire, avec un parallèle entre un aspect numérique et expérimental.

Les investigations ont débuté par la construction d'un modèle numérique de la cinématique d'engrènement constituant un outil d'aide à la conception de dentures. Un module a été ajouté à ce premier élément, la modélisation dynamique de l'engrènement.
L'objectif était de caractériser la réponse dynamique du système en fonction de paramètres de conception (correction de dentures, bombé ...) ou de montage de roues dentées (désalignement). Le modèle a été mis en place à partir de la structure du Banc Bruit avec notamment la simulation des accélérations et de l'erreur de transmission. Cette démarche a permis de valider le modèle.

En parallèle, le laboratoire a abordé le domaine de la maintenance préventive. Il s'agissait alors de déterminer la signature de défauts d'engrenages [ALATASS]. Ce travail à caractère essentiellement expérimental a été réalisé à partir de mesures effectuées sur le banc bruit. Celui-ci était adapté à cet axe de recherche, car sa construction isole les effets de l'état des engrenages, et qu'il est conçu pour interchanger les roues dentées aisément. En outre, une partie des travaux numériques a été poursuivie, par la recherche de la réponse dynamique du système en fonction de défauts d'engrenages.

Concernant les travaux expérimentaux, défaut réparti et défaut local d'engrenages ont été choisis pour être simulés sur le banc d'essais dans la campagne de travail de 1994. Ils sont représentatifs des avaries pouvant survenir au cours du fonctionnement d'un système, et constituent deux géométries différentes d'endommagement de denture.

Les défauts ont été reproduits artificiellement par enlèvement de matière. Cette méthode d'obtention a été privilégiée par rapport à une méthode d'obtention par fonctionnement du système jusqu'à usure réelle pour trois raisons essentielles :

• *Temps imparti aux expérimentations* : le banc d'essais était alors sollicité pour les travaux relatifs à la détermination des paramètres de conception et pour les travaux de recherche de signatures de défauts d'engrenages. Chaque campagne d'essais ne pouvait durer qu'un temps relativement court, sans modifier les conditions d'expérimentation d'une campagne à une autre,

• *Limitations des dégradations* : seuls les défauts d'engrenages devaient être isolés. Un fonctionnement du système jusqu'à usure et détérioration totale des engrenages peut également s'accompagner de l'apparition de défauts sur d'autres organes mécaniques, notamment les roulements. L'analyse vibratoire présente alors des contributions des deux dégradations, ce dont il était impératif de s'affranchir à cette étape de la recherche,

• *Représentation simplificatrice des défauts* : l'objectif des travaux était de définir l'influence des défauts vibratoires sur la structure des signaux. Pour cela, il a été choisi de réaliser des défauts marqués pour que la modification des signaux qu'ils engendrent soit suffisamment identifiable.

Une fine meuleuse a permis de réaliser les défauts locaux sur la partie active d'une dent de la roue réceptrice. Afin de simuler l'aggravation du défaut d'écaillage, trois niveaux d'avarie ont été créés. A l'emplacement du primitif des dentures, le défaut correspondant au premier niveau de gravité occupe 1/3 de la largeur de la dent, le suivant occupe la moitié de cette largeur, tandis que le dernier traverse toute la dent. La détérioration de la ligne primitive complète, ainsi que les dimensions de l'enlèvement de matière sont présentés (*Fig. 21*).



Figure 21 : Simulation d'un défaut local d'engrenage

Les essais ont été menés sur des engrenages à denture droite et des engrenages à denture hélicoïdale. Les caractéristiques de conduite et d'angle d'hélice sont données dans le *Tableau 3* :

Engrenages droits	Engrenages hélicoïdaux
36/38 dents,	36/38 dents,
$\epsilon_{\alpha}=1,$	$\varepsilon_{\alpha}=1, \varepsilon_{\beta}=1.3,$
rapport de conduite 1.3	
module 2mm	
qualité AGMA 12	

Tableau 3 : Caractéristiques simplifiées d'engrenages

Le défaut réparti d'engrenages a été obtenu en faisant fonctionner le système sans lubrification, afin d'altérer uniformément les dents de la roue réceptrice et de la roue motrice.

Afin de permettre d'autres campagnes d'essais utilisant les mêmes défauts d'engrenages, chaque défaut et chaque niveau de gravité est réalisé sur des roues dentées spécifiques. Ainsi, le banc est doté de plusieurs couples d'engrenages représentatifs d'un état du système. Le *Tableau 4* recense les pièces équipant le banc d'essais Banc Bruit.

	Roue réceptrice	Roue motrice
Etat sain	1	1
Ecaillage sur une dent	3	1
Défaut uniformément réparti	1	1
TOTAL	5 avec denture droite 5 avec denture hélicoïdale	3 avec denture droite 3 avec denture hélicoïdale

 Tableau 4 : Jeu de roues dentées nécessaires aux expérimentations 1994

Concernant les travaux numériques dans le cadre de la maintenance préventive, le modèle numérique du comportement dynamique a été complété par l'introduction de la prise en compte d'un écaillage sur une dent d'engrenage. La modélisation du défaut a été réalisée par la modification du profil de la denture, conformément aux dimensions des défauts simulés sur le banc, avec trois niveaux de défauts. Les calculs ont permis d'accéder à l'évolution de la

rigidité d'engrènement en fonction de l'importance de l'écaillage. D'autre part, l'erreur de transmission cinématique induite par le défaut de niveau 3 a été déterminée par une simulation de la cinématique de l'engrènement avec cette avarie endommageant le contact sur toute la largeur de la dent. Le calcul dynamique a fourni de nombreux résultats, notamment concernant l'influence du niveau de défauts sur l'évolution de la contrainte au pied de dent (*Fig.22*). L'avantage du modèle était alors d'obtenir des informations sur des grandeurs physiques fondamentales délicates à mesurer.



Figure 22 : Evolution de la contrainte au pied de dent au cours de l'engrènement avec prise en compte d'un écaillage d'importance variable

Les travaux entrepris à partir de 1997 dans le domaine de la maintenance préventive constituent la suite des travaux expérimentaux de recherche des signatures de défauts sur les transmissions de puissance à engrenages. L'objectif principal était alors de déterminer une démarche de diagnostic d'une transmission de puissance à engrenages. Désormais, interviennent également les défauts de roulements que l'on ne peut négliger dans un tel système mécanique.

Il était alors nécessaire de mener une ou plusieurs campagnes d'essais afin de :

- définir la signature de défauts de roulements,
- définir la signature de défauts conjugués (roulement-roulement, engrenages-roulement),
- d'élaborer une politique de maintenance préventive simple appliquée à ce modèle expérimental.

3. Choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental

L'étude bibliographique a permis d'établir une liste et une hiérarchie des principaux défauts d'usure pouvant intervenir sur les roulements et les engrenages lors du fonctionnement normal d'un système de transmission de puissance à engrenages. A partir de cela, nous avons pu procéder à un choix optimal des défauts à observer sur les organes engrenages et roulements. Il s'agissait de conserver un nombre minimal mais significatif de défauts. Les défauts d'écaillage créés par fatigue et les défauts d'usure répartie sont les plus fréquents et les moins évitables. Les engrenages sont sensibles à ces deux types de défauts alors que les roulements sont plus particulièrement atteint par l'écaillage.

Nous devons également connaître l'évolution de la signature des détériorations avec les conditions de fonctionnement, vitesse et couple transmis. Le modèle expérimental doit donc fonctionner à vitesse et couple variés, et en présence d'avarie d'usure répartie et d'écaillage pour les engrenages et d'écaillage seul pour les roulements (*Fig. 23*).



Figure 23 : Facteurs à considérer pour l'expérimentation

Les travaux de 1994 portaient sur les défauts isolés d'engrenages. Pour notre étude, d'une part la signature des défauts isolés de roulements, et d'autre part la signature de défauts combinés roulements-roulements, et roulements-engrenages doivent être considérées. Nos travaux se déroulant sur le même banc d'essais, les roues dentées ont été sélectionnées parmi celles ayant déjà servi pour ces investigations. L'étude de défauts d'engrenages est réduite à l'analyse sur denture hélicoïdale, ce type de denture étant principalement utilisé sur les machines nécessitant une surveillance vibratoire embarquée. Pour la simulation de l'écaillage, le train d'engrenage présentant un enlèvement de matière sur toute la largeur de la dent est sélectionné. Le train d'engrenage usé par fonctionnement sans lubrifiant est utilisé pour l'étude de défaut uniformément réparti.

Roulement à billes	$\mathbf{Z}\mathbf{b}$ = nombre d'éléments roulants $\mathbf{D}\mathbf{b}$ = diamètre moyen du roulement (mm) $\mathbf{d}\mathbf{b}$ = diamètre de l'élément roulant (mm) $\boldsymbol{\alpha}$ = angle de contact	Zb = 14 Db = 77.7 db = 9 $\alpha = 0$
Roulement à rouleaux	\mathbf{Zr} = nombre d'éléments roulants \mathbf{Dr} = diamètre moyen du roulement (mm) \mathbf{dr} = diamètre de l'élément roulant (mm) $\boldsymbol{\alpha}$ = angle de contact	Zr = 21 Dr = 80.55 dr = 7 $\alpha = 0$

Tableau 5 : Caractéristiques géométriques des roulements

Concernant les défauts de roulements, deux types de roulements éventuellement endommagés sont considérés, afin d'étudier la possibilité de différencier la provenance d'anomalies similaires. Il est nécessaire d'introduire des défauts simultanément sur deux roulements différents, afin de vérifier la capacité à dissocier leur signature. Pour cela, nous avions donc deux possibilités : soit agir sur un roulement à billes et un roulement à rouleaux, chacun sur une ligne d'arbre différente, soit agir sur deux roulements situés sur la même ligne d'arbre. Notre décision s'est portée sur la dernière solution à cause d'une facilité de montage et de démontage des arbres d'essais. Les caractéristiques géométriques des deux types de roulements sont présentées dans le *Tableau 5*.

Les défauts de roulements étant choisis situés sur le même arbre, il restait à définir l'arbre sur lequel devait intervenir ces avaries. Les défauts locaux d'engrenages déjà disponibles étaient situés sur l'arbre récepteur. Afin de faciliter les premières recherches concernant les défauts locaux combinés d'engrenages et de roulements, l'arbre moteur portera les roulements endommagés. L'emplacement des défauts éventuels est résumé *Fig. 24*.



Figure 24 : Disposition des défauts sur roulements et engrenages

L'écaillage de roulement peut être situé sur la bague intérieure, extérieure, ou sur un élément roulant. Il est important de pouvoir détecter les avaries quelque soit leur localisation. L'étude portera sur deux types de défauts : un défaut local sur bague intérieure, et un défaut local sur un élément roulant.

Pour simuler les écaillages sur les roulements, une entaille est réalisée à l'aide d'une fine meuleuse. Le roulement à rouleaux est démontable sans destruction ni outillage spécialisé, rendant accessible ses différents éléments ; le défaut d'écaillage sur élément roulant a donc été uniquement effectué sur le roulement à rouleaux. Il est situé sur une génératrice d'un rouleau. L'enlèvement de matière sur la bague intérieure a été réalisé sur les deux roulements de l'arbre moteur. Cependant, le défaut du roulement à rouleaux est plus important (facilité d'intervention) ; il traverse donc toute la piste, et est profond (cf. dimensions *Fig. 25*). Par contre, le défaut du roulement à billes est plus faible et ne traverse pas toute la piste, car le démontage du roulement n'était pas envisageable. Les défauts reproduits sur chaque organe mécanique sont récapitulés *Tableau 6*.



Figure 25 : Géométrie du défaut bague intérieure du roulement à rouleaux

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	Entaille importante traversant la piste de la bague intérieure	Entaille sur une génératrice d'un rouleau
Roulement à billes	Faible entaille endommageant partiellement la piste de la bague intérieure	

 Tableau 6 : Défaut simulé sur chaque organe mécanique

4. Choix des grandeurs physiques à mesurer

Pour caractériser la signature de ces avaries types, nous avons décidé de procéder à des mesures d'accélérations aux paliers et d'erreur de transmission.

L'erreur de transmission est définie comme la différence entre la position réelle de la roue et la position théorique qu'elle occuperait si l'engrenage était parfait au niveau de la cinématique de la développante de cercle, en référence à la position du pignon [REMOND D. et col.]. Elle est mesurée à partir de codeurs optiques, à faible nombre de traits par tour, montés à l'extrémité des arbres porteurs des roues de l'engrenage (*Fig. 26*) et d'une horloge haute fréquence (100 MHz).



Figure 26 : Montage des codeurs optiques

La mesure consiste à relever la position angulaire de chaque codeur optique (et donc de l'arbre ou de la roue dentée qui lui est liée) par comptage du nombre d'impulsions de l'horloge entre chaque front montant du signal des codeurs. *Fig.* 27, il est possible de constituer la loi d'évolution de la position angulaire de chaque codeur en fonction du temps. L'angle unité $\Delta \theta$ présenté en abscisse est l'angle situé entre deux fronts montants d'un codeur optique.



Fig. 27 : Construction de l'évolution des positions angulaires du pignon et de la roue.

Le traitement de ces données par la carte d'acquisition permet de remonter ensuite à l'erreur de transmission (*Fig. 28*). Le nombre d'acquisitions est seulement limité par la taille de la mémoire de l'ordinateur hôte.



Fig. 28 : Principe de fonctionnement de la carte d'acquisition.

Le calcul de l'erreur de transmission est réalisé par interpolation linéaire des deux courbes d'évolution des positions angulaires en fonction du temps. (*Fig. 29*) l'ordonnée des points de la courbe est déterminée par la différence entre la position angulaire de la roue et le produit de la position angulaire du pignon par le rapport de réduction k, produit représentant la position théorique de la roue.

Le calcul de l'erreur de transmission peut être effectué de trois façons différentes :

- à intervalle de temps régulier (méthode asynchrone), à chaque temps T écoulé, les points sur les ordonnées des points de chacune des deux courbes sont interpolées,
- à chaque front montant du pignon : l'horloge permet de donner le temps correspondant, la position angulaire de la roue obtenue par interpolation,
- à chaque front montant de la roue, avec la méthode similaire à la précédente.



Fig. 29 : Principe de calcul de l'erreur de transmission par interpolation linéaire, de façon asynchrone.

Pour la mesure d'**accélérations**, nous disposions d'une carte d'acquisition 4 voies. Trois accéléromètres ont été posés sur le système. Un accéléromètre a été disposé sur chaque roulement présentant un éventuel défaut, et le troisième sur le roulement à billes côté frein. Ce dernier n'a pas été placé sur le roulement à rouleaux intact car il aurait été trop loin de l'engrènement (*Fig. 30*).



Figure 30 : Positionnement de l'instrumentation de mesure

Nous avons dû choisir un positionnement de chaque accéléromètre sur les paliers. Pour cela, l'analyseur de spectre a permis de déterminer à quelle position de l'accéléromètre, le signal récupéré était maximal. Nous avons opté pour un positionnement radial pour chaque roulement, et une idée de la position angulaire de chaque capteur est donnée (*Fig. 30*).

5. Organisation des campagnes d'essais

Les conditions de fonctionnement sont caractérisées par le couple résistant et la vitesse motrice applicables au système. Le banc d'essais a une plage de fonctionnement en vitesse de 0 à 6000 tr/min, et une plage pour le couple de 0 à 150 N.m. Afin de choisir plusieurs vitesses d'étude, les signaux de mesures ont été enregistrés tous les 100 tr/min de 100 à 5500 tr/min. Trois vitesses ont ensuite été retenues, représentatives de la plage de fonctionnement du système (*Tableau 7*). Les études précédentes avaient montré que le couple transmis n'a pas une influence significative sur la signature des défauts d'engrenages [ALATASS]. Nous ne considérons que deux modalités pour le couple 60 et 120 N.m pour conclure quant à l'effet de la charge sur la signature des défauts de roulements.

vitesse (tr/min)	1300	2300	4300
couple (N.m)	60	120	

 Tableau 7 : Conditions de fonctionnement pour les campagnes d'essai

La fréquence d'échantillonnage des mesures d'accélérations est de 50000 Hz, permettant ainsi d'accéder notamment à l'influence des défauts de roulements sur les hautes fréquences.

Nous avons finalement réalisé un plan d'expérience complet [TAGUCHI] avec deux répétitions pour accéder aux couplages entre les paramètres récapitulés ici (*Tableau 8*) :

	Modalité 1	modalité 2	modalité3
roul ^t billes (R1)	neuf	Défaut local B.I.	
roul ^t rouleaux (R2)	neuf	Défaut local B.I.	
engrenages (E)	neuf	Défaut local roue	Défaut réparti
couple (C)	60 N.m	120 N.m	
vitesse (V)	1300 Tr/min	2300 Tr/min	4300 Tr/min

Ce plan nous a conduit à :

2*2*2*3*2*3 = 144 expériences, dont 12 démontages de la machine d'essais.

Il devenait donc possible de mener à terme cette campagne d'essais dans un temps compatible avec les disponibilités du Banc Bruit.

A partir du modèle expérimental, les mesures recueillies vont permettre de définir les caractéristiques des signatures de défauts de roulements et d'engrenages sur l'accélération aux paliers et l'erreur de transmission d'une transmission de puissance, dans les cas d'avaries isolées ou combinées. Les indicateurs de défauts d'engrenages et de roulements efficaces même en cas de défauts combinés, et quelque soient les conditions de fonctionnement seront définis à partir des éléments bibliographiques et des résultats de mesures.

<u>CHAPITRE III</u> : EFFETS DE DEFAUTS ISOLES SUR LES SIGNAUX D'ACCELERATION ET D'ERREUR DE TRANSMISSION

Rappelons que l'objectif de notre travail était d'étudier les réponses d'un système pour lequel plusieurs éléments (roulement, engrenage) présentent des avaries isolées ou simultanées afin de détecter et d'identifier les anomalies dans tous les cas.

La bibliographie a notamment présenté les défauts à identifier : avec le dispositif expérimental dont nous disposons, les avaries ont été introduites sur les deux roulements de l'arbre moteur et sur le train d'engrenage. Pour l'engrenage, il s'agit d'un défaut local simulant l'écaillage et d'un défaut distribué représentatif d'une usure uniformément répartie. Quant aux roulements nous nous sommes intéressés au défaut local (écaillage) situé sur la bague intérieure ou sur un élément roulant.

L'objectif est de détecter et d'identifier chacun des défauts même lorsqu'ils sont combinés : avaries simultanées sur les engrenages et sur les différents roulements.

Les signaux dont nous disposons sont issus des mesures de vibrations sur trois paliers du système – les deux paliers de l'arbre moteur et un palier de l'arbre récepteur – et de la mesure d'erreur de transmission entre les deux arbres (*cf. chap. II*).

1. Fréquences caractéristiques de défauts

Engrenages et roulements sont des organes de transmission d'efforts et de mouvement par contact physique entre pièces. Ce type de transmission émet naturellement bruit et vibrations. Ainsi les vibrations principales sont produites par les chocs d'entrée en contact des dents d'engrenages. La fréquence d'apparition de ce phénomène est la fréquence d'engrènement.

Les types de défauts choisis sont des avaries liées à des enlèvements de matière se produisant par usure par frottement de glissement pour le défaut réparti d'engrenages et par transmission de charge par contact quasi ponctuel pour l'écaillage. Chaque fois qu'une avarie participe à un contact, elle modifie les caractéristiques vibratoires, sonores et cinématiques (erreur de transmission pour l'engrenage) du système. En analysant les mesures d'accélérations et d'erreur de transmission, nous allons identifier et quantifier ces modifications afin d'établir une relation entre les mesures, le type et la géométrie du défaut. Chaque défaut participe régulièrement à la transmission d'efforts et de mouvement. La fréquence d'apparition peut alors être connue à partir de la géométrie et de la cinématique du système. Dans un système de transmission de puissance à engrenages, il est possible de connaître la vitesse de rotation de chaque arbre ainsi que la géométrie des roulements et engrenages. Ces données sont disponibles dans le *chapitre II*.

L'écaillage situé sur une dent d'engrenage est sollicité à chaque tour d'arbre ; sa fréquence caractéristique est la fréquence de rotation de l'arbre sur lequel est montée la roue dentée.

L'usure répartie sur l'ensemble de la denture de l'engrenage se manifeste en continu, à chaque mise en contact de profils conjugués. La fréquence de ce type d'avarie est la fréquence d'engrènement : le produit de la fréquence de rotation d'arbre par le nombre de dents de la roue solidaire de cet arbre.

Un calcul cinématique permet de déterminer la fréquence d'apparition des défauts locaux pouvant survenir sur un roulement. Le *Tableau 9* regroupe les fréquences caractéristiques des défauts analysés, et les valeurs des fréquences et quéfrences correspondantes aux trois vitesses de fonctionnement, sont récapitulées *Annexe 4*.

	Fréquences d'apparition
Engrenages	
Défaut local sur une dent (arbre récepteur) Défaut distribué	F _{Ar} Zs*F₄r
Roulements (arbre moteur)	A
Défaut bague intérieure	$F_{di} = \frac{Z \times F_{Am}}{2} (1 + \frac{d}{D} \cos \alpha)$
Défaut bague extérieure	$F_{de} = \frac{Z \times F_{Am}}{2} (1 - \frac{d}{D} \cos \alpha)$
Défaut élément roulant	$F_{dr} = F_{Am} \frac{D}{d} (1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha)$

Tableau 9 : Fréquences caractéristiques de défauts d'engrenages et roulements

2. Influence des défauts isolés sur les signaux temporels bruts

Les défauts d'engrenages et de roulements ont une incidence sur l'allure des signaux mesurés : accélérations aux paliers et erreur de transmission. L'influence des avaries sur les signaux temporels bruts va être développée dans ce paragraphe. Ces descriptions permettent de comprendre les phénomènes et d'appuyer le choix des axes de recherche d'indicateurs dans des domaines appropriés d'analyse : spectre, cesptre, ou enveloppe par exemple.

2.1. Signaux d'accélération

2.1.1. Influence des défauts d'engrenages

Les deux défauts envisagés sur l'engrenage sont : un défaut localisé sur une dent, et un défaut d'usure réparti sur toutes les dents des deux roues de l'engrenage. La *figure 31* présente l'allure du signal d'accélération mesurée sur un palier à proximité de l'engrenage (voie1 ou voie 2). Les signaux temporels bruts sont présentés soit pour une durée de 0.01 sec, correspondant à 10 périodes d'engrènement (*Fig. 31.a. à 31.c*), soit pour une durée de 0.1 sec, correspondant à 4 périodes de rotation de l'arbre moteur (*Fig. 31.d. à 31.f*).

Le couple d'engrenage produit des vibrations à travers tout le système mécanique. Le signal d'accélération avec un engrenage sans défaut est constitué de deux caractéristiques principales : il contient un signal périodique à la période d'engrènement (*Fig. 31.a.*) et une modulation d'amplitude de période de rotation d'arbre (*Fig. 31.d.*).

En présence du défaut réparti, la composante correspondant à la fréquence d'engrènement du signal devient prépondérante (*Fig. 31.c.*). De plus, l'amplitude due à la modulation d'amplitude à la fréquence de rotation d'arbre est augmentée (*Fig. 31.f.*).

Dans le cas du défaut local d'engrenage, l'amplitude générale du signal due à la modulation d'amplitude est également plus importante que dans la configuration sans défaut (*Fig. 31.e.*). L'analyse du signal sur une petite plage temporelle (*Fig. 31.b.*) montre que la composante d'engrènement est plus marquée que pour la configuration sans défaut mais moins nette que dans la configuration avec défaut réparti. D'autre part, le signal présente par Effets de défauts isolés sur accélérations et erreur de transmission 43

endroit des pics correspondant à l'enregistrement par l'accéléromètre de la participation de la dent endommagée à l'engrènement.

D'une manière générale, les défauts d'engrenages entraînent une augmentation d'amplitude visible qualitativement sur l'ensemble des *figures 31* (de l'ordre de 50 % par rapport à la configuration sans défaut).



Figure 31 : Influence de l'état de l'engrenage sur le signal temporel d'accélération (2300 tr/min 60 N.m, voie 1)

2.1.2. Influence des défauts de roulements

Les défauts de roulements ont été réalisés sur les roulements de l'arbre moteur. L'écaillage de la bague intérieure est important sur le roulement à rouleaux et faible sur le roulement à billes. L'écaillage sur élément roulant a été réalisé sur le roulement à rouleaux. Nous allons en premier lieu analyser l'influence des défauts sur les signaux d'accélération recueillis sur les paliers porteurs de l'endommagement. De plus, ils seront considérés en défaut isolé.

L'avarie présente sur la bague intérieure, est située sur le rayon reliant l'accéléromètre à l'axe de l'arbre une fois par tour d'arbre. L'accélération enregistrée à cet instant est très importante. La fréquence caractéristique du défaut a été présentée et exprimée précédemment. Lorsque le choc se produit hors de cette zone, l'impulsion enregistrée par l'accéléromètre est très faible. Le signal temporel présente deux caractéristiques majeures : une modulation d'amplitude correspondant à la fréquence de rotation d'arbre et une composante périodique de la période du défaut (*Fig. 32*).

La gravité du défaut a une influence sur l'allure du signal temporel. La *figure 33* compare l'effet de l'écaillage de la bague intérieure du roulement à billes et celui de la bague intérieure du roulement à rouleaux. L'amplitude du signal en présence d'un défaut important est un peu plus élevée qu'en présence d'un défaut faible (valeur maximale de respectivement 20g et 30g à 2300 tr/min et 60 N.m). La différence la plus significative se situe au niveau de l'émergence de la composante correspondant au défaut. Lorsque l'avarie est importante, l'accéléromètre perçoit le choc sur une zone plus large qu'en présence d'un défaut moindre. La modulation d'amplitude induite est donc plus prononcée.

Effets de défauts isolés sur accélérations et erreur de transmission

L'écaillage d'un élément roulant ne produit pas une impulsion à chaque tour puisqu'il n'est pas solidaire de l'arbre. La modulation d'amplitude à la fréquence d'arbre n'existe pas. D'autre part, l'enregistrement des chocs qu'il provoque est plus difficilement discernable : le glissement interne au roulement, l'éloignement du capteur rendent la simple observation difficile. Les pics espacés de la période caractéristique du défaut ne sont visibles que sur quelques portions du signal, lorsque le défaut est à proximité de l'accéléromètre (*Fig. 34*). Globalement, l'écaillage de l'élément roulant d'un roulement produit une augmentation de l'amplitude du signal d'accélération.



Figure 32 : Effet d'un écaillage de bague intérieure BI-Rlx (2300 tr/min, 60 N.m, voie 3)



Figure 33 : Influence de l'importance de l'écaillage de la bague intérieure (2300 tr/min, 60 N.m)



Figure 34 : Signature de l'écaillage sur l'élément roulant ER-Rlx (2300 tr/min, 60 N.m, voie 3)

2.1.3. Evolution du maximum d'accélération dans le système mécanique

Les avaries éventuelles survenant sur un système de transmission de puissance produisent une augmentation d'amplitude des vibrations mesurées aux paliers. La *figure 35* présente l'évolution de la valeur maximale d'accélération en fonction de la vitesse de fonctionnement, du type et de l'importance du défaut. Pour un défaut isolé donné et une vitesse donnée, l'indicateur déterminé est la valeur maximale parmi les trois voies de mesure d'accélération. On ne tient pas compte ici de l'emplacement de la valeur maximale enregistrée dans le système. Ce sera le propos du paragraphe suivant.

L'étude de cet indicateur amène à différentes conclusions :

• L'intensité des accélérations augmente quasi linéairement avec la vitesse,

• Les engrenages n'ont pas d'effet significatif sur l'amplitude de l'accélération aux paliers (*Fig. 35.c.*). Pour une vitesse donnée, l'état de l'engrenage n'entraîne pas de variation de la valeur maximale,

• L'intensité des accélérations augmente avec la gravité de l'écaillage de la bague intérieure (*Fig. 35.b.*),

• Les accélérations produites par un écaillage de la bague intérieure sont supérieures à celles d'un écaillage d'élément roulant (*Fig. 35.a.*), pour une importance similaire de l'écaillage.



La disposition des accéléromètres sur le banc d'essai est rappelée sur la figure 36.



Figure 36 : Disposition des capteurs piézoélectriques

Les accélérations mesurées aux paliers sont accentuées en amplitude par la présence de défauts de roulements. Les accéléromètres sont principalement sensibles aux déplacements induits par une avarie dans le roulement du palier sur lequel il est placé. Ainsi, la mesure de la voie 1 (palier sans défaut de roulement) ne présente pas d'augmentation d'amplitude particulière hormis celle due à l'augmentation de vitesse (*Fig. 37.a.*).

La sensibilité des accélérations aux défauts augmentent avec la vitesse (*Fig. 37.b.*) : voie 2, à 1300 tr/min, l'amplitude du signal est constante quelque soit le type de défaut (variation de 4g à 7g). Pour les autres vitesses, l'apparition de l'écaillage de la bague intérieure du roulement à billes (palier 2) provoque une hausse de niveau (14g pour 2300tr/min et 67g pour 4300tr/min). De plus, à 4300 tr/min, lorsque le palier voisin (palier 3) présente un défaut important (écaillage de la bague intérieure), les vibrations de la voie 2 augmentent (36g). Pour des vitesses moyennes, les maxima enregistrés ne sont influencés que par l'état du roulement de la mesure.

Sur la voie 3 (*Fig. 37.c.*), quelque soit la vitesse de fonctionnement, les accélérations sont amplifiées en présence d'un défaut sur l'élément roulant ou sur la bague intérieure. L'effet de l'écaillage de l'élément roulant est moindre par rapport à celui sur la bague intérieure.

En résumé, en raisonnant sur l'amplitude du signal, la signature des défauts de roulements ne se propage pas à travers tout le système mécanique. Les défauts de roulements provoquent une augmentation de l'amplitude des accélérations dans le palier où ils sont logés. En effet, dans le cas de défauts importants, leur effet peut se répercuter sur les paliers voisins, portés par le même arbre, à des vitesses suffisamment élevées (de l'ordre de 4000 tr/min). Les accélérations mesurées sur un autre arbre (en liaison engrenage avec l'arbre porteur de défaut de roulement) ne sont pas affectées par les avaries. Ces résultats sont relatifs au dispositif expérimental utilisé. En effet, par rapport à une boîte de vitesse réelle, rappelons qu'il n'existe pas de carter, et que les roues de l'engrenage sont situées en extrémité d'arbre. Cependant, dans un système réel, la compacité et la disposition des engrenages ne favorise pas une propagation plus importante des vibrations issus des roulements. Seul l'effet carter constitue une liaison entre les différents paliers du système, mais les transmissions de puissance réelles sont plus rigides, les vibrations mesurées aux paliers ont donc le même caractère que sur le dispositif expérimental.



2.2. Erreur de transmission

L'erreur de transmission est la réponse en rotation du système qui décrit le mieux le comportement dynamique des engrenages et fournit l'information nécessaire concernant l'état des engrenages. Ce paragraphe décrit les manifestations du défaut d'écaillage et du défaut d'usure répartie observables dans les signaux d'erreur de transmission.

La *figure 38* présente un signal d'erreur de transmission sans aucun défaut sur un tour de roue réceptrice (*Fig. 38.a.*) et pour 19 tours de roue réceptrice (*Fig. 38.b.*). Il est constitué d'une fréquence principale, celle de la rotation de l'arbre, et une importante modulation d'amplitude équivalente à 19 tours de roue. Les pignons récepteur et moteur de l'engrenage ont respectivement 36 et 38 dents. Dans l'engrènement, il faut 19 tours de la roue réceptrice (38/2) pour que deux dents en prise soient de nouveau en contact. La modulation observable sur l'erreur de transmission correspond aux irrégularités géométriques des arbres et des assemblages arbre-pignon (faux-rond, concentricité des usinages). Ce phénomène prépondérant est gênant pour utiliser l'erreur de transmission comme outil de diagnostic. Pour l'éliminer, un filtrage passe haut a été réalisé à 20 fois la fréquence de l'arbre récepteur (*Fig. 39*).



Figure 38 : Erreur de transmission brut sans défaut (2300 tr/min, 60 N.m)



Figure 39 : Erreur de transmission filtrée à 20 fois la fréquence de rotation d'arbre (2300 tr/min, 60 N.m)

2.2.1. Influence des défauts d'engrenage

Deux défauts sont considérés : le défaut local sur une dent de la roue réceptrice et le défaut réparti sur les dents des deux pignons. Les deux avaries provoquent une augmentation de l'amplitude du signal filtré : l'étendue du signal filtré sans défaut est de $0.8*10^{-3}$ rad (*Fig.* 39) alors que l'étendue en présence de défaut est de l'ordre de $1.5*10^{-3}$ rad (*Fig.* 40.c. et 40.d.). Ce phénomène est lié au fait que la composante correspondant à la fréquence d'engrènement devient prépondérante (*Fig.* 40.a. et 40.b.) : l'amplitude des oscillations à chaque passage de dent est augmentée. Les oscillations sont plus marquées dans le cas du défaut réparti puisque toutes les dents sont endommagées.

Dans le cas où les signaux ne sont pas filtrés, l'amplitude n'est pas la même d'une figure à l'autre (*Fig. 39* et 40). Cela est dû au phénomène de modulation d'amplitude qui est éliminé ensuite par le filtrage. Cependant, les conclusions établies ne sont pas remises en cause puisque nous discutons sur les oscillations autour de la porteuse et non sur l'amplitude de la porteuse.

L'erreur de transmission présente également une modulation d'amplitude de la valeur d'un demi tour d'arbre, modulation plus importante avec le défaut local qu'avec le défaut réparti (*Fig. 40.c.* à *40.f.*). Les *Figures 40.c.* et *40.d.* contiennent une seule période de rotation alors que *40.e.* et *40.f.* présentent 8 périodes. L'observation globale permise par les deux dernières permettent de dissocier les effets des deux types de défauts : la modulation d'amplitude est très nette dans le cas du défaut local, et les oscillations à la fréquence d'engrènement sont plus importantes dans celui d'un défaut réparti.



Figure 40 : Influence de défauts d'engrenage sur le signal temporel de l'erreur de transmission (2300 tr/min 60 N.m)

2.2.2. Influence des défauts de roulement

Le signal d'erreur de transmission est largement influencé par la présence de défaut de roulement et ses caractéristiques dans ce cas varient avec la vitesse de fonctionnement. Lorsque l'écaillage de la bague intérieure est faible, le signal d'erreur de transmission est très semblable au signal sans défaut pour 2300 tr/min et 4300 tr/min (*Fig. 41.a.-41.b., 42.a.-42.b., 43.a.-43.b.*). L'effet d'un écaillage important sur la bague intérieure est d'autant plus prononcé que la vitesse est élevée. On retrouve la même influence que sur un signal d'accélération : une modulation d'amplitude correspondant à la fréquence de rotation d'arbre et une composante périodique de la période du défaut. La signature du défaut de roulement est plus précise pour les hautes vitesses : à 1300 tr/min, on ne distingue que la modulation d'amplitude (*Fig. 41.c.*), à 2300 tr/min, la modulation reste observable et il s'agit quelques

pics espacés de la fréquence du défaut (*Fig. 42.c.*), à 4300 tr/min, on retrouve nettement la fréquence caractéristique de l'écaillage ainsi que la modulation d'amplitude (*Fig. 43.c.*)



Figure 41 : Signal d'erreur de transmission en présence d'écaillage bague intérieure de roulement (1300 tr/min, 60 N.m)



figure 42 : signal d'erreur de transmission en présence d'écaillage bague intérieure de roulement (2300 tr/min, 60 N.m)



Figure 43 : signal d'erreur de transmission en présence d'écaillage bague intérieure de roulement (4300 tr/min, 60 N.m)

Concernant l'effet de l'écaillage sur l'élément roulant, comme pour le défaut bague intérieure, plus la vitesse augmente, plus il est net (*Fig. 44 à 46*). Cette avarie produit sur le signal brut de l'erreur de transmission une modulation d'amplitude à la période de rotation d'arbre. Le phénomène est différent de celui rencontré sur les signaux d'accélération où la modulation n'apparaît pas.



Figure 44 : Erreur de transmission en présence d'un écaillage sur l'élément roulant d'un roulement (1300 tr/min, 60 N.m)

Effets de défauts isolés sur accélérations et erreur de transmission



Figure 45 : Erreur de transmission en présence d'un écaillage sur l'élément roulant d'un roulement (2300 tr/min, 60 N.m)



Figure 46 : Erreur de transmission en présence d'un écaillage sur l'élément roulant d'un roulement (4300 tr/min, 60 N.m)

2.2.3. Evolution du maximum d'erreur de transmission

L'amplitude du signal d'erreur de transmission est sensible à la présence de défauts d'engrenages et de roulements. Nous faisons la synthèse de son évolution en fonction de l'existence des différents endommagements simulés et des conditions de fonctionnement.

La valeur maximale du signal filtré a été recherchée sur un temps correspondant à 19 tours de roue réceptrice, temps nécessaire à deux dents en prise d'être à nouveau en contact.

Chacune des trois courbes de la *figure 47.a.* trace l'évolution de la valeur maximale pour une vitesse en fonction de la présence des différents défauts isolés. Contrairement au comportement de la valeur maximale dans les accélérations, celle de l'erreur de transmission diminue lorsque la vitesse augmente.

Afin de s'affranchir de l'effet de la vitesse sur l'amplitude de l'indicateur descriptif, les mêmes quantités sont représentées en relatif (*Fig. 47.b.*) : il s'agit pour chaque courbe du pourcentage d'augmentation de la valeur maximale par rapport à la valeur dans la configuration sans défaut de la vitesse correspondante. L'augmentation de la valeur maximale de l'erreur de transmission est sensible à la présence d'un défaut d'engrenage, réparti ou local, mais aussi à la présence d'un défaut de roulement sur la bague intérieure. L'influence d'un faible défaut entraîne globalement une moindre augmentation de la valeur maximale (*Fig. 47.b.*). L'emplacement des défauts de roulements (proche ou éloigné) n'a apparemment pas d'influence majeure.

Rappelons que la mesure d'erreur de transmission est une mesure délicate et contraignante (encombrement des codeurs), ceci explique sa sensibilité aux configurations (défauts) et aux conditions de fonctionnement.



2.3. Eléments de recherche d'indicateurs d'avaries

Les effets des différents défauts sur les signaux temporels d'accélérations et d'erreur de transmission, ont été décrits précédemment. La connaissance de leur influence permet de choisir différents éléments de recherche pour les indicateurs de diagnostic.

L'erreur de transmission est la mesure traduisant plus spécifiquement l'état de l'engrenage. L'état des roulements n'est pas sans effet sur l'erreur de transmission; cependant, pour ces signaux, seule la trace des endommagements d'engrenage sera cherchée. En effet, les accélérations contiennent les informations relatives aux roulements, il ne sera donc pas nécessaire d'utiliser l'erreur de transmission pour la détection d'avaries de roulements.

Le signal d'erreur de transmission présente une importante modulation d'amplitude, dont la période correspond au temps nécessaire à deux dents en prise d'être à nouveau en contact. Le filtrage passe haut à 20 fois la rotation d'arbre récepteur a été réalisé pour éliminer partiellement cette modulation.

Le défaut local d'engrenage crée une impulsion à chaque tour de roue. Cet évènement est régulier pour une vitesse de rotation constante, car l'engrenage est une transmission de puissance par obstacle. L'amplitude de l'erreur de transmission au moment de la participation au contact d'un défaut est variable. Pour renforcer l'effet de l'écaillage sur une seule dent, nous allons utiliser le *moyennage synchrone*, afin d'éliminer la fluctuation d'amplitude. La période de moyennage sera celle d'un tour d'arbre récepteur, porteur de la roue défectueuse. La morphologie du signal semble être conditionnée par la présence des avaries d'engrenages et de roulements : les paramètres statistiques seront étudiés à partir du signal moyenné afin de définir des indicateurs éventuels. Après filtrage, le signal d'erreur de transmission est constitué dans certains cas d'une modulation d'amplitude de période de rotation d'arbre (défaut local) et d'une composante dominante à la fréquence d'engrènement (défaut réparti). Nous procéderons à une *analyse d'enveloppe (spectre et cepstre)* afin d'amplifier l'effet du défaut local sur le signal d'erreur de transmission. Enfin, une *étude spectrale et cepstrale* sera réalisée pour caractériser l'évolution des pics d'engrènement (4 premiers harmoniques et rhamoniques) en fonction de l'état de l'engrenage, l'objectif étant de définir un indicateur de défaut réparti d'engrenage. Les spectres et les cepstres résultats seront des *moyennes de spectres et de cepstres*. Ce procédé permet de renforcer d'avantage l'effet des avaries sur les signaux spectraux et cepstraux que le calcul d'un spectre ou cepstre à partir d'un signal temporel moyenné synchrone.

Les **accélérations** mesurées aux paliers du système seront principalement destinées à caractériser les défauts de roulements. Nous utiliserons le *spectre et le cepstre de l'enveloppe* pour le repérage des écaillages (localisation, type, importance) conformément aux travaux présentés dans la bibliographie. Toutefois, l'étude sur le *cepstre et le spectre moyennés* sera menée et synthétisée afin de définir l'influence des défauts de roulements mais aussi d'engrenages sur les signaux d'accélérations. Ainsi, plusieurs indicateurs de défauts d'engrenages seront établis (dans l'erreur de transmission et dans les accélérations), pour permettre par leur combinaison un diagnostic fiable.

3. Conclusion du chapitre III

Les valeurs numériques des courbes de tendance (*Fig. 35, 37 et 47*) sont récapitulées en *annexe 6*.

Cette première étude a permis d'observer de manière globale le comportement des signaux mesurés (erreur de transmission et accélérations aux paliers) en présence de défauts isolés d'engrenage et de roulement :

• L'effet des défauts d'engrenage est nettement plus observable sur le signal d'erreur de transmission, tandis que l'influence des avaries de roulements est nettement plus observable sur les signaux d'accélérations aux paliers,

• La morphologie des signaux a orienté le choix des domaines d'analyse pour la recherche d'indicateurs de défauts efficaces même dans les cas d'endommagements simultanés.

<u>CHAPITRE IV</u> : DEFINITION D'INDICATEURS EN PRESENCE DE DEFAUTS COMBINES

L'étude précédente, concernant la signature de défauts isolés d'engrenages et de roulements sur l'erreur de transmission et les accélérations aux paliers, a permis de sélectionner les domaines d'analyse susceptibles de fournir des indicateurs d'avaries efficaces même en cas de défauts multiples.

Les accélérations seront étudiées à partir de leur signal enveloppe, dans le domaine spectral et cepstral. L'objectif est de définir des indicateurs capables de détecter des défauts de roulements, de les dissocier des avaries d'engrenages et de d'identifier leur type (défaut bague intérieure, ou élément roulant). De plus, la notion de gravité du défaut sera abordée, en analysant le niveau des indicateurs en fonction de l'introduction d'un défaut faible ou important.

Les accélérations aux paliers sont également utilisées pour la détection de défauts isolés d'engrenages. Le spectre et le cepstre moyennés seront étudiés afin de juger de la validité de l'utilisation des accélérations en présence de défauts combinés d'engrenages et de roulements.

Concernant l'erreur de transmission, différents domaines d'analyse seront abordés, permettant de caractériser la morphologie du signal temporel en fonction des avaries rencontrées, d'isoler les éléments représentatifs de défauts d'engrenages dans le spectre et le cepstre moyenné, et dans le spectre et le cepstre du signal enveloppe.

Les valeurs numériques correspondant aux courbes de tendance présentées dans ce chapitre sont récapitulées *annexe* 7.

1. Grandeurs représentatives issues des accélérations

1.1. Indicateurs issus du signal enveloppe

1.1.1. Influence des défauts de roulements

Les roulements provoquent dans les signaux d'accélération des modulations correspondant à la fréquence caractéristique de l'écaillage. De par ce phénomène, l'analyse enveloppe des signaux vibratoires apparaît être un outil performant pour le diagnostic des roulements ; il permet de linéariser les mesures dans le cas de faibles non linéarités, ce qui est le cas en présence de défauts de roulements. L'objectif de l'étude du signal enveloppe est de chercher à dissocier les effets des défauts d'engrenages de ceux des défauts de roulements, ainsi que d'identifier le type de défauts de roulements

Les signaux temporels sont d'abord fenêtrés (fenêtre de Blackman) puis filtrés à l'aide d'un filtre passe-bande dont la plage privilégie principalement les fréquences de défauts de roulements. Le signal enveloppe est la transformée d'Hilbert du signal fenêtré filtré. L'enveloppe ainsi obtenue ne fournit pas d'indication proprement dite sur la présence d'un défaut. Les indicateurs sont établis à partir de la représentation spectrale ou cesptrale.

La *figure 48* met en évidence la signature du défaut bague intérieure situé sur le roulement à rouleaux : elle compare les spectres et cepstres du signal enveloppe de la voie 3

des configurations avec et sans défaut. La présence du défaut bague intérieure du roulement à rouleaux produit dans le spectre une émergence des deux premiers harmoniques de l'avarie et quelques bandes latérales autour de ces pics (*Fig. 48.a.* et *48.b.*). L'espacement entre les raies secondaires est la fréquence de rotation de l'arbre moteur, porteur du défaut. L'existence des résonances autour des harmoniques du défaut entraîne l'émergence des rhamoniques de rotation de l'arbre moteur dans le cepstre (*Fig. 48.c.* et *48.d.*); l'amplitude du second rhamonique est la plus importante.



Figure 48 : Signal enveloppe avec et sans défaut bague intérieure de roulement à rouleaux (2300 tr/min, 60 N.m., voie 3)

L'ensemble des *figures 49* présente les spectres et cepstres de l'enveloppe de l'accélération mesurée voie 2 pour les mêmes configurations : sans défaut et avec défaut bague intérieure sur le roulement à rouleaux. Sur les signaux de cette voie, la signature de l'avarie est à peine visible : le premier harmonique du défaut est de l'ordre de 0.7 sur la voie 3 et de l'ordre de 0.15 sur la voie 2, le second rhamonique de rotation d'arbre est de l'ordre de 0.14 sur la voie 3 et de 0.04 sur la voie 2. Le défaut est décelable par la méthode de l'enveloppe sur la voie 3, voie de mesure sur le palier porteur de l'écaillage, et non sur une autre voie du même arbre.



Figure 49 : Signal enveloppe avec et sans défaut de roulement à rouleaux (2300 tr/min, 60 N.m., voie 2)

Une observation similaire peut être réalisée pour le défaut bague intérieure du roulement à billes, écaillage de moindre importance par rapport à l'avarie du roulement à rouleaux (*Fig.* 50). Les signaux de la voie 2 sont influencés par la présence du défaut ; le spectre présente d'importants pics d'harmoniques de défauts entourés de bandes latérales dont on retrouve la fréquence d'espacement dans le cepstre (quéfrence de rotation d'arbre moteur).

De même, l'écaillage n'est visible que sur la voie du palier où il se situe. Les mesures de la voie 3 ne révèlent aucunement la présence de l'anomalie.



Figure 50 : Signal enveloppe avec et sans défaut de roulement à billes (2300 tr/min, 60 N.m., voie 2)

L'importance de l'endommagement de la bague intérieure a une influence sur la propagation de la signature. Dans le cas d'un défaut faible, il n'est décelable que sur les accélérations mesurées sur le palier porteur de l'avarie alors qu'en présence d'un défaut plus important, la signature se répercute sur les accélérations mesurées sur les paliers voisins. Même si cette propagation n'est pas suffisante pour un diagnostic, nous constatons que l'importance de l'écaillage a une conséquence sur l'enveloppe des signaux d'accélérations.

L'analyse d'enveloppe permet également de détecter un écaillage sur élément roulant et la signature de ce défaut est différente de celle de l'écaillage sur bague intérieure. Le spectre présente un pic de faible amplitude à la fréquence caractéristique du défaut (*Fig. 51.a.* et *51.b.*). Aucune bande latérale n'entoure cette résonance, ce qui explique l'absence de particularité dans le cepstre (*Fig. 51.c.* et *51.d.*). Ce phénomène est explicable puisque l'écaillage d'élément roulant ne provoque qu'une modulation d'amplitude à la fréquence du défaut, et aucune impulsion à chaque tour d'arbre.

Le niveau du pic du défaut sur élément roulant est plus faible que le niveau d'un défaut bague intérieure (3 à 4 fois) mais il est suffisant pour constituer un indicateur fiable de la présence de ce type d'avarie.



Figure 51 : Signal enveloppe avec et sans défaut ER de roulement à rouleaux (2300 tr/min, 60 N.m., voie 3)

1.1.2. Influence de défauts d'engrenages

Le signal enveloppe des accélérations est très peu sensible aux défauts d'engrenages. Les *figures 52* présentent les spectres et cepstres des voies 1 à 3 dans le cas d'un défaut local sur une dent. Aucun pic caractéristique n'émerge quelque soit la voie ou le domaine d'observation. Les résultats concernant un défaut distribué sur la denture sont identiques ainsi que les conclusions sont attenantes.



Figure 52 : Signal enveloppe dans le cas d'un défaut local d'engrenage (2300 tr/min, 60 N.m)

Dans le cas de défauts combinés, d'engrenages et de roulements, les avaries d'engrenages n'entravent pasle diagnostic de l'état des roulements (*Fig. 53*). Les spectre et cesptre du signal d'accélération de la voie 2 sont similaires dans le cas du défaut roulement à billes seul et dans le cas de défauts combinés roulement à bille et écaillage d'engrenage. Le cesptre est cependant légèrement modifié et présente des pics de faible énergie autour des rhamoniques du défaut bague intérieure du roulement à billes.



Figure 53 : Comparaison de signal enveloppe dans le cas d'un défaut isolé de roulement et d'une combinaison défaut engrenage et roulement (2300 tr/min, 60 N.m, voie 2)

1.1.3. Synthèse : signature de défauts de roulements et d'engrenages par analyse d'enveloppe de signaux vibratoires.

L'analyse d'enveloppe des signaux vibratoires est à retenir pour le choix des indicateurs de défauts de roulements car elle constitue un outil de dissociation des défauts (*Tableau 10*). Les perturbations engendrées par les avaries d'engrenages sont très faibles, ce qui les rend indétectables par cet outil d'analyse. Il semblerait que seuls les défauts de roulements apparaissant sur les accélérations recueillies sur le palier les logeant provoquent une modification notoire du signal enveloppe.

	Spectre du signal enveloppe	Cepstre du signal enveloppe	Voies
Bague	Harmoniques 1 et 2 du	Rhamoniques 1 et 2 de rotation d'arbre	3
Intérieure	défaut		
Rlt à	+bandes latérales		
rouleaux			
Bague	Harmoniques 1 et 2 du	Rhamoniques 1 et 2 de rotation d'arbre	2
Intérieure	défaut		
Rlt à billes	+ bandes latérales		
Local	Harmoniques 1 du	Pas de signature	
Elément	défaut		
Roulant			
Rlt à			
rouleaux			
Local dent	Pas de signature	Pas de signature	
engrenages			
Distribué sur	Pas de signature	Pas de signature	
denture			

Tableau 10 : Signatures des défauts choisis dans l'analyse d'enveloppe des signaux vibratoires

1.1.4. Définition d'indicateurs de défauts de roulements

L'analyse morphologique des signaux enveloppe d'accélérations traités dans le domaine spectral et cepstral permet de dégager plusieurs signatures de défauts de roulements. De plus ce principe d'analyse apparaît comme un outil de dissociation. D'une part les défauts d'engrenages ne perturbent pas de façon significative les spectre et cepstre enveloppe, d'autre part, les défauts de roulement sont visibles presque exclusivement dans les mesures prises sur le palier correspondant.

Un défaut sur la bague intérieure d'un roulement a deux effets notoires :

• Une augmentation de l'amplitude des harmoniques de la fréquence du défaut dans le spectre enveloppe

• Une augmentation de l'amplitude des rhamoniques de rotation de l'arbre endommagé dans le cepstre enveloppe.

Un défaut sur un élément roulant d'un roulement produit :

• Une augmentation de l'amplitude des harmoniques de la fréquence du défaut dans le spectre enveloppe

L'analyse morphologique et qualitative a permis d'orienter les calculs à mener afin de définir des outils fiables de diagnostic de roulements. Ainsi pour le spectre enveloppe et le cepstre enveloppe, des grandeurs à étudier ont été définies:

Sur la voie 2, trois indicateurs calculés :

• la somme des deux premiers harmoniques de la fréquence du défaut BI de roulement à billes, **H1-BI-Bil+H2-BI-Bil**.

• la somme des deux premiers rhamoniques de rotation de l'arbre moteur,

R1-Am+R2-Am.

• la somme des deux premiers rhamoniques de rotation de l'arbre récepteur **R1-Ar+R2Ar**.

Sur la voie 3, quatre indicateurs calculés :

• la somme des deux premiers harmoniques de la fréquence du défaut BI de roulement à rouleaux, H1-BI-Rlx+H2-BI-Rlx.

• la somme des deux premiers harmoniques de la fréquence du défaut ER de roulement à rouleaux, H1-ER-Rlx+H2-ER-Rlx.

• la somme des deux premiers rhamoniques de rotation de l'arbre moteur,

R1-Am+R2-Am.

• la somme des deux premiers rhamoniques de rotation de l'arbre récepteur.

R1-Ar+R2Ar.

Nous allons étudier l'évolution de ces indicateurs avec les conditions de fonctionnement (vitesse et couple), et quantifier l'influence des défauts sur leur variation de niveau.

Les graphes résultats ci-dessous sont tous tracés avec le même procédé. En abscisse est placé l'état du roulement à rouleaux (neuf, ER-Rlx, BI-Rlx); en ordonnée, l'amplitude de l'indicateur. Chaque graphe comporte 6 courbes, chacune d'elle correspondant à une configuration de combinaisons d'avaries (*Tableau 11*). Ainsi donc, chaque ensemble de figures présente l'évolution de l'indicateur en fonction de l'état du roulement à rouleaux pour les trois vitesses (1300, 2300, et 4300 tr/min). Les graphes présentés dans cette partie concernent le couple résistant 60 N.m. Nous montrerons que l'influence du couple sur l'évolution des indicateurs est négligeable, toutefois, les graphes similaires avec un couple de 120 N.m. sont rassemblés dans l'*Annexe 5*.

	Roulement à billes	Engrenages
 -1_1	Sain	sain
<u> </u>	Sain	Défaut local
→ 1_3	Sain	Défaut réparti
··⊡·· 2_1	Défaut bague intérieure	Sain
··· <u></u> .· 2_2	Défaut bague intérieure	Défaut local
···· 2_3	Défaut bague intérieure	Défaut réparti

Tableau 11 : légende des courbes d'analyse

La présence d'un défaut d'écaillage sur la bague intérieure d'un roulement produit une augmentation de l'amplitude des harmoniques de la fréquence (dans le spectre enveloppe) du défaut sur la voie correspondant au roulement défectueux. Les *figures 54* et *55* représentent la somme des deux premiers harmoniques de la fréquence du défaut bague intérieure du roulement à billes (*Fig. 54*) et du roulement à rouleaux (*Fig. 55*). La vitesse a une influence

non négligeable sur le niveau de cet indicateur. Globalement, plus elle est élevée, plus la signature est marquée, l'émergence des pics est plus nette.

De même, l'indicateur traduit l'importance du défaut. L'analyse de la *figure 56* permet de conclure que le niveau des pics augmente avec la gravité de l'avarie. Ces courbes représentent le pourcentage minimum d'augmentation du niveau des indicateurs entraîné par la présence du défaut concerné : elles constituent une synthèse des illustrations *54* et *55*. Dans la *figure 56.a.* est représenté le pourcentage d'augmentation minimal du niveau du pic de défaut bague intérieure roulement à billes engendré par le défaut correspondant en fonction de la vitesse, pour les deux couples. Par exemple, à 1300 tr/min, la présence du défaut entraîne une augmentation de l'indicateur d'au moins 139 % sous une charge de 60 N.m. La *figure 56.b.* présente les résultats similaires relatifs au défaut bague intérieure du roulement à rouleaux. On peut alors tirer plusieurs conclusions :

• Le couple transmis n'a pas d'influence majeure,

• L'importance du défaut est décelable par ce paramètre (somme des 2 premiers harmoniques du défaut dans le spectre enveloppe),



• Plus la vitesse est élevée, plus la signature est visible.

Figure 56 : Minimum d'augmentation des indicateurs en fonction de la vitesse

L'analyse morphologique a permis de mettre en évidence un autre indicateur de la présence d'un défaut bague intérieure de roulement : le niveau de la somme des deux premiers rhamoniques de l'arbre porteur du défaut. Les figures 57 et 58 représentent l'évolution de cet indicateur sur les voies 2 et 3. Sur la voie 2, la présence du défaut sur le roulement à billes entraîne une augmentation juste décelable à 1300 tr/min et nettement observable pour 2300 et 4300 tr/min. L'interprétation des courbes relatives à la voie 3 amène à des conclusions similaires : la présence du défaut bague intérieure sur le roulement à rouleaux est visible par cet indicateur pour les vitesses 2300 et 4300. La figure 59 constitue le même type de synthèse que la *figure 56* : le pourcentage mini de l'indicateur causé par la présence du défaut est représenté en fonction de la vitesse et pour les deux couples. Ici, l'importance du défaut n'est pas quantifiable, l'évolution de l'indicateur est similaire, pour un défaut faible et un défaut important. Pour la vitesse 1300 tr/min, la somme des deux premiers rhamoniques de l'arbre porteur du défaut est inutilisable dans le diagnostic d'une telle avarie.





150

100

50

0

- 120 N.m

1300

6

1

2300

132

365

vitesse

59.a. : % d'augmentation mini de

R1-Am+R2-Am en présence de BI-Rlx, voie 3

4300

389

250

Enfin, nous analysons l'indicateur correspondant à la détection du défaut élément roulant sur un roulement à rouleaux (Fig. 60 et 61). Il s'agit du niveau de la somme des deux

2300

204

82

vitesse

59.a. : % d'augmentation mini de

R1-Am+R2-Am en présence de BI-Bil, voie 2

4300

416

212

150

100

50

0

120 N.m

1300

45

36

premiers harmoniques du défaut dans le spectre enveloppe. La *figure 60* montre que pour les trois vitesses, ce paramètre est efficace pour l'identification de l'avarie. Dans le cas de faibles vitesses (1300 tr/min), on observe une augmentation encore plus importante pour les configurations avec défaut bague intérieure. Ce phénomène est dû au fait que les fréquences sont très proches, et que la largeur du pic des fréquences bague intérieure englobe les fréquences du défaut élément roulant. Ceci n'a que peu d'importance puisque dans tous les cas, l'anomalie est détectée.





Figure 61 : minimum d'augmentation de H1-ER-Rlx+H2-ER-Rlx en présence du défaut ER-Rlx

1.2. Spectre et cepstre moyennés : indicateurs de défauts d'engrenages

Les signaux d'accélérations aux paliers permettent d'isoler et d'identifier les défauts de roulements par l'analyse du signal enveloppe. D'autre part, les signaux d'accélérations mesurées aux paliers voisins d'un couple de roues dentées contiennent également les informations concernant l'état des engrenages. L'influence des défauts d'engrenages sur les trois voies d'accélération est étudiée, dans le cas de défaut isolés et simultanés. Le cas de la combinaison d'écaillages (sur roulement et sur engrenages) sera étudié afin d'analyser s'il est envisageable d'utiliser les accélérations mesurées sur un palier défectueux.. Les signaux des trois voies seront analysées dans les domaines spectral et cepstral. Les signaux présentés ici sont des moyennes de spectres et de cesptres. Par exemple, pour un spectre de 2048 points, le signal temporel brut est découpé en portions de 2048 points ; un spectre est calculé à chaque portion, et la moyenne des différents spectres est dénommé *spectre moyenné*. Il en est de même pour l'obtention des *cepstres moyennés*.

1.2.1. Recherche d'indicateur pour un défaut local sur une dent.

Le défaut local d'engrenage produit une impulsion à chaque tour de la roue endommagée. Dans cette étude, l'avarie a été introduite sur le pignon récepteur du système. L'observation dans le domaine temporel des trois signaux (voie 1, 2, et 3) montre une légère augmentation globale de l'amplitude, en particulier pour les voies 1 et 2 proches de l'engrenage (*Fig. 62*).



Figure 62 : Influence du défaut local d'engrenage sur les accélérations (signal temporel)

Le spectre des signaux avec défaut local d'engrenages présente de faibles bandes latérales autour des pics d'engrènement (*Fig. 63*). L'espacement entre les pics secondaires des bandes latérales correspond à la fréquence de rotation de l'arbre récepteur qui porte le défaut.



Figure 63 : Spectre de la voie 1, comparaison du cas sans défaut et du cas avec défaut local sur une dent

Le cepstre révèle également la présence de ces bandes latérales, puisque en présence de l'écaillage d'une dent les rhamoniques de la rotation de l'arbre récepteur sont nettement observables (*Fig. 64.a.* et *64.b.*). Bien que cette émergence soit plus faible que dans le cas d'un défaut de roulement, elle produit une signature observable dans le cepstre des accélérations. Cependant lorsqu'un roulement est endommagé, la signature du défaut d'engrenage est indiscernable sur le cesptre moyenné mesuré sur le palier correspondant, puisque l'augmentation des rhamoniques de rotation d'arbre due à l'état des roulements est supérieure à ce que peut provoquer un engrenage (Fig. 64.c.).



Figure 64 : Analyse cepstrale de défaut local d'engrenages et de roulements

Pour les quatre configurations – sans défaut, avec défaut d'engrenage, avec défaut de roulement, avec combinaison défauts roulements et engrenage -, la somme des trois premiers rhamoniques de rotation d'arbre moteur et récepteur ont été calculées pour les mesures de la voie 2 (*Tableau 12*). Le pourcentage d'augmentation de cette somme par rapport à la situation sans défaut est calculée pour chaque configuration. Un défaut local d'engrenage lorsqu'il est seul provoque une augmentation de l'ordre de 70 % de l'indicateur choisi, alors que le défaut de roulement à billes génère une augmentation de 200%. En présence des deux avaries, l'effet des engrenages devient indiscernable.

	Sans défaut	Ecaillage engrenage	Ecaillage Roulement à bille	Ecaillage Roulement à bille et engrenage
R1-Am+	0.157	0.136	0.515	0.346
R2-Am+R3-Am		-13%	228%	78%
R1-Ar+	0.131	0.227	0.201	0.119
R2-Ar+R3-Ar		73%	53%	-10%

Tableau 12 : Evolution de la somme des trois premiers rhamoniques de rotation d'arbre(2300 tr/min, 60 N.m, voie2)

Dans les expérimentations effectuées, le roulement à billes de la voie 1 a été laissé intact. L'analyse du cepstre moyenné de cette voie fournit donc des éléments quant à la détection d'un défaut local d'engrenage à partir des accélérations mesurées sur un palier sain.

L'indicateur relatif à l'émergence des rhamoniques de rotation d'arbre dans le cepstre moyenné d'accélération est *le pourcentage d'augmentation de la somme des deux premiers rhamoniques de rotation d'arbre par rapport à la configuration sans défaut*. L'évolution de cet indicateur cepstral sur la voie 1 en fonction de la vitesse de fonctionnement et de l'état des composants mécaniques est présenté dans les *figures 65* et *66*. Les *figures 65* sont relatives aux rhamoniques de rotation d'arbre récepteur, porteur du défaut, et les *figures 66* relatives aux rhamoniques de rotation d'arbre moteur.

La détection du défaut local d'engrenage est possible pour les vitesses faibles et moyennes, puisque quelque soit la combinaison d'avaries, l'indicateur relatif à l'arbre récepteur augmente significativement en présence du défaut, alors que la somme des deux rhamoniques de rotation d'arbre moteur reste autour de la valeur sans défaut. Pour la vitesse élevée, l'augmentation arbre récepteur est encore plus importante que pour les autres conditions de fonctionnement, mais il en est de même pour l'arbre moteur. L'indicateur issu du cepstre moyenné des accélérations est donc utile pour le diagnostic d'un défaut local d'engrenage à partir de mesures prises sur un roulement sain, à proximité de l'engrenage, et à des vitesses moyennes.







Figure 66 : Voie 1 - R1-Am+R2-Am

1.2.2. Recherche de signature d'un défaut distribué sur la denture de l'engrenage.

A chaque entrée en contact d'un couple de dents, le défaut réparti d'engrenage se manifeste. Sa fréquence caractéristique est donc la fréquence d'engrènement.

Dans le domaine temporel, on note sur les voies 1 et 2, une faible augmentation de l'amplitude. Mais le phénomène le plus intéressant, qui constitue la signature du défaut réparti d'engrenages se situe dans le spectre. Le niveau des deux premiers harmoniques d'engrènement observés en échelle linéaire est nettement augmenté pour les voies 1 et 2, voies les plus proches du réducteur (*Fig. 68*). Par contre, les spectres de la voie 3, avec ou sans défaut sont superposables. L'effet du défaut distribué se retrouve essentiellement dans les signaux vibratoires à proximité de l'engrenage.



Le spectre présente également un écho, on observe une émergence des pics de demi harmoniques d'engrènement (voie 1 et 2, Fig. 67.a et 67.b.). Ce phénomène a pour effet de faire ressortir les pics de rhamoniques d'engrènement dans le cepstre (Fig. 68.a. et 68.b.) alors que pour la voie 3, le cepstre avec défaut distribué d'engrenage ne présente rien de particulier. Cette particularité dans le cepstre nettement observable en cas de défaut d'engrenage seul, n'est pas toujours présente dans le cas d'association de défaut de roulement. C'est pourquoi aucun n'indicateur n'a été défini à partir du cesptre moyenné d'accélération pour la détection de défaut réparti d'engrenage. Par contre, le spectre moyenné fournit un moyen de détection d'usure répartie de l'engrenage : utilisons pour cela le pourcentage d'augmentation du premier harmonique d'engrènement sur la voie 1 par rapport à la configuration sans défaut. Les figures 69 présentent l'évolution de cet indicateur en fonction de la vitesse et des configurations de défauts. Les défauts de roulements n'ont pas d'influence significative sur l'indicateur. La présence d'un défaut d'engrenage entraîne une hausse du niveau du premier harmonique d'au moins 100%. Plus la vitesse augmente, plus l'augmentation est importante. L'indicateur issu du spectre moyenné des accélérations est efficace pour la détection des défauts d'engrenages mais seulement à partir de mesures d'un roulement sain, proche de l'engrenage.


Figure 68 : évolution des rhamoniques d'engrènement sur les trois voies 2300 tr/min, 60 N.m

L'avantage des deux indicateurs du cepstre moyenné et du spectre moyenné est d'offrir une possibilité de dissociation du type de défaut d'engrenage : le niveau des rhamoniques de rotation d'arbre sont sensibles aux défauts locaux, tandis que celui des harmoniques d'engrènement sont sensibles aux défauts d'usure répartie.



Figure 69 : Voie 1 - niveau du premier harmonique d'engrènement en fonction de l'état de l'engrenage

Dans tous les cas, il a été montré que l'analyse d'enveloppe était efficace pour la détection et l'identification des défauts de roulements. Par contre, le diagnostic des engrenages ne peut être fait exclusivement à partir des mesures d'accélérations aux paliers mise à part dans les configurations où les roulements sont sains. C'est pourquoi, nous allons définir des indicateurs de défauts d'engrenages à partir des signaux d'erreur de transmission.

2. Grandeurs représentatives issues de l'erreur de transmission

2.1. Domaine temporel : étendue statistique

Les défauts d'engrenages et de roulements ont un effet notoire sur le signal temporel de l'erreur de transmission. L'erreur de transmission étant la grandeur physique caractéristique de l'engrenage ; nous cherchons à en extraire des indicateurs de l'état de l'engrenage et à réduire la perturbation des roulements. Afin de minimiser leur effet, il est possible de procéder au moyennage synchronisé du signal. Il est effectué sur quatre périodes de rotation de l'arbre récepteur (porteur du défaut local d'engrenage) avec six moyennes. Le moyennage synchronisé sur un signal sans défaut lisse celui-ci, et la faible modulation d'amplitude naturelle du système mécanique est dégagée des effets parasites (*Fig. 70*).



Figure 70 : Moyennage synchronisé de l'erreur de transmission – système sans défaut (4300 tr/min, 60 N.m)

Les écaillages importants de roulements (bague intérieure ou élément roulant), ont une signature visible dans le signal brut temporel de l'erreur de transmission (modulation d'amplitude, et fréquence du défaut). Lorsque le défaut est faible (exemple : défaut d'écaillage de bague intérieure du roulement à billes), le signal ne comporte pas de stigmate dominant de cette avarie ; le signal moyenné synchrone est très proche du signal moyenné sans défaut (*Fig.* 71).



Figure 71 : Moyennage synchronisé de l'erreur de transmission – BI-Bil (4300 tr/min, 60 N.m)

En présence du même écaillage (bague intérieure), de taille plus importante, les signes du défaut disparaissent avec le moyennage synchrone, mais il subsiste une amplitude générale supérieure à celle rencontrée dans le cas sans défaut (*Fig.* 72). Par contre, avec l'écaillage sur un élément roulant, la modulation d'amplitude à la rotation d'arbre est toujours visible (*Fig.* 73). Dans le cas d'un défaut local d'engrenage, (*Fig.* 74), le moyennage synchronisé amplifie la signature de l'écaillage : la modulation d'amplitude à chaque tour de roue est amplifiée. Il est

de même avec le défaut réparti d'engrenage, et dans ce cas on a également une amplitude générale plus importante que dans la configuration sans défaut (*Fig. 75*).







Figure 73 : Signal moyenné synchrone de l'erreur de transmission – ER-Rlx (4300 tr/min, 60 N.m)



Figure 74 : Comparaison du signal de l'erreur de transmission et du signal moyenné synchrone E. local (4300 tr/min, 60 N.m)



Figure 75 : Comparaison du signal de l'erreur de transmission et du signal moyenné synchrone E. réparti (4300 tr/min, 60 N.m)

Le passage d'un défaut local d'engrenage produit une impulsion lorsqu'il participe à l'engrènement. Le moyennage synchronisé amplifie ce phénomène, visible à la simple observation de la morphologie du signal. L'étendue statistique (valeur maxi moins valeur mini de l'échantillon) permet de s'affranchir de l'analyse visuelle pour caractériser la signature d'un défaut local d'engrenage. Elle est calculée pour la portion de signal correspondant à la durée d'engrènement d'une dent de l'arbre récepteur. Le signal moyenné synchrone étudié comprend 4 périodes ; il permet de calculer 4 fois 36 (nombre de dents de la roue réceptrice) valeurs d'étendue statistique. Les courbes d'étendue présentées ci-après tracent l'ensemble des 4*36 valeurs. Lors du passage de la dent défectueuse, l'étendue statistique prend une valeur très supérieure au niveau moyen qu'elle présente lors des engrènements sains (*Fig. 76*).



Figure 76 : Etendue statistique du signal moyenné synchrone de l'erreur de transmission (4300 tr/min, 60 N.m)

Le comportement de l'étendue statistique n'est pas identique dans le cas d'un défaut local sur une seule dent et dans le cas d'un défaut réparti d'engrenage (*Fig.* 77). Le niveau moyen est plus important en présence d'un défaut uniforme : la moyenne de l'étendue est augmentée de 65 % par rapport à la configuration sans défaut avec un écaillage local, et est augmentée de 109 % avec une usure répartie (4300 tr/min, 60 N.m). D'autre part, l'étendue statistique calculée sur 4 périodes présente des pics régulièrement espacés dans le cas d'une avarie locale et irrégulièrement espacés en présence de défaut réparti.



Figure 77 : Etendue statistique du signal moyenné synchrone de l'erreur de transmission : influence de défaut d'engrenages (4300 tr/min, 60 N.m)

L'état des roulements modifie également la morphologie de l'étendue statistique. En présence d'un défaut important sur la bague intérieure, les valeurs de l'indicateur sont augmentées, mais les valeurs maximales rencontrées sont inférieures à celles provoquées par un défaut d'engrenage (*Fig. 78.b.*). De plus, les pics ne correspondent pas au passage d'une dent ; ils n'ont pas la largeur et l'amplitude significative d'une avarie d'engrenage. Lorsque l'écaillage de la bague intérieure est faible, l'étendue statistique reste très semblable à la configuration sans défaut (*Fig. 78.a.*).

L'écaillage d'un élément roulant produit une modification de l'allure de l'étendue statistique proche de l'effet d'un défaut d'engrenage : une augmentation du niveau sur une portion de signal contenue dans le temps d'une rotation d'arbre.



A partir des valeurs de l'étendue à chaque engrènement pendant quatre périodes, un indicateur a été défini. Sur chacune des quatre périodes de rotation d'arbre, le maximum est relevé ; la somme des quatre valeurs obtenues donne l'indicateur correspondant à l'étendue statistique du signal moyenné synchrone de l'erreur de transmission. Il évolue de manière cohérente avec les défauts d'engrenages et de roulements.

Le **Tableau 13** et les **figures 79**, présentent les résultats obtenus pour toutes les combinaisons de défauts. Le **Tableau 13** récapitule le pourcentage d'augmentation de la somme des quatre premiers harmoniques par rapport à la configuration sans défaut. Il rassemble les valeurs par combinaison de défaut de roulement et chaque colonne correspond à une des trois vitesses de fonctionnement. Les *figures 79*, reprennent ces valeurs. Chaque figure contient pour une vitesse l'évolution de l'indicateur en fonction de l'état de l'engrenage pour les six combinaisons de défauts de roulement.

La différence d'évolution de l'indicateur entre les vitesses moyennes et importantes est visible. Pour 4300 tr/min, en présence de défaut d'engrenages, il augmente quelque soit la combinaison de défaut de roulement. Cependant, pour les cas d'écaillages importants de roulements (sur roulement à rouleaux, et avec le défaut bague intérieure sur les deux roulements), l'indicateur atteint un niveau proche de celui significatif d'une avarie d'engrenage. Pour 1300tr/min et 2300 tr/min, son augmentation est moins importante lorsque les défauts sont combinés ou lorsque l'on est en présence du défaut d'élément roulant.

	sans défaut de roulement			В	I-RIx, 12	2_	ER-RIx, 13_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	45	84	65	-40	85	28
local	138	183	100	74	138	97	-11	24	74
réparti	244	257	113	77	255	152	-16	114	103

	BI-Bil, 21_			BI- Bil, BI-RIx, 22_			BI- Bil, ER-RIx, 23_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	28	-12	-9	-35	4	48	-43	9	3
local	135	223	48	-8	65	88	-22	30	77
réparti	147	287	80	-14	62	167	-37	134	98

Tableau 13 : Evolution de l'étendue du signal moyenné synchrone de l'erreur de transmission (en
pourcentage d'augmentation par rapport à la configuration sans défaut)



Figure 79 : Evolution de l'indicateur étendue statistique

2.2. Spectre et cepstre moyennés.

Le défaut distribué se manifeste continuellement pendant l'engrènement puisque toutes les dents de chaque roue sont endommagées. Le signal d'erreur de transmission brut est modifié de façon continue : à chaque engrènement de deux dents, l'impulsion est plus forte que lors d'un engrènement normal. La composante fréquentielle correspondant à la fréquence d'engrènement est donc nettement observable. Par conséquent, la présence de défaut réparti d'engrenage conduit également à une augmentation de l'amplitude du spectre de l'erreur de transmission (*Fig. 80*), particulièrement aux harmoniques d'engrènement (H1-Eng, H2-Eng,..).



Figure 80 : Spectre de l'erreur de transmission (2300 tr/min 60 N.m)

De plus, les harmoniques d'engrènement sont entourés de pics séparés par la fréquence d'engrènement. Ce phénomène de bandes latérales peut aussi être décelé grâce à l'analyse cepstrale : la présence d'un défaut réparti sur la denture produit une émergence des rhamoniques d'engrènement (R1-Eng, R2-Eng, ...) : les rhamoniques paires (R2-Eng et R4-Eng) ont une amplitude particulièrement élevée (*Fig. 81*). En effet, les pics des bandes latérales sont distantes de la moitié de la fréquence d'engrènement ; les rhamoniques correspondant sont donc l'inverse de cette distance soit le double de la quéfrence d'engrènement (R2-Eng et R4-Eng, R4-Eng étant le second rhamonique du double de la quéfrence d'engrènement).



Figure 81 : Cepstre de l'erreur de transmission (2300 tr/min 60 N.m)

Afin de quantifier numériquement les phénomènes observables *figures 80 et 81*, la somme d'amplitude de pics sera prise comme indicateur. Ainsi pour le spectre, nous considérerons la somme des amplitudes des quatre premiers harmoniques, et pour le cepstre, la somme des rhamoniques 2 et 4.

Les expérimentations ont montré que les défauts de roulements, lorsqu'ils sont seuls et un à la fois, ne provoquent pas d'augmentation des deux indicateurs précédemment définis. Les *figures 82* et *83* décrivent leur évolution en présence de défauts isolés de roulements et d'engrenages. Concernant la vitesse de fonctionnement, on retrouve les mêmes tendances d'évolution que dans celle de la valeur maximale. L'augmentation des indicateurs est d'autant plus importante que la vitesse est faible. Les défauts isolés de roulements n'ont pas la même influence sur l'indicateur spectral que sur l'indicateur cepstral. En effet, la somme des quatre premiers harmoniques d'engrènement ne subit pas d'augmentation particulière en présence d'un des trois défauts de roulements, alors que la somme des deux premiers rhamoniques pairs est augmentée pour n'importe lequel des trois défauts. Cependant, la hausse due aux défauts de roulements est inférieure à la hausse due au défaut d'engrenage : respectivement de l'ordre de $30*10^{-4}$, et $40*10^{-4}$.



Le **Tableau 14** et les **figures 84**, présentent les résultats obtenus pour toutes les combinaisons de défauts. Le **Tableau 14** récapitule le pourcentage d'augmentation de la somme des quatre premiers harmoniques par rapport à la configuration sans défaut. Il rassemble les valeurs par combinaison de défaut de roulement et chaque colonne correspond à une des trois vitesses de fonctionnement. Les **figures 84** reprennent ces valeurs. Chaque figure contient pour une vitesse l'évolution de l'indicateur en fonction de l'état de l'engrenage pour les six combinaisons de défauts de roulement.

L'analyse des résultats confirme que l'erreur de transmission n'a pas les mêmes caractéristiques en haute vitesse (4300 tr/min) que pour les vitesses basses et moyennes (1300 et 2300 tr/min). En effet, les variations de l'indicateur spectral sont moins importantes pour 4300 tr/min : jusqu'à 200% contre 300% et 360% pour les deux autres vitesses.



Cependant, dans cette condition de fonctionnement (4300 tr/min), l'indicateur a une tendance d'évolution plus homogène. Quelque soit la configuration d'avarie, il augmente avec la dégradation de l'état de l'engrenage ; on remarque que le type, l'importance et le nombre de défaut de roulement n'a pas d'incidence sur l'indicateur spectral. En fixant le seuil de détection à 50 %, toutes les avaries d'engrenage sont mises en évidence mise à part, le défaut local avec écaillage de bague intérieure du roulement à billes. Au vu de la délicatesse de la mesure, on peut penser que cette valeur n'est d'ailleurs pas représentative et qu'en réalité elle serait du même ordre de grandeur que pour les autres configurations avec défaut d'engrenage

Pour les deux autres vitesses de fonctionnement, le type et l'importance du défaut de roulement ont une influence sur l'indicateur. On peut là aussi raisonnablement choisir 50% comme seuil de détection. Mais tous les défauts d'engrenages ne seront pas identifiés. La configuration avec écaillage sur le roulement à billes (défaut faible BI) permet la détection, alors que la configuration avec le même type de défaut plus important (BI-Rlx) ne le permet pas toujours : même dans les cas où l'identification est encore possible, la variation de l'indicateur avec l'état de l'engrenage est moins importante. En présence d'un défaut sur l'élément roulant, la détection n'est pas possible, ainsi que dans les configurations avec plusieurs avaries de roulement.

	sans défaut de roulement			BI-RIx, 12_			ER-RIx, 13_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	-5	33	-7	-39	34	-21
local	101	226	144	62	47	100	22	46	138
réparti	64	293	150	87	109	227	34	57	140

	BI-Bil, 21_			BI- Bi	il, BI-RI>	(, 22_	BI- Bil, ER-RIx, 23_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-0.5	-21	-57	24	-35	-40	28	-36	-4
local	148	338	34	35	97	93	88	34	202
réparti	135	364	107	5	65	65	-4	85	197

 Tableau 14 : Evolution de H1-Eng+H2-Eng+H3-Eng+H4Eng



Figure 84 : Spectre moyenné, évolution générale de H1-Eng+H2-Eng+H3-Eng+H4Eng (en % d'augmentation par rapport à la configuration sans défaut)

L'indicateur spectral ainsi défini (% d'augmentation de la somme des quatre premiers harmoniques d'engrènement par rapport à la configuration sans défaut) peut-être utilisé pour le diagnostic de défauts d'engrenages ; il est d'autant plus efficace que la vitesse de fonctionnement est élevée. Pour les conditions de fonctionnement plus faibles, il reste opérationnel tant que les défauts de roulements sont faibles et peu nombreux. La gravité d'une avarie augmente en général avec le temps ; un suivi de comportement régulier avec l'indicateur spectral permet de détecter la présence d'un défaut d'engrenage dans les cas de défauts d'engrenages seuls ou prépondérants.

Le **Tableau 15** et les **figures 85** rassemblent les résultats concernant un deuxième indicateur, l'indicateur cesptral : la somme des deux premiers rhamoniques pairs d'engrènement exprimée en pourcentage d'augmentation par rapport à la configuration sans défaut. Ils sont organisés de la même manière que les **Tableau 14** et **figures 84** présentés dans le paragraphe précédent.

Comme pour l'indicateur spectral, on retrouve que l'évolution de l'indicateur cepstral n'est pas similaire pour toutes les vitesses de fonctionnement : plus la vitesse est élevée, moins la plage d'évolution est importante (0 à 200% contre 0à 500% pour 2300 et 1300 tr/min).

D'autre part, l'indicateur cepstral est influencé par la présence de défaut de roulement même isolé surtout pour les vitesses faible et moyenne, ce qui rend le diagnostic délicat. Pour utiliser ce paramètre comme outil de détection, il est nécessaire de fixer le seuil à 300 % d'augmentation pour 1300 tr/min et 2300 tr/min, et à 100 % pour 4300 tr/min. Dans ce cas de

figure, on prend le risque d'atteindre quelque fois le seuil sans défaut d'engrenage (exemple : 130 tr/min, défaut BI Rlx), et de ne pas identifier un défaut d'engrenage existant (configuration avec les deux écaillages bagues intérieures, 4300 tr/min). Contrairement à l'indicateur spectral, la somme des deux premiers rhamoniques pairs d'engrènement n'est pas influencée par l'importance, le type ou le nombre de défaut. Les ordres de grandeurs d'augmentation sont principalement dûs au défaut d'engrenage et à la vitesse de fonctionnement.

	sans défaut de roulement			BI-RIx, 12_			ER-RIx, 13_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	323	293	30	261	284	84
local	407	356	212	394	463	113	540	572	196
réparti	529	351	137	529	351	137	385	416	136

	В	8I-Bil, 21	_	BI- Bi	il, BI-RIx	x, 22_	BI- Bil, ER-RIx, 23_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	280	163	3	141	129	3	137	191	12
local	400	226	97	365	348	74	350	332	118
réparti	445	319	97	410	337	77	345	368	149

Tableau 15 : Evolution de R1-Eng+R2-Eng



Figure 85: Cepstre moyenné, évolution générale R1-Eng+ R2-Eng (en % d'augmentation par rapport à la configuration sans défaut)

2.3. Cepstre de l'enveloppe



Figure 86 : Analyse d'enveloppe 2300 tr/min 60 N.m.

Le signal d'erreur de transmission dans le cas de défaut d'engrenage, présente une modulation d'amplitude d'une période correspondant à la rotation des arbres. L'analyse de l'enveloppe du signal met en évidence que l'avarie d'engrenage a pour conséquence d'augmenter les premiers harmoniques de rotation d'arbre dans le spectre de l'enveloppe ainsi que les premiers rhamoniques de rotation d'arbre dans le cepstre de l'enveloppe (*Fig. 86*). Il s'avère que l'augmentation dans le spectre est trop faible pour constituer un indicateur : en présence de défaut combinés, le niveau atteint par la somme des deux premiers harmoniques est variable, inutilisable pour un diagnostic.

Le paragraphe présente les caractéristiques du troisième indicateur issu de la mesure d'erreur de transmission : le pourcentage d'augmentation de la somme des deux premiers rhamoniques de rotation d'arbre par rapport à la configuration sans défaut. Le *Tableau 16* et les *figures 87* synthétisent l'évolution de l'indicateur d'enveloppe ainsi défini.

	sans défaut de roulement			BI-RIx, 12_			ER-RIx, 13_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	14	40	8	-47	40	-2
local	69	147	147	31	179	70	26	94	110
réparti	162	160	96	54	82	37	73	76	164
	В	I-Bil, 21	_	BI- Bil, BI-RIx, 22_			BI- Bil, ER-RIx, 23_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-24	32	22	-40	0	-30	-34	-18	35
local	68	173	60	-35	17.5	3	24	47	65
réparti	25	340	100	-33	-18	160	33	85	87

Tableau 16 : Evolution de la somme des 2 premiers rhamoniques d'arbre récepteur dans le cepstre del'enveloppe de l'erreur de transmission



Figure 87 : Evolution de l'indicateur cesptral d'enveloppe

La particularité de cet indicateur est que contrairement aux deux précédents, il a un comportement similaire pour les trois vitesses de fonctionnement Concernant l'efficacité, les tendances sont conformes aux précédentes : le diagnostic est meilleur pour les vitesses élevées (4300 tr/min). Avec un seuil de détection de 50%, les défauts d'engrenage sont tous identifiés sauf le défaut local avec l'association des deux écaillages de bague intérieure. Pour les deux autres vitesses, on constate que l'indicateur n'est pas utilisable lorsqu'il y a association de défaut de roulements.

Il semble que l'indicateur de l'enveloppe varie de manière moins significative avec les défauts d'engrenage que les indicateurs spectraux et cepstraux. Son seul avantage est de varier dans une même plage quelque soit la vitesse de fonctionnement.

2.4. Synthèse

Plusieurs indicateurs ont été définis à partir des mesures d'erreur de transmission. Ils sont destinés à la détection de défauts d'engrenages, local ou réparti. Ils ont été établis à partir du **domaine temporel** : étendue statistique, du **domaine spectral** : somme des quatre premiers harmoniques d'engrènement, du **domaine cepstral** : somme des deux premiers rhamoniques pairs d'engrènement, et du **domaine de l'enveloppe** : cepstre, somme des deux premiers rhamoniques de rotation d'arbre. Tous sont sensibles à l'état des roulements et des engrenages,

mais leur comportement bien que proche, n'est pas exactement identique, ce qui permet de les utiliser de manière complémentaire.

Le *Tableau 17* permet de faire la synthèse du comportement avec les grandeurs choisies en fonction de l'évolution de la vitesse et de l'état du système :

• Lorsque les défauts d'engrenages sont seuls, ils sont détectables par les différents indicateurs puisque la présence d'avarie d'engrenage provoque une forte augmentation de leur niveau.

• Dans le cas de défauts de roulements seuls, les indicateurs issus de cepstre (cepstre moyenné du signal brut et cepstre de l'enveloppe) s'élèvent à un niveau équivalent à celui atteint avec un défaut d'engrenage. Ce phénomène ne se retrouve pas dans l'évolution des indicateurs issus des domaines temporel et spectral : en présence de défauts de roulements seuls, ils restent à une valeur similaire à la configuration sans défaut. Par contre, dans le cas de défauts importants ou de défauts combinés de roulements, l'augmentation due à la dégradation des engrenages est réduite, et peu utilisable pour un diagnostic.

• La combinaison des 4 grandeurs aboutit à une détection de tous les défauts d'engrenages avec toutefois le risque de signaler des avaries d'engrenages qui n'existent pas (dans le cas de défauts importants de roulements). L'ambiguïté du diagnostic augmente avec l'importance des défauts de roulements. Ceci signifie que dans le cas d'un écaillage progressif de roulements, il est possible grâce à l'erreur de transmission d'isoler un défaut d'engrenage simultané dans la phase où le défaut de roulement est encore faible. L'emploi de l'erreur de transmission comme outil de diagnostic implique donc un suivi régulier des indicateurs.

		étendue statistique	spectre : Σ 4H.Eng	cepstre : Σ 2Rp.Ar	cesptre enveloppe : Σ 2Rp.Ar
Possibilité d'utilisation en	basse	partiellement utilisable	partiellement utilisable	partiellement utilisable	partiellement utilisable
jonction de la vitesse	haute	utilisable	utilisable	partiellement utilisable	partiellement utilisable
Détection de défaut engrenage seul		×	×	×	×
Augmentation d'indicateur en cas de défaut de roulement seul				×	
Détection défaut d'engrenage malaré défaut	faible	×	×	×	
roulement BI	important	×	×	×	
Détection défaut d'engrenage malgré défaut roulement ER				×	×
Détection défaut d'engrenage malgré défauts combinés de roulement				×	×

Tableau 17 : Identification de défauts d'engrenages selon les 4 indicateurs d'erreur de transmission

3. Démarche de diagnostic

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. Le *tableau 18* synthétise l'ensemble des indicateurs définis ainsi que leur domaine de compétence. Les deux grandeurs physiques étudiées sont les accélérations aux paliers et l'erreur de transmission entre les deux roues de l'engrenage. En analysant ces signaux dans divers domaines, temporel moyenné synchrone, spectre et cepstre moyennés, spectre et cepstre de l'enveloppe, la détection et l'identification de chaque endommagement est désormais possible. Cependant, 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 utilisées à des vitesses inférieures à 3000 tr/min à la détection et la dissociation de défaut d'engrenages locaux ou répartis. Cependant, elles doivent être dans ce cas, mesurées à proximité d'un palier dont le roulement n'est pas endommagé.

	Bague Intérieure Important	Bague Intérieure Faible	Local Elément Roulant	Local dent engrenages	Distribué sur denture
accélérations					
Sur palier sain : cepstre moyenné rhamonique de rotation d'arbre vitesses basses et moyennes				×	
sur roulement sain : spectre moyenné harmonique d'engrènement					×
Sur palier endommagé : spectre et cepstre de l'enveloppe	×	×	×		
erreur de transmission					
étendue statistique haute vitesse				×	×
cepstre rhamonique de rotation d'arbre haute vitesse				×	×
Spectre harmoniques d'engrènement haute vitesse				×	×
cepstre de l'enveloppe rhamonique d'arbre haute vitesse				×	×

Tableau 18 : Indicateurs de défauts de roulements et d'engrenages

L'erreur de transmission est perturbée par la présence de défaut de roulement, mais elle ne permet pas de diagnostic correct de ces éléments mécaniques. En revanche, elle constitue un outil de 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'organigramme de démarche de diagnostic (*Fig. 88*) présente la hiérarchie et la chronologie d'analyse des indicateurs afin de mener un suivi de comportement minimisant les risques de fausses interprétations.



Figure 88 : Organigramme de suivi de comportement d'un système à transmission par engrenage

La démarche que nous décrivons ici est une démarche de suivi de comportement : elle doit être réalisée en boucle, pendant le fonctionnement du système à surveiller. L'organigramme présente la structure d'une boucle de diagnostic. La surveillance ainsi définie est trop fastidieuse pour être menée par un opérateur en continu. Nous substituons donc à l'analyse humaine permanente un système expert basé sur l'utilisation des réseaux de neurones : celui-ci sera présenté dans le chapitre V.

première étape : recherche de défauts des roulements

La recherche des défauts de roulements est effectuée en premier lieu à partir de l'analyse enveloppe des signaux d'accélérations mesurés aux paliers. Nous avons vu que cette technique permet d'inventorier les roulements défectueux, de nommer le type d'élément endommagé à l'intérieur du roulement. Les niveaux des indicateurs sont comparés à des seuils limites préalablement établis : cette comparaison permet de conclure à la présence ou non d'une avarie. Il peut déjà être décidé à ce niveau d'entamer une procédure de maintenance pour cause de défaut de roulement, cependant, il est important de continuer la recherche de défaut pour repérer d'éventuelles avaries d'engrenage avant d'arrêter le système.

Il est possible à ce stade d'identifier les roulements sains. Cette étape est nécessaire puisqu'il y a complémentarité entre les accélérations et l'erreur de transmission, uniquement si l'analyse des accélérations est effectuée sur des mesures de palier sans défaut de roulement.

seconde étape : choix d'une technique de recherche de défauts d'engrenage

La recherche de défaut de roulements s'effectue toujours de la même façon – technique de l'enveloppe - quelque soit la vitesse de fonctionnement, et en présence ou non de défauts d'engrenage. Il n'en est pas de même pour la recherche d'avaries d'engrenages. La vitesse et la présence éventuelle de roulements défectueux conditionnent la technique de détection. Lorsqu'il existe un palier à roulement sain, il est plus efficace d'utiliser les accélérations en cas

Lorsqu'il existe un palier à roulement sain, il est plus efficace d'utiliser les accélérations en cas de vitesse de fonctionnement basse. Dans les autres configurations : vitesse haute ou situation sans roulement non endommagé, il est impératif d'analyser l'erreur de transmission.

troisième étape : recherche de défauts d'engrenages

L'analyse des accélérations pour la recherche de défauts d'engrenage est fondée sur le spectre et le cepstre moyenné : recherche d'augmentation du niveau d'harmoniques d'engrènement pour la détection de défaut distribué et recherche d'augmentation du niveau de rhamoniques de rotation d'arbre pour les défauts locaux. Lorsque ces indicateurs dépassent un seuil prédéfini, un défaut local ou distribué est déclaré présent.

Voici le détail de l'analyse de l'erreur de transmission dans les cas ou les accélérations sont inexploitables à cet effet (*Tableau 19*).

	Basse vitesse	haute vitesse
présence de défaut Bague Intérieure de roulement	étendue statistique	étendue statistique et spectre moyenné
présence de défaut Elément Roulant ou de défaut Bague Intérieure et Elément Roulant combinés	cepstre moyenné	cepstre moyenné et cepstre de l'enveloppe

Tableau 19 : Démarche d'utilisation des indicateurs définis dans l'analyse de l'erreur detransmission

En présence d'écaillage sur la bague intérieure de roulements, il est possible, d'utiliser les indicateurs issus de l'étendue statistique et du spectre moyenné. L'avantage de ces indicateurs est lié au fait que leur niveau n'augmente pas en présence de défauts de roulements seuls.

Lorsqu'il existe un défaut sur un élément roulant, qu'il soit seul ou combiné avec un défaut sur un bague intérieure, l'étendue statistique et le spectre moyenné ne sont plus utilisables : en effet, dans ces conditions leur niveau n'atteint pas un seuil significatif de défaut

d'engrenage, même en présence dudit défaut. On emploie alors les indicateurs issus de cepstre (cepstre moyenné et cepstre de l'enveloppe). Aucun défaut d'engrenage n'échappe à ces deux paramètres, mais il subsiste cependant un risque de détecter un défaut qui n'existe pas dans les cas d'importants défauts de roulement, phénomène entraînant une nette augmentation des indicateurs sans la présence de défaut d'engrenage.

4. Conclusion du chapitre IV

Ce chapitre a permis de caractériser précisément l'effet des défauts de roulements et d'engrenage sur les signaux d'erreur de transmission et d'accélérations au palier. Cette analyse de la morphologie des signaux a abouti à l'établissement d'indicateurs de détection de défauts simultanés d'engrenages et de roulements. La recherche d'avaries de roulements est réalisée à partir de l'analyse de l'enveloppe des accélérations aux paliers. Cette technique nécessite de disposer d'un accéléromètre par roulement à surveiller, mais elle est efficace quelque soient les conditions de mesures : défauts combinés de roulements, d'engrenages et de roulements, et quelque soit la vitesse et le couple de fonctionnement. Concernant la détection de défauts d'engrenages, l'analyse nécessite d'employer plusieurs indicateurs d'accélérations et d'erreur de transmission ; suivant les conditions de fonctionnement et l'état des roulements, le suivi de comportement ne peut être effectué de la même façon. De plus, afin d'être sûr de caractériser correctement l'état des engrenages, il est obligatoire de réalisé un suivi en continu : en effet, lorsque les avaries de roulements sont trop importantes, elles occultent les effets des défauts d'engrenages. Il est donc utile de suivre régulièrement le système afin détecter les avaries d'engrenages pendant que les défauts de roulements ne sont pas trop avancés. Le suivi de comportement décrit dans le paragraphe précédent pourrait être réalisé par un opérateur. Cependant, le travail serait fastidieux, et sa simplicité dans l'analyse lui permet d'être réalisé par un ordinateur à l'aide des outils d'aide à la décision tels que les réseaux de neurones, ce qui fait l'objet du chapitre suivant.

<u>CHAPITRE V</u> : AUTOMATISATION DE DIAGNOSTIC PAR UTILISATION DE RESEAUX DE NEURONES

L'analyse de mesures d'accélérations et d'erreur de transmission sur un réducteur simple étage à engrenages a permis de dégager les éléments nécessaires au diagnostic de transmission de puissance à engrenages. L'étude de l'influence des défauts seuls et combinés sur la structure des signaux a abouti à la définition d'indicateurs de la présence d'avaries d'engrenages et de roulements. Naturellement, le suivi des différents indicateurs doit être effectué dans un ordre précis pour un diagnostic efficace. Pour cela, une démarche de diagnostic décrivant l'organisation de l'observation des signatures de défauts a été mise en place.

Le suivi continu des grandeurs révélatrices d'endommagement est fastidieuse pour un esprit humain, puisqu'elle consiste à répéter en boucle une procédure établie, et à interpréter à chaque itération le niveau des indicateurs choisis. Il est possible de mener la surveillance de façon automatique en fournissant à l'opérateur le résultat de l'analyse par une information sur la présence ou non de défauts recherchés. Cette automatisation en temps réel peut notamment être réalisée par l'utilisation des réseaux de neurones. Ces outils sont en particulier utilisés pour la reconnaissance de forme et pour la définition de paramètres d'identification.

L'objectif des travaux menés dans cette direction était de vérifier l'adéquation de l'utilisation des réseaux de neurones pour un tel problème de diagnostic, à partir de signaux recueillis sur un système en fonctionnement, et de valider l'efficacité d'un réseau de structure simple. Les réseaux de neurones utilisés pour le travail sont des perceptrons, dont le principe de fonctionnement est présenté en *annexe 3*. D'autre part, l'étude permet de recueillir des informations sur l'efficacité des indicateurs sélectionnés par l'analyse de la stabilité des poids de liaison du réseau. Ce chapitre constitue ainsi une discussion implicite des résultats trouvés dans les chapitres précédents.

L'arborescence de la démarche de diagnostic présentée précédemment est réduite au juste nécessaire pour l'étude concernant les réseaux de neurones. L'étude de l'arborescence complète ne change rien aux principes employés, les conclusions dégagées sur la réduction sont valables pour le traitement du problème global. De plus, certains indicateurs présentés dans ce chapitre n'apparaissent pas dans ceux retenus auparavant pour plusieurs raisons. D'une part, les travaux concernant les réseaux de neurones ont été menés en parallèle avec ceux portant sur la recherche de signatures de défauts combinés, et d'autre part, les indicateurs sélectionnés sont ceux qui caractérisent la forme du signal, puisque les réseaux de neurones sont principalement utilisés pour la reconnaissance de forme.

1. Sélection des cas expérimentaux étudiés

Afin d'étudier les performances des réseaux de neurones vis-à-vis des problèmes de diagnostic de systèmes à engrenages et roulements, les cas de défaillances ont été réduits au minimum nécessaire. L'objectif étant d'automatiser la recherche de défauts combinés d'organes mécaniques différents ou similaires, trois types de défauts sont considérés : une avarie d'engrenage et deux roulements défectueux. Les défauts sélectionnées sont l'usure répartie d'engrenage, l'écaillage de la bague intérieure du roulement à billes et du roulement à rouleaux. Toutes les combinaisons de ces défauts sont considérées, il en existe donc 8 au total, répertoriées pour cette étude de S0 à S7 (*Tableau 20*).

_	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
DG		Х		Х		Х		Х
LBB					Х	Х	Х	Х
LRB			Х	Х			Х	Х

Tableau 20 : combinaisons de défauts d'engrenage et de roulementspour l'étude de réseaux de neurones

Concernant les mesures porteuses d'indicateurs d'endommagements, seules les accélérations ont été considérées. Les signaux provenant de l'accéléromètre 1 seront destinés au suivi de l'état de l'engrenage, et les signaux issus des capteurs 2 et 3 au suivi de l'état des roulements (*Fig. 89*). L'intérêt d'écarter les mesures d'erreur de transmission est de simplifier fortement l'arborescence de diagnostic. Cependant, leur prise en compte ne présente pas de difficulté supplémentaire d'intégration pour la construction de réseaux de neurones.



Figure 89 : Disposition des accéléromètres sur le banc d'essais

Concernant les domaines d'analyse, le spectre et le cepstre ont été retenus. L'étude du spectre est particulièrement destinée à la recherche de défaut réparti d'engrenage, alors que le cepstre est réservé au dépistage des avaries de roulements. De plus, le spectre à pourcentage de bande constante à 6% a été utilisé, car ce traitement de signal permet d'accentuer le défaut distribué d'engrenage (*Fig. 90*). En présence d'une telle avarie, l'amplitude du signal à la fréquence d'engrènement et à ses harmoniques, est augmentée même en présence d'autres défauts comme les écaillages de roulements.

Pour l'identification du défaut réparti d'engrenage, quatorze indicateurs ont donc été sélectionnés :

- les 5 premiers harmoniques de la fréquence d'engrènement dans le spectre classique,
- l'énergie correspondante sous chacun des 5 pics précédents,
- les 3 premiers harmoniques et le pic principal observé dans la zone haute fréquence dans le spectre à 6%.

Les défauts de roulements produisent des bandes latérales autour des fréquences naturelles du système (fréquence d'engrènement), ces bandes sont espacées de la valeur de la fréquence du défaut qui dépend de la vitesse de rotation de l'arbre et de la géométrie interne du roulement. Le cepstre permet de suivre l'évolution de l'importance du phénomène de bandes latérales. Plus il est important, plus le pic à la quéfrence correspondante est amplifié.

Pour l'identification des défauts de roulements étudiés dans cette partie, les quatorze indicateurs retenus sont :

- les 5 premiers rhamoniques de la fréquence d'engrènement dans le spectre classique,
- l'énergie correspondante sous chacun des 5 pics précédents,

• les deux premiers rhamoniques de défaut de roulements à billes et à rouleaux dans le cesptre.



Figure 90 : Effet du défaut réparti d'engrenage sur le spectre et le spectre à 6% (accéléromètre A1, 4300 tr/min, 120 N.m)

2. Structure des réseaux

Les réseaux de neurones utilisés pour la détection des défauts combinés sont des réseaux à structure simple, sans couche cachée, à apprentissage par rétropropagation. Trois réseaux de structure similaire sont développés, un par élément à surveiller (*Tableau 21*). Ils présentent autant d'entrées que d'indicateurs choisis, et une sortie binaire, déclarant l'élément surveillé défectueux ou non. Il existe une connexion entre chaque entrée et la sortie du réseau.

RN-1	Détection du défaut uniformément distribué d'engrenage
Mesures	issues de l'accéléromètre A1
Entrées	[H1] ,, [H5] , [Energie H1] ,, [Energie H5] , [6% pic 1] , , [6% pic 4]
RN-2	Détection du défaut local bague intérieure roulement à billes
Mesures	issues de l'accéléromètre A2
Entrées	[H1],, [H5], [Energie H1],, [Energie H5], [R1-BI-Bil], [R2-BI-Bil]
RN-3	Détection du défaut local bague intérieure roulement à rouleaux
Mesures	issues de l'accéléromètre A3
Entrées	[H1],, [H5], [Energie H1],, [Energie H5], [R1-BI-Rlx], [R2-BI-Rlx]
	Tableau 21 : Description des réseaux employés

La campagne d'essais a fourni à chaque combinaison, et chaque condition de fonctionnement, deux mesures distinctes. Une répétition est utilisée pour l'apprentissage du réseau, l'autre pour tester l'efficacité du réseau. Les deux répétitions sont très similaires (*Fig.*

91), avec de faibles différences au niveau du kurtosis et du coefficient d'applatissement. Les amplitudes au niveau des harmoniques d'engrènement varient au maximum de 20 % entre deux répétitions. Les variations de vitesse entre toutes les mesures prises à une vitesse théorique sont inférieures à 7 %, et entre deux répétitions, d'environ 2 %.



Figure 91 : Comparaison des histogrammes des accélérations (sans défaut, 4300 tr/min and 120 Nm)

3. Résultats obtenus

Il existe un réseau de neurones par élément mécanique à surveiller. Chacun d'eux possède une seule sortie, fournissant la réponse 0 ou 1 selon l'absence ou la présence du défaut recherché. Les résultats obtenus pour le test d'utilisation des réseaux après apprentissage sont présentés dans le *Tableau 22* : les cases grisées correspondent au cas de défaut existant. Les résultats mettent en évidence l'efficacité des réseaux de neurones pour la détection et l'identification des défauts même combinés d'engrenages et de roulements.

	S0		S1		S2		S3		S4		S5		S6		S7	
-	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α
RN1	.021	0	1.	1	.04	0	.999	1	.073	0	.999	1	.002	0	.994	1
RN2	.00	0	.00	0	.00	0	.002	0	.999	1	.998	1	1.00	1	1.00	1
RN3	.028	0	.019	0	.995	1	1.00	1	.025	0	.006	0	1.00	1	1.00	1

Tableau 22 : Sorties des réseaux obtenues (O) et attendues (A).

Les deux répétitions de mesures ont tour à tour été utilisées pour l'apprentissage et le test des réseaux, et les résultats de détection sont identiques. Cependant, les deux calculs permettent d'obtenir des informations supplémentaires.

En effet, afin d'optimiser la structure des réseaux de neurones et de hiérarchiser les indicateurs, d'isoler les plus représentatifs des défauts recherchés, une analyse des poids obtenus en fin d'apprentissage pour les deux répétitions a été menée.

Les résultats présentés concernent uniquement le réseau destiné à la détection du défaut d'engrenages (*Tableau 23*). Les résultats pour les deux autres réseaux sont similaires.

Chaque neurone de la couche d'entrée est liée au neurone de sortie par une liaison. Le calcul de la sortie est effectué par une somme des entrées multipliées par le poids de la liaison.

Il a été considéré que les entrées les plus importantes pour fournir un résultat exact étaient les entrées dont les poids correspondants gardaient le même signe pour l'apprentissage avec la répétition 1 et avec la répétition 2. Ainsi, les entrées 1, 2, 4, 5, et 11 ont été supprimées et le réseau a été reconstruit avec seulement les 9 entrées restantes. Les entrées 1, 2, 4 et 5 correspondent à l'amplitude des harmoniques d'engrènement H1, H2, H4 et H5 dans le spectre classique, et l'entrée 11, correspond au premier harmonique d'engrènement dans le spectre à 6 %. Il apparaît donc que les indicateurs les plus significatifs sont ceux liés à l'énergie contenue dans le spectre au niveau des harmoniques d'engrènement, et ceux liés à l'amplitude des pics émergents dans le spectre à 6 %.

Entrée	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Rep.1	.345	-0.21	1.83	0.056	-1.48	337	674	.468	-1.29	-0.4	0.481	266	0.39	.032
Rep.2	-0.06	1.09	0.82	007	0.279	-1.18	-1.	.435	-0.38	-0.81	-1.0	-0.29	1.234	0.6

Tableau 23 : Poids du réseau RN1

	S0		S1		S2		S3		S4		S 5		S6		S7	
_	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α	0	Α
RN1	.016	0	.999	1	.031	0	.998	1	.03	0	1.	1	.001	0	.991	1

Tableau 24 : Sorties du réseau RN1 obtenues (O) et attendues (A) après optimisation.

Le second réseau issu de l'optimisation par analyse des poids fournit des résultats aussi bons que lorsque toutes les entrées sont prises en compte (*Tableau 24*). L'intérêt de l'utilisation des réseaux de neurones ici est non seulement d'automatiser le diagnostic de défauts combinés d'engrenages et de roulements mais aussi de permettre une optimisation de la démarche de diagnostic, en permettant d'évaluer l'efficacité des indicateurs.

4. Conclusion du chapitre V

Les réseaux de neurones sont utilisés pour la reconnaissance de forme, application en adéquation avec le diagnostic vibratoire. En effet, une analyse préalable de la signature des défauts combinés d'engrenages et de roulements ayant été menée, une démarche de diagnostic a été mise en place. L'automatisation de cette démarche par les réseaux de neurones est très simple, et ne nécessite pas de réseau particulier, puisque l'utilisation de réseau sans couche cachée, à apprentissage par rétropropagation suffit amplement à obtenir des résultats corrects. Outre un outil de diagnostic, les réseaux de neurones constituent un outil d'optimisation, en évaluant l'efficacité des différents indicateurs.

Ces travaux ont validé la performance 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 neuf, ou avec des défauts.

D'autre part, une autre application intéressante serait de travailler les signaux d'erreur de transmission par réseaux de neurones, afin de comparer l'efficacité des nombreux indicateurs définis dans le chapitre précédent.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'objectif donné pour ces travaux était de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement de transmissions de puissance par engrenages. Il s'agissait de définir les signatures des éléments les plus susceptibles de s'endommager, roulements et engrenages, à partir de signaux recueillis sur un système en fonctionnement. Les mesures choisies ont été les accélérations aux paliers et l'erreur de transmission entre les deux roues de l'engrenage. La connaissance de l'influence des défauts sur les signaux, à partir de traitements du signal adaptés, a permis de définir des indicateurs efficaces même en cas de défauts combinés. En effet, la littérature donnait de nombreux éléments sur la signature de défauts isolés, cependant, peu d'informations concernent la simultanéité de présence d'avaries qui modifie la manière de mener le diagnostic. Les éléments de diagnostic ayant été définis, ils ont permis de constituer une démarche de surveillance, applicable aux systèmes de transmissions de puissance à engrenages. Il restait alors à automatiser le suivi de comportement. Pour cela, une étude sur les réseaux de neurones a été menée, pour montrer leur capacité à automatiser, mais aussi à optimiser la démarche de diagnostic. Plus spécifiquement :

• Les travaux ont été menés à partir d'expérimentations réalisées sur un modèle de réducteur simple étage, mais avec des conditions de fonctionnement sévères comme on peut en trouver dans les boîtes de vitesse d'hélicoptère. Les défauts d'usure ont été réalisés sur deux types de roulements et sur l'engrenage hélicoïdal. Deux types de capteurs ont été utilisés : trois accéléromètres pour les vibrations et deux codeurs optiques pour l'erreur de transmission. Les accéléromètres ont été disposés sur les deux roulements où les défauts ont été introduits, et sur un roulement sain. Les mesures ont été recueillies pour trois vitesses motrices et deux couples résistants différents, avec deux répétitions.

• Les signaux recueillis ont été observés dans différents domaines d'analyse, domaine temporel, domaine spectral, domaine cepstral, et calcul de l'enveloppe. Les accélérations contiennent les informations nécessaires pour le suivi du comportement des roulements, et l'erreur de transmission est plus spécifiquement destinée à la surveillance des engrenages.

Nous avons en premier lieu étudié l'influence des défauts isolés d'engrenages et de roulements sur le comportement global des signaux mesurés bruts. Les défauts de roulements provoquent une augmentation de l'amplitude des vibrations mesurées sur le palier endommagé, et sur un palier voisin (porté par le même arbre) lorsque le défaut est très important. L'influence des défauts d'engrenages sur les vibrations mesurées aux paliers, est moins importante au niveau de l'augmentation d'amplitude constatée, mais plus uniforme, elle affecte tous les paliers. Concernant l'erreur de transmission, l'effet des défauts est moins nettement visible, et nécessite un traitement de signal : il est à noter que les défauts d'engrenages provoquent des modulations identifiables, alors que les défauts de roulements n'engendrent que des perturbations rendant difficile le diagnostic.

La seconde partie du travail a consisté à définir des indicateurs d'avaries efficaces mêmes en présence de défauts combinés :

• Concernant les défauts de roulements, il a été montré que le spectre et le cepstre de l'enveloppe des signaux d'accélération étaient des indicateurs performants. Ils permettent notamment de dissocier les types d'écaillage de roulement – bague intérieure ou élément roulant, et de s'affranchir de l'état de l'engrenage. L'état d'un roulement doit être suivi à partir des vibrations mesurées sur le palier où il est logé, car les indicateurs issus de l'enveloppe ne permettent pas le diagnostic à partir d'un palier voisin.

• Le suivi de comportement des engrenages est possible à partir de signaux d'accélérations prélevés sur les paliers entourant les roues dentées à condition que ceux-ci contiennent des roulements sains. Dans le cas contraire, il est plus approprié d'utiliser l'erreur de transmission. Nous avons montré qu'il était préférable de procéder au moyennage synchrone du signal, pour la définition d'indicateurs efficaces. L'erreur de transmission est sensible aux variations de vitesse, et suivant le régime du système, des domaines d'analyse sont plus appropriés que d'autres. De plus, l'erreur de transmission est largement perturbée par les défauts de roulements. Il est alors utile de connaître l'état des roulements avant de choisir le mode de diagnostic issu de cette mesure.

Les résultats trouvés permettent de dégager des conclusions plus générales concernant le suivi du comportement de systèmes de transmission de puissance à engrenages. En effet, plusieurs conditions de fonctionnement ont été testées, aussi bien en vitesse qu'en couple résistant. Il s'est avéré que le couple n'avait pas d'influence majeure sur la forme des signaux, au contraire de la vitesse. Nous avons montré notamment que l'analyse d'enveloppe des signaux d'accélérations permettaient d'accéder aux mêmes résultats quelque soit la vitesse de fonctionnement. Par contre, pour l'étude de l'erreur de transmission, les indicateurs résultants dépendent de la vitesse.

D'autre part, il a été montré que le suivi de chaque roulement nécessitait un accéléromètre par palier à surveiller; les paliers instrumentés, situés près des engrenages, peuvent permettre le suivi du fonctionnement des roues dentées, mais uniquement lorsque les roulements sont sains. Dans le cas contraire, l'erreur de transmission apparaît comme une alternative convenable, bien que la mesure soit délicate, notamment au niveau de l'implantation des codeurs optiques.

Une démarche de diagnostic a été établie pour un système à simple étage. Sa forme serait adaptable à un système plus complexe. L'essentiel est de retenir que la surveillance des roulements est une priorité. En fonction de leur état, il est possible d'utiliser pour le suivi des engrenages, soit les vibrations mesurées aux paliers, soit l'erreur de transmission.

En parallèle de la recherche de signatures et d'indicateurs de défauts simultanés, une étude d'automatisation du diagnostic a été menée. Elle n'a pris en compte qu'une partie des défauts de roulements et d'engrenages, et la structure des réseaux construits était celle d'un perceptron sans couche cachée. Un réseau a été développé par défaut recherché. Les réseaux de neurones constituent un outil performant d'automatisation de diagnostic, lorsque la démarche de suivi est établie. Ils constituent également un outil d'optimisation puisqu'ils permettent de sélectionner les indicateurs les plus efficaces, dans le cas où l'emploi de plusieurs indicateurs est redondant.

Les travaux menés ont été réalisés sur un modèle expérimental de réducteur simple étage. Le système ne présentait pas de carter, les organes mécaniques étant reliés par l'intermédiaire d'une plaque épaisse. D'autre part, le système n'avait pas la compacité que l'on peut trouver dans les boîtes de vitesses actuelles. Il serait important maintenant de mener une expérimentation sur un système réel de transmission de puissance à engrenages. Ainsi, la présence de plusieurs engrenages, l'effet du carter, et la compacité du système pourraient être pris en compte, pour une validation des conclusions que nous avons tirées.

Concernant la recherche d'indicateurs, il serait possible, notamment pour l'erreur de transmission de développer les outils issus de l'approche cyclostationnaire. Différentes grandeurs utilisées dans la bibliographie pourraient être analysées, et l'efficacité de leurs informations comparées à celles des indicateurs dégagés dans ce texte.

Les réseaux de neurones sont non seulement un outil d'automatisation, mais aussi un outil d'optimisation de diagnostic. Dans l'objectif d'affiner l'analyse de l'erreur de transmission, il serait intéressant d'utiliser les réseaux de neurones comme outil de recherche aveugle d'indicateurs, avec une phase d'apprentissage à partir des traitements les plus appropriés (spectre, cepstre, étendue ...).

Afin de poursuivre les travaux dans cette direction, il serait également nécessaire d'étudier d'autres structures de réseaux, et comparer les performances vis-à-vis d'un tel problème. D'autre part, une modélisation numérique du comportement de systèmes de transmission de puissance à engrenages serait indispensable, pour générer des signaux utiles pour l'apprentissage.

REFERENCES

[ALATTASS M.] – Maintenance des machines tournantes : signature de défauts d'engrenages droits et hélicoïdaux - Thèse mécanique, Lyon, INSA LYON, 198 p.

[ANTONIADIS I. GLOSSIOTIS G.] – *Cyclostationnary analysis of rolling element bearing vibration signals*; Journal Sound of Vibration, déc 2001, Vol. 248, N°5, p 829-845.

[BARD C.] – *Modélisation du comportement dynamique des transmission par engrenages* - Thèse mécanique, Lyon, INSA LYON, 296 p.

[**BISHOP C.M.**] – *Neural networks for pattern, recognition* - Oxford, Oxford University Press, 1995, 482 p.

[BRUEL &KJAER] [1] *Détection des défauts des roulements* – Notes d'applications BO 0341-11– Copenhagen, Brüel & Kjaer, 1995, 4 pages.

[BRUEL &KJAER] [2] Détection des défauts des roulements par calcul du facteur de crête et analyse d'enveloppe – Notes d'applications BO 0367-11– Copenhagen, Brüel & Kjaer, 1994, 11 pages.

[BRUEL &KJAER] [3] *Envelope analysis - The key to rolling element bearing diagnosis –* Notes d'applications BO 0187-11– Copenhagen, Brüel & Kjaer, 1996, 4 pages.

[CANETTO P. PACHAUD C.] – La recette : une étape indispensable à intégrer à la surveillance et au diagnostic vibratoires – Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic acoustique et vibratoires, 4^{ième} conférence internationale, octobre 2001, p. 707-714.

[CAPDESSUS C. SIDAHMED M. LACOUME J.L.] – Cyclostationnary process : application in gear fault early diagnostic ; Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, Vol. 14, N°3, p 371-385.

[CAPDESSUS C.] – Aide au diagnostic des machines tournantes par traitement du signal – thèse Signal Image Parole, Grenoble, INP Grenoble, 910 p.

[CETIM] – Surveillance et maintenance des lubrifiants – Saint-Etienne, CETIM, 1988, 86 p.

[DAVALO E. NAIM P.] – Des réseaux de neurones – Paris, Eyrolles, 1993, 232 p.

[DELEU F. DELAUNAY G.] – *Etude des signaux vibratoires d'engrenages par une méthode cyclostationnaire* - Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic acoustique et vibratoires, 4^{ième} conférence internationale, octobre 2001, p. 211-221.

[DEMANS J.] – *La surveillance vibratoire, maintenance préventive de l'outil de production* – Achats et Entretien, , 1986, n° 382-02-86, p. 25-36.

[DYER D., STEWART R.M.] – Detection of rolling element bearing damage by statistical analysis – ASME Journal of Mechanical Design, 1978, n° 100, p. 229-235.

[FAURE L.] – Aspect des dentures d'engrenage après fonctionnement – Senlis (Oise), CETIM, 1993, 128 p.

[GARDNER W.A.] - *The cumulant theory of cyclostationarity time-series*, IEEE Transaction on Signal Processing, 1994, Vol. 42, N°12, p. 3387-3408,p. 3409-3429.

[GARREAU D. SIDAHMED M.] – *Méthodes avancées de traitement du signal en vue de la surveillance des machines* – Mécanique Matériaux Electricité, n°435 1990.

[GARREAU D.] – Surveillance des roulements par l'analyse des vibrations – CETIM Informations, n° 115, 1990, 6 pages.

[HAMMOND J.K., WHITE P.R.] – *The analysis of non-stationarity using time-frequency methods* – Journal Sound of Vibration, , 1996, Vol. 190, N°3, p. 419-447.

[HANSEN J.V.] – Comparative performance of backpropagation networks designed by genetics algorithms and heuristics – International Journal of Intelligent Systems In Accounting, Finance and Management, 1998, Vol. 7, N°2, p. 69-79.

[HOFFMAN A.J., Van der MERWE N.T.] – The application of neural networks to vibrational diagnostics for multiple faults conditions – Computer Standards & Interfaces, 2002, Vol. 24, p. 139-149.

[KOHONEN T.] – *The self-organising map* – Neurocomputing, 1998, Vol. 21, N°1, 6 p.

[LEE S.K WHITE P.R.] – Fault identification for rotating machinery using adaptative signal processing and time frequency analysis – ASME, Design Engineering Technical Conference Sacramento, Sept. 14-17, 1997, 11 pages.

[LIN S.T. Mc FADDEN P.D.] – *Gear vibration analysis by B-Spline wavelet-based linear wavelet transform* - Mechanical Systems and Signal Processing, juillet 1997, Vol. 11, N° 4, p 603-700.

[LOPES V., PEREIRA J.A., WEBER H.I.] – Using model updating technique to train neural network for fault detection – Proceedings of the ASME Design Technical Conferences, 1997, DETC97/VIB-4233, 8 p.

[MATHEW J.] – Monitoring the vibrations of rotating machine elements, an overview – The 1989 ASME Design Technical Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, 1989, p. 231-236.

[McFADDEN P.D.] – Detecting fatigue cracks en gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration – Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, avril 1986, Vol. 108, p. 165-170.

[McFADDEN P.D.][1] – Low frequency vibration generated by gear tooth impacts – NDT International, 1985, vol. 18, n°5, p. 279-282.

[McFADDEN P.D.][2] – 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.

[MOL H.A.] – *Rolling bearing localised defect detection through vibration envelope analysis* – Sweden, SKF Engineering and Research Centre BV, 2000, 9 pages.

[MONK R.] – Vibration measurement gives early warning of mechanical Faults – Processing Engineering, 1975, 7 pages.

[OEHLMANN H., BRIE D., TOMCZAK M., RICHARD A.] – A method for analysing gearbox faults using time-frequency representations - Mechanical Systems and Signal Processing, 1997, Vol. 11, N° 4, p. 529-546.

[RANDALL R.B.][1] – Advances in the application of cepstrum analysis to gearbox diagnosis – Second International Conference Vibrating Machinery, ImechE 1980, p. 169-174.

[RANDALL R.B.][2] – A new method of modeling gear faults – Journal of Mechanical Design, 1982, Vol. 104, p. 259-267.

[REMOND D.] – Contribution à l'étude et l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement, développement et application de la transformée en ondelettes - Thèse mécanique, INSA LYON, 1991, 262 p.

[RUSH A.] – *Kurtosis, em dash a crystal ball for maintenance engineers* – Iron and steel international, février 1979, Vol. 52, N° 1, p. 25-27.

[SHIROISHI J., LI Y., LIANG S., KURFESS T., DANYLUK S.] – Bearing condition diagnostics via vibration and acoustic emission measurements - Mechanical Systems and Signal Processing, sept. 1997, Vol. 11, N° 5, p. 693-705.

[SHOTTER R.A.] – The observation and interpretation of gear tooth failures – AGARD Conference on Gears and Power Transmission Systems for Helicopter and Turboprobs, Lisbon, 1984, p.31-1 31-13.

[SIDAHMED M., GARNIER C.] – Détection de défauts dans les engrenages – Cetim informations, 1991, n° 124, p. 71-74.

[SKF] – *Early warning fault detection in rolling element bearings using microlog enveloping* – Application note. Denmark, SFK, 1996, 5 pages.

[SNR] – *Causes de destruction prématurée des roulements*, France, S.N.R. Roulements, dossier technique S.N.R. n°010, 1990, 8 pages.

[SOKOLOWSKI A., KOSMOL J.] – On a specific approach to application of artificial neural networks for machine tool monitoring - Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic acoustique et vibratoires, 4^{ième} conférence internationale, octobre 2001, p 657-664.

[STEWART R.M.] – *The specification and developpement of a standard for gearbox* monitoring – 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machines, Cambridge, 1980, p.353-358.

[SWEENEY P.J.] – *Transmission error measurement and analysis* – PHD Thesis, University of New South Wales, 1994, 219 pages.

[TAGUCHI G.] – Introduction to Quality Engineering - New-York Krouss International Publications, 1986, 191 p.

[UHRIG R.E.] – Integrating neural network technology and noise analysis – Progress in nuclear energy, 1995, Vol. 29, N° 3/4,p. 357-370.

[WALSH C.T.] – Condition monitoring of machine systems for the 1990s and beyond – Machine Vibration, Vol. 1, p. 203-210, 1992.

[YANG D.M., STRONACH F., MacCONNELL P.] – *Third-order spectral techniques for the diagnosis of motor bearing condition using artificial neural networks* - Mechanical Systems and Signal Processing, p. 391-411, 2002.

[ZACKSENHOUSE M., BRAUN S., FELDMAN M., SIDAHMED M.] – Toward helicopter gearbox diagnostics from a small number of examples - Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, Vol. 14, N° 4, p. 523-543.

[ZACKSENHOUSE M.] – *How blind can neural networks based diagnostics be*? - Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic acoustique et vibratoires, 4^{ième} conférence internationale, octobre 2001, p 85-99.

<u>Annexe 1</u> : Origine de détériorations superficielles de dentures d'engrenages

Les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages ont différentes causes (*Fig. 1*).



Figure 1 : Détériorations de surface d'engrenages

Tous ces phénomènes sont eux-mêmes complexes et peuvent intervenir de plusieurs manières (*Tableau 1, Fig. 2,* et 3), provoquant ainsi des avaries aux caractéristiques particulières (dangereuse, anodine, évolutive, rapide,...).

	Usur abrasion	e par à 2 corps		Usure par a	adhésion		Usure à	3 corps	Usure par
	Usure à 2 corps	Stries rayures	Poli miroir	Arrachements	Grippage à chaud	Grippage à froid	Griffures sillons	Usure abrasive	interférences
Usure normale à progression lente	O	Ð	Ò					0	0
Usure modérée pouvant être tolérée, progression à surveiller		Ŏ		Ŏ	,		0	Ŏ	Ŏ
Usure excessive considérée comme une limite d'utilisation de l'engrenage		Ŏ			ð	ð	Ŏ		
					↓ Rupture				

 Tableau 1 : (*1) Classification des différents types d'usure



Figure 2: (*2) Avaries de corrosion de denture



Figure 3 : (*3) *Avaries de fatigue de surface de denture*

Les phénomènes à l'origine des différents endommagements décrits ci-dessus proviennent de causes variées que nous avons récapitulé dans le *tableau 2*.

		usura couranta	contact par glissement métal sur métal						
	abuasian à 2 aguns		contact par grissement metar sur metar						
	abrasion a 2 corps	IVA	abarga álaváa						
		stries	charge elevee						
		poli miroir	mise en fonctionnement des engrenages sous						
		NA	charge						
		arrachements	- deformation du support des engrenages						
			- baisse de la viscosité ou insuffisance						
			temporaire de lubrifiant						
			- surcharges occasionnelles imprévisibles et						
	usura par adhásian		brutales						
	usure par autesion		- passage d'un corps étranger						
		grippage à chaud	- pression élevée						
USUDE			 vitesse de glissement élevée 						
USUKE			\Rightarrow surchauffe excessive						
			\Rightarrow rupture du film d'huile						
		grippage à froid	- pression élevée						
		0 11 0 0	- vitesse de glissement faible						
		griffures, sillons	- grosses particules de poussières						
		8 55	- particules métalliques						
	usure à 3 corps		- parcelles de rouille						
	usure a 5 corps		- sable de moulage						
		- fines particules abrasives dans le lubrifiant							
		mauvaise conception	- Thes particules abrasives dans le fubritant						
	usure nor	- mauvaise conception							
	usure par	- surcharges en u allant une nexion exagence							
	interference	- 1 ou plusieurs dents déformées abîmées ou fissurées							
		- 1 ou plusieurs dents de	lonnees, admees, ou fissurees						
	corrosion chimique,	- additil ou acides dans	le lubritant reagissant en presence d'éau						
	rouille	- association d'une teneur en eau inadmissible							
CORROSION	- I ounie	- association d'une tenet							
	pelage	phenomenes a oxydation produits au cours des traitements thermiques							
	corrosion par contact	arrêts prolongés avec se	cousses et:ou vibrations						
	corrosion par contact	\Rightarrow formation d'oxydes tr	rès abrasifs.						
	- surcharge								
SUBCHAUFFE	- survitesse								
SURCHAUFFE	 lubrification insuffisante 								
	- association des 3 causes précédentes								
	ussociation des 5 causes prec	cedentes							
	- grande vitesse	cedentes							
EROSION PAR	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co 	edentes onjugués dans direction ⊥	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) 	edentes	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION	- grande vitesse - mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	- grande vitesse - mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar - passage d'un courant électric	redentes onjugués dans direction ⊥ us le lubrifiant ue	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	- grande vitesse - mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar - passage d'un courant électric	redentes onjugués dans direction ⊥ is le lubrifiant ue	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) présence d'eau ou de gaz dar passage d'un courant électric 	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA	surfaces						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) présence d'eau ou de gaz dar passage d'un courant électric 	redentes onjugués dans direction \perp as le lubrifiant ue <u>micro-gerçures</u> <u>NA</u>	 surfaces film du lubrifiant un peu faible rugosité trop importante abarge du ée en gurface 						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) présence d'eau ou de gaz dar passage d'un courant électric 	redentes onjugués dans direction ⊥ us le lubrifiant ue <u>micro-gerçures</u> <u>NA</u> <u>micro-giqûres</u>	- film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) présence d'eau ou de gaz dar passage d'un courant électric 	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue <u>micro-gerçures</u> <u>NA</u> <u>micro-piqûres</u> <u>piqûres</u>	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	 grande vitesse mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) présence d'eau ou de gaz dar passage d'un courant électric 	edentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue <u>micro-gerçures</u> <u>NA</u> <u>micro-piqûres</u> piqûres	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	endommagements de endommagements de	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE	endommagements de faible profondeur	redentes njugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	endommagements de faible profondeur	redentes onjugués dans direction ⊥ is le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres en écailles	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	erande vitesse - grande vitesse - mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar - passage d'un courant électric endommagements de faible profondeur	redentes onjugués dans direction ⊥ us le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres en écailles	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante - charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	- grande vitesse - myt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar - passage d'un courant électric endommagements de faible profondeur	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres en écailles	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	- grande vitesse - mvt relatif entre les flancs co (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dar - passage d'un courant électric endommagements de faible profondeur	redentes onjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres en écailles	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	endommagements de faible profondeur écaillage	redentes pnjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres en écailles pression superficielle su	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent périeure à la limite d'endurance du matériau						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	endommagements de faible profondeur écaillage dislocation de la	redentes ponjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres piqûres en écailles pression superficielle su profondeur traitée insufi	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent périeure à la limite d'endurance du matériau						
EROSION PAR CAVITATION ETINCELAGE USURE PAR FATIGUE	erdommagements de faible profondeur écaillage dislocation de la	redentes ponjugués dans direction ⊥ as le lubrifiant ue micro-gerçures NA micro-piqûres piqûres piqûres piqûres en écailles pression superficielle su profondeur traitée insufi	surfaces - film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante charge trop élevée en surface - écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes - défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent périeure à la limite d'endurance du matériau fisante						

 Tableau 2 : Causes des avaries de denture (NA : non avarie)
 Image: Na cause de la cause de l

Annexe 2 : Principe de la transformée d'Hilbert

La transformée de Hilbert correspond à la relation entre la composante réelle et imaginaire de la Transformée de Fourier.

Soit un signal causal : a(t) = 0 pour t<0. $a(t) = a_e(t) + a_0(t)$

sgn = fonction signe

avec $a_e(t) = a_0(t) \operatorname{sgn}(t)$ fonction paire $a_0(t) = a_e(t) \operatorname{sgn}(t)$ fonction impaire

Prenons la Transformée de Fourier de a(t) :

$$F\{ a(t) \} = A(f) = A_R(f) + j A_I(f)$$

 $\begin{array}{l} Or \; A_R \; (f) = F\{ \; a_0(t) \; sgn(t) \; \} \\ = F\{ \; a_0(t) \; \}^* \; F\{ \; sgn(t) \; \} \; produit \; de \; convolution \\ = A_I \; (f) \; ^* \; 1/f\pi \end{array}$

A_R est la transformée de Hilbert de A_I

Donc soit une fonction G (f) :

$$H \{G(f)\} = \hat{G}(f) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} G(\phi) \frac{1}{f - \phi} d\phi$$

D'où

$$H\{a(f)\} = \hat{a}(f) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} a(\tau) \frac{1}{t-\tau} d\tau = \frac{1}{\pi} a(t) * \left(\frac{1}{t}\right)$$

La transformée de Hilbert correspond à une phase de 90° :



Avec TH : Transformée de Hilbert et TF : Transformée de Fourier

Annexe 3 : Théorie sommaire des réseaux de neurones

1 Principe, fondements biologiques

Les cellules nerveuses, appelées neurones, sont les éléments de base du système nerveux central. Ils sont constitués de trois parties : le corps cellulaire, les dendrites, et l'axone (*Fig. 1*).



Figure 1 : Neurone biologique

Le *corps cellulaire* contient le noyau du neurone et effectue les transformations biochimiques nécessaires à la synthèse des éléments assurant la vie du neurone et le traitement des informations.

Chaque neurone possède une chevelure de *dendrites*. Elles se ramifient et forment une arborescence autour du corps cellulaire. Elles sont les récepteurs principaux du neurone pour capter les signaux lui parvenant.

L'axone sert de moyen de transport pour les signaux émis par le neurone, vers d'autres neurones. Il se distingue des dendrites par sa forme et les propriétés de sa membrane externe. Généralement plus long que les dendrites, il se ramifie à ses extrémités (communication avec d'autres neurones) alors que les ramifications des dendrites se produisent près du corps cellulaire.

Pour constituer le système nerveux, les neurones sont inter-connectés suivant une répartition spatiale complexe. Les connexions entre neurones sont réalisées au niveau des synapses, lieu de proximité d'axone émetteur et de dendrites réceptrices.

Schématiquement, un neurone traite les courants électriques lui provenant de ses dendrites, et transmet le courant électrique résultant aux neurones auxquels il est connecté par l'intermédiaire de son axone.

Le schéma classique présenté par les biologistes est celui d'un soma effectuant une sommation des influx nerveux transmis par ses dendrites (*Fig. 2*). Si la sommation dépasse un seuil, le neurone répond par un influx nerveux ou un potentiel d'action qui se propage le long de son axone. Si la sommation est inférieure au seuil, le neurone reste inactif. Les premières
cellules qui alimentent le réseau peuvent être constituées par des capteurs (cellules sensorielles) comme les cellules de la rétine de l'œil, par exemple.



Figure 2 : Neurone formel

Un phénomène fondamental dans le fonctionnement du système nerveux est celui de l'apprentissage. Il est caractérisé par :

Un système initial aux mécanismes de fonctionnement et au potentiel d'évolution fixés

- l'évolution des connexions du réseau
- l'interaction entre le monde extérieur et le réseau
- un mécanisme sélectif

La modification des connexions du système initial se produit par apprentissage issu d'une confrontation avec le milieu extérieur. L'apprentissage peut être définit comme l'acquisition de propriétés associatives stables, et la mémorisation comme l'engrangement et le rappel de ces propriétés ou modifications.

Les modèles mathématiques réseaux de neurones artificiels reproduisent de manière simple la structure de réseaux de neurones réels [DAVALO E. NAIM P.]. Les différents points de la modélisation sont :

-la représentation d'un neurone,

-la représentation des connexions, et les architectures retenues pour répondre à des traitements de reconnaissance de formes,

-l'apprentissage du réseau.

Ces trois points sont détaillés dans les paragraphes suivants.

2 Modélisation d'un neurone

La première modélisation d'un neurone date des années quarante, proposée par Mac Culloch et Pitts [] à partir de leurs travaux sur les neurones biologiques. Un neurone formel effectue une somme pondérée des potentiels d'actions qui lui parviennent (chacun des potentiels étant une valeur numérique représentant l'état du neurone émetteur), puis s'active suivant la valeur de cette sommation pondérée. Si cette somme dépasse un certain seuil, le neurone est activé et transmet une réponse (sous forme de potentiel d'action) dont la valeur est celle de l'activation. Si le neurone n'est pas activé, il ne transmet rien.

Un tel neurone formel est appelé *automate booléen*, c'est à dire que ses entrées et sa sortie sont booléennes.

Notations :

- (e _i) _{i=1,,n}	les entrées du neurone formel
- S	sa sortie
- b	son seuil
$-\mathbf{W_i}$	les paramètres de pondération
- f	sa fonction de seuillage
	f(x) = 1 si $abs(x) > b$, $f(x) = 0$ si $-b < x < b$

D'une façon plus générale, on définit un neurone formel par les cinq paramètres suivants (*Fig. 3*) :

- la nature des entrées,
- la fonction d'entrée totale, définissant le prétraitement effectué sur les entrées,
- la *fonction d'activation* du neurone définissant son état interne en fonction de son entrée totale,
- la fonction de sortie calculant la sortie du neurone en fonction de son état d'activation,

- la nature de la sortie du neurone

Notations :

- **h** la fonction d'entrée totale, $E=h(\sum_{i=1,...n} W_i e_i)$
- **f** la fonction d'activation
- b_i biais (seuil)
 g la fonction de sortie
 A=f(E+b_i)
 S=g(A)

remarque : les biais b_i recentrent les fonctions d'activation autour de la valeur du seuil d'activation. Les biais sont artificiellement considérés comme des poids provenant d'une cellule toujours activée à 1.



Figure 3 : Fonctions constitutives d'une neurone et artifice pour la prise en compte des biais

Nature des entrées \mathbf{e}_i et sortie \mathbf{S} : binaire ou réelle

Fonction d'entrée totale **h** : booléenne, linéaire, affine, polynomiale

Fonction d'activation f : il en existe quatre types principaux décrits sur la Figure 4.

La fonction e Heaviside et la fonction signe n'autorisent que des sorties booléennes, la fonction signe ayant la particularité de ne pas s'annuler.

La fonction linéaire et la fonction sigmoïde ont l'avantage de fournir une infinité de sortie comprises entre deux valeurs extrêmes, le réseau perdant alors son caractère binaire. La fonction sigmoïde a été introduite pour sa dérivabilité, indispensable à certaines méthodes d'apprentissage (rétropropagation).



Figure 4 : Différentes fonctions d'activation

Fonction de sortie \mathbf{g} : en général égale à la fonction identité. Il y a donc assimilation entre la fonction d'activation et la fonction de sortie. $\mathbf{S=f(E)=A}$.

3 Modèles de connexions, modèles classiques de réseaux

Les études biologiques montrent que la structure des réseaux de neurones réels est très complexe. Il a été montré que le cortex est divisé en différents couches, connectées entre elles, et que les neurones d'une même couches sont également connectés entre eux. L'architecture des réseaux de neurones mathématiques est inspirée de la réalité tout en étant simplificatrice, avec une structure régulière facilitant l'utilisation. Elle peut aller d'une connectivité totale (*réseaux entièrement interconnectés*) à une connectivité locale (*réseaux à couches*, les neurones ne sont connectés qu'avec leurs voisins). Nous présentons les modèles les plus usités dans le diagnostic de systèmes mécaniques, les réseaux à couches, dont la structure simple est suffisante à la résolution des problèmes posés.

La structure des réseaux à couches est schématisée sur la *Figure 5*. Les neurones d'une même couche ne sont pas connectés ; chaque neurone d'une couche envoie une information à tous les neurones de la couche suivante. Les deux couches extrêmes correspondent à la réception des données extérieures d'une part, et à la production du résultat du traitement d'autre part. Les couches intermédiaires sont appelées les couches cachées, leur nombre est variable.



Figure 5 : Structure d'un réseau

Cette structure est fréquemment utilisée pour résoudre des problèmes de classification et de reconnaissance de forme. Dans le cas où il n'existe pas de couche cachée, le réseau particulier obtenu est appelé *perceptron*.

Le perceptron, mis au point par Rosenblatt dans les années cinquante, associe des configurations (formes, stimuli) présentées en entrée à des réponses. Il est composé de deux couches, et les cellules d'entrée sont reliées aux cellules de sorties grâce à des liaisons (synapses) d'intensité variables (poids). Les cellules d'entrées fournissent des réponses binaires suivant leur activation, et la réponse désirée est obtenue en modifiant l'intensité des synapses suivant un processus d'apprentissage.

Le perceptron est limité dans la résolution des problèmes et certaines situations comme les problèmes de classifications non linéaires, ne peuvent être résolues. Une solution consiste à fournir au réseau la possibilité de se reformuler le problème avec une représentation interne propre, à partir d'une structure avec couches cachées.

Le principe de fonctionnement des réseaux à couches cachées est similaire à celui du perceptron. Pour donner une réponse à un stimulus présenté, le réseau propage dans un premier temps le signal de la couche d'entrée à la couche cachée, via une première série de connexions.

Les cellules de la couche cachée calculent leur activation en fonction du signal reçu et fournissent une réponse (rôle de la fonction d'activation).

Cette réponse est propagée vers la couche cachée suivante avec le même principe, ainsi de suite jusqu'à la couche de sortie.

4 Règles d'apprentissage

Un réseau de neurones artificiel, comme le cerveau animal, apprendre à réagir correctement à un stimulus provenant de l'extérieur. Le principe de l'apprentissage consiste à soumettre le réseau à un stimulus dont on connaît la réponse souhaitée, autant de fois qu'il lui est nécessaire à la modification des poids des connexions, jusqu'à obtention de la bonne réponse.

Il existe plusieurs règles de modification des poids, les principales sont :

La règle de Hebb

La règle de Widrow-Hoff

L'algorithme de rétropropagation du gradient de l'erreur

La règle de Hebb, valable pour le perceptron, repose sur le principe suivant : si deux neurones connectés entre eux sont activés au même moment, la connexion qui les relie doit être renforcée. Dans le cas contraire elle n'est pas modifiée.

Lorsque les poids sont modifiés, ils sont augmentés de la quantité $\mu A_i A_j$ pour un pas d'apprentissage. A_i et A_j représentent l'activation des deux neurones, et leur produit vaut 0 ou 1. μ est une constante numérique, appelée *paramètre d'apprentissage*.

La *règle de Widrow-Hoff*, proposée en 1960, repose sur un principe de minimisation d'erreur quadratique, l'erreur d'une couche étant la différence entre la réponse fournie et la réponse attendue. La modification des poids est réalisée de façon itérative, suivant une méthode de rétropropagation du gradient de l'erreur.

On considère deux paramètres d'apprentissage. μ , identique au paramètre de la règle de Hebb, correspondant à une vitesse d'apprentissage, qui conditionne la précision obtenue dans le traitement des problèmes de classification. Un paramètre de seuil, fournissant une limite en dessous de laquelle l'erreur n'est plus rétropropagée, permet d'augmenter la vitesse de convergence du réseau.

Le gradient des erreurs est calculé en dérivant l'erreur quadratique E(i) par rapport aux poids, ce qui nécessite une fonction d'activation dérivable. Dans ce cas, les fonctions de Heaviside, signe, et linéaires ne sont plus utilisables. On utilise alors la fonction sigmoïde.

<u>Annexe 4</u> : Valeur des fréquences et quéfrences caractéristiques de défauts d'engrenages et de roulements.

Am :	arbre moteur
Ar:	arbre récepteur
Eng:	engrènement
BI-Rlx :	Bague intérieure roulement à rouleaux
ER-Rlx :	Elément roulant roulement à rouleaux
BI-Bil :	Bague intérieure roulement à billes

vitesse 1 : 1300 tr/min

(arbre récepteur)

	Am	Ar	Eng	BI-RIx	ER-RIx	BI-Bil
fréquences (Hz)	20,5	21,7	780	234,3	234,4	160,3
quéfrences (s)	0,0487	0,0462	0,00128	0,00427	0,00427	0,00624

vitesse2 : 2300 tr/min

(arbre récepteur)

	Am	Ar	Eng	BI-RIx	ER-RIx	BI-Bil
fréquences (Hz)	36,3	38,3	1380	414,5	414,7	283,7
quéfrences (s)	0,0275	0,0261	0,00072	0,00241	0,00241	0,00353

vitesse 3 : 4300 tr/min

(arbre récepteur)

	Am	Ar	Eng	BI-RIx	ER-RIx	BI-Bil
fréquences (Hz)	67,9	71,7	2580	774,8	775,4	530,3
quéfrences (s)	0,01473	0,01395	0,00039	0,00129	0,00129	0,00189

<u>Annexe 5</u> : Evolution des indicateurs retenus pour les défauts de roulements sur les signaux d'enveloppe d'accélérations, pour un couple résistant de 120 N.m.

Les graphes résultats ci-dessous sont tous tracés avec le même procédé. En abscisse est placé l'état du roulement à rouleaux (neuf : sans défaut, RlxER défaut sur élément roulant, Rlx BI défaut sur bague intérieure) ; en ordonnée, l'amplitude de l'indicateur. Chaque graphe comporte 6 courbes, chacune d'elle correspondant à une configuration de combinaisons d'avaries (*Tableau 1*). Ainsi donc, chaque ensemble de figures présente l'évolution de l'indicateur en fonction de l'état du roulement à rouleaux pour les trois vitesses (1300, 2300, et 4300 tr/min).

	Roulement à billes	Engrenage
- 1_1	Sain	Sain
─ ▲ 1_2	Sain	Défaut local
 1_3	Sain	Défaut réparti
··⊡· 2_1	Défaut bague intérieure	Sain
·· <u>^</u> ·· 2_2	Défaut bague intérieure	Défaut local
····· 2_3	Défaut bague intérieure	Défaut réparti

Tableau 1 : Légende des courbes d'analyse



Figure 1 : Voie 2 - somme des 2 premiers harmoniques de la fréquence du défaut BI du roulement à billes



Figure 2 : Voie 2 - somme des 2 premiers rhamoniques de la fréquence de rotation de l'arbre moteur



Figure 3 : Voie 3 - somme des 2 premiers harmoniques de la fréquence du défaut BI du roulement à rouleaux



Figure 4 : Voie 3 - somme des 2 premiers rhamoniques de la fréquence de rotation de l'arbre moteur



<u>Annexe 6</u> : Bilan des valeurs numériques des courbes de tendance – chapitre III.

Figure 35, p.46. Evolution du maximum d'accélération dans le système en fonction de la vitesse, du type et de la gravité du défaut.

35.a. Influence du type	de défaut de roulement
-------------------------	------------------------

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	4	10	21
ER-Rlx	13.2	24.5	49
BI-Rlx	24.7	33	76.5

35.b. Influence de l'importance du défaut bague intérieure roulement

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	4	10	21
ER-Rlx	6.3	20.7	58.7
BI-Rlx	24.7	33	76.5

35.c. Influence de l'importance de l'état de l'engrenage

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	4	10	21
ER-Rlx	5	12.6	24
BI-Rlx	4.3	11.5	23

Figure 37, p.48. Evolution du maximum de l'amplitude des vibrations sur chacune des trois voies de mesure

37.a. voie 1

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	3.6	7.2	16.4
E. local	5.4	10.5	18.5
E. réparti	4.4	11.3	16.8
BI-Rlx	4.4	10.5	19
ER-Rlx	4.6	7.4	21
BI-Bil	3.7	11.2	16.6

37.b. voie 2

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	4.5	10.1	23.5
E. local	4.9	12.9	24.5
E. réparti	4.3	12.1	24.7
BI-Rlx	6	17.1	36
ER-RIx	4.5	12.5	25.2
BI-Bil	7.1	23.8	67

37.c. voie 3

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	3.3	7	8.1
E. local	3.3	9.8	9.7
E. réparti	2.8	8.5	9.7
BI-Rlx	25.5	36.6	80.6
ER-RIx	14	24.8	50.4
BI-Bil	3.4	9.5	6.7

Figure 47, p.53 : Valeur max. d'erreur de transmission en fonction de la vitesse et du type et de la localisation du défaut

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	8.8	4.2	1.3
E. local	18	16.5	2.6
E. réparti	11.5	14.5	3.2
BI-Rlx	12.5	7.9	3.4
ER-Rlx	7.1	4.3	1.7
BI-Bil	12	7.6	1.3

47.a. : valeur maximale brute

47.b. : % d'augmentation de la valeur maximale par rapport à la configuration sans défaut

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	0	0	0
E. local	104.5	293	101.6
E. réparti	30.7	245.2	148.8
BI-Rlx	42	88.1	164.3
ER-Rlx	-19.3	2.4	33.3
BI-Bil	36.4	81	2.3

47.c. Valeur max en présence de défaut bague intérieure

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	8.8	4.2	1.29
Défaut palier 2 (BI-Bil)	12	7.6	1.32
Défaut palier 3 (BI-Rlx)	12.5	7.9	3.41

<u>Annexe 7</u> : Bilan des valeurs numériques des courbes de tendance – chapitre IV.

	Sar	ns défaut	, 1_1	E.local 1_2			E. réparti 1_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	66	9	-47	-28	0	-43
ER-RIx	-23	-6	-29	9	1	-37	-6	-1	-29
BI-RIx	31	21	11	9	37	0	49	23	-2

Figure 54, p.62. Voie 2 - % d'augmentation/ sans défaut H1-BI-Bil+H2-BI-Bil

		BI-Bil, 2_	_1	BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	180	649	1165	139	558	1064	169	588	1096
ER-RIx	225	622	779	199	470	646	151	353	674
BI-RIx	219	485	777	181	478	837	251	507	927

Figure 55, p.62. Voie 3 - % d'augmentation/ sans défaut H1-BI-Rlx+H2-BI-Rlx

	Sans défaut, 1_1			E.local 1_2			E. réparti 1_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	-4	-57	-7	-18	-62	-5
ER-RIx	248	46	749	166	66	781	242	71	616
BI-RIx	1456	748	2802	1680	731	2712	1548	756	2680

		BI-Bil, 2_	1	BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	47	-51	-21	1	-52	267	7	-63	363
ER-RIx	279	89	720	249	46	1184	121	36	459
BI-RIx	3378	1178	3305	2739	1141	3447	3437	1189	3158

Figure 57, p.63. Voie 2 – R1-Am+R2-Am

	Sans défaut, 1_1			E.local 1_2			E. réparti 1_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	-16	59	17	-5	71	52
ER-RIx	-19	46	-25	-18	45	40	0	54	8
BI-RIx	7	86	49	-7	75	-13	-12	30	36

	BI-Bil, 2_1			BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	128	443	592	50	365	583	67	288	594
ER-RIx	188	394	761	95	395	436	109	387	517
BI-RIx	45	228	643	52	246	416	60	204	431

Figure 58, p.63. Voie 3 – R1-Am+R2-Am

	Sans défaut, 1_1			E.local 1_2			E. réparti 1_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	2	-39	51	-1	-33	31
ER-RIx	-40	-34	-17	-35	-45	9	-35	-35	-22
BI-RIx	56	139	407	69	168	436	51	132	389

		BI-Bil, 2_	1	BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-13	-33	69	-5	-30	27	-21	-35	-11
ER-RIx	-40	-30	9	-50	-33	-13	-41	-30	-19
BI-RIx	6	143	649	10	180	550	27	189	578

Figure 60, p.64. Voie 3 – H1-ER-Rlx+H2-ER-Rlx

	Sans défaut, 1_1		E.local 1_2			E. réparti 1_3				
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300	
neuf	0	0	0	-1	0	119	-39	-25	155	
ER-RIx	561	563	1014	520	526	1089	531	572	751	
BI-RIx	973	76	412	600	120	561	611	13	265	

	BI-Bil, 2_1		BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3			
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-5	-12	39	18	82	320	22	70	362
ER-RIx	532	148	965	339	352	1468	559	433	1124
BI-RIx	405	132	484	1367	145	433	568	146	484

Figure 65, p 67: Voie1 - - R1-Ar+R2-Ar

	Sans défaut, 1_1		E.local 1_2			E. réparti 1_3			
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
	0	0	0	-1,4	16,5	1,4	0,9	-1,7	28,9
	49,8	43,2	50,5	25,6	42,8	57,8	32,6	19,9	68,2
	23,7	25,0	-5,1	0,9	4,7	30,3	11,6	8,1	8,7

	BI-Bil, 2_1		BI-Bil E.local 2_2			BI-Bil E.réparti 2_3			
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-12,1	-5,1	3,2	-3,7	3,0	-7,2	-3,7	-13,6	6,9
ER-RIx	30,7	19,5	75,1	-1,9	14,4	36,5	9,8	30,5	87,4
BI-RIx	4,2	6,4	23,8	-16,3	-6,8	1,1	23,7	7,6	37,2

Figure 66 ,p 67: Voie1 - - R1-Am+R2-Am

	San	ns défaut	:, 11_	E	BI-RIx, 12	_	E	R-RIx, 13	5
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	19,0	7,9	64,1	14,4	-7,0	15,3
E. local	-28,7	-2,6	-3,1	11,8	0,4	34,4	-19,0	-12,7	-19,1
E. réparti	-8,7	14,8	8,4	3,1	-5,2	58,0	-16,9	5,7	48,9

	BI-Bil, 21_		BI-E	BI-Bil BI-RIx 22_			BI-Bil ER-RIx 23_		
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-10,8	-6,1	37,4	3,1	-7,9	90,8	-3,6	-2,2	31,3
E. local	-23,6	-15,3	-3,1	-8,2	-15,7	64,9	-7,2	-35,4	21,4
E. réparti	-20,5	-9,6	20,6	6,7	2,2	113,0	-6,2	-7,4	38,2

Figure 69 : Voie 1 - niveau du premier harmonique d'engrènement en fonction de l'état de l'engrenage

	Sar	ns défaut	, 11_	BI-RIx, 12_		ER-RIx, 13_			
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	0	0	0	71,4	86,1	61,9	9,1	78,1	138,6
E. local	331,2	175,2	266,5	319,5	331,4	348,9	324,7	346,7	337,5
E. réparti	194,8	399,3	488,1	335,1	459,1	695,5	381,8	492,7	223,9

	BI-Bil, 21_		BI-Bil BI-RIx 22_			BI-Bil ER-RIx 23_			
Vitesse	1300	2300	4300	1300	2300	4300	1300	2300	4300
neuf	-24,7	0,0	59,1	84,4	43,1	61,9	-31,2	46,0	124,4
E. local	250,6	420,4	280,7	337,7	589,8	709,7	341,6	604,4	252,3
E. réparti	198,7	448,9	758,0	236,4	382,5	485,2	287,0	535,0	263,6

Figure 82, p.77: Somme des quatre premiers harmoniques d'engrènement d'erreur de transmission en fonction de la vitesse, du type et de la localisation du défaut

01	Commo dos	motes mesmise	hommonique	d'an anàn ana ant
02.a. :	Somme des c	Juatre brenners	s narmoniques (i engrenement

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	19,9	13,8	12,3
E. local	40,1	45	30,2
E. réparti	32,6	54	30,9
BI-Rlx	18,9	18,3	11,5
ER-Rlx	12,2	18,5	9,7
BI-Bil	19,8	10,86	5,3

82.b. : % d'augmentation de l'indicateur par rapport à la configuration sans défaut

	1 11	0	
	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	0,0	0,0	0,0
E. local	101,5	226,1	145,5
E. réparti	63,8	291,3	151,2
BI-Rlx	-5,0	32,6	-6,5
ER-Rlx	-38,7	34,1	-21,1
BI-Bil	-0,5	-21,3	-56,9

82.c. Somme des quatre harmoniques en présence de défaut bague intérieure

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	19,9	13,8	12,3
Défaut palier 2 (BI-Bil)	19,8	10,86	5,3
Défaut palier 3 (BI-Rlx)	18,9	18,3	11,5

Figure 83, p.78: Somme des deux premiers rhamoniques pairs d'engrènement d'erreur de transmission en fonction de la vitesse, du type et de la localisation du défaut 83.a. : R2-Eng + R4-Eng

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	13,1	8,2	9,6
E. local	41,6	37,4	30
E. réparti	45,1	46,8	32
BI-Rlx	34,7	32,2	12,5
ER-RIx	29,6	31,5	17,7
BI-Bil	31,2	21,6	9,9

83.b. : % d'augmentation de l'indicateur par rapport à la configuration sans défaut

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	0,0	0,0	0,0
E. local	217,6	356,1	212,5
E. réparti	244,3	470,7	233,3
BI-Rlx	164,9	292,7	30,2
ER-Rlx	126,0	284,1	84,4
BI-Bil	138,2	163,4	3,1

83.c. Somme des quatre harmoniques en présence de défaut bague intérieure

	1300 tr/min	2300 tr/min	4300 tr/min
Sans défaut	13,1	8,2	9,6
Défaut palier 2 (BI-Bil)	31,2	21,6	9,9
Défaut palier 3 (BI-Rlx)	34,7	32,2	12,5

<u>Annexe 8</u> : Participation aux articles de congrès avec comité de lecture

[1] J. MAHFOUDH, C. BARD, C. BEIGNEUX and D. PLAY. "Experimental study of gear faults in gearbox: Evaluation of dynamic stress fluctuations" – Joint conference MFPT and RSAFP ASME, Virginia, USA, April 1997, pp. 773-781.

[2] C. BRENEUR, J. MAHFOUDH et 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, Nottinghan/U.K., 12-14 September 2000.

[3] J. MAHFOUDH, C. BRENEUR, F. CALDERONE et 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.

[4] C. BRENEUR, J. MAHFOUDH, K. STOFLETH and D. PLAY « Diagnostic Approaches for Gears and Bearings », ISCORMA-1, 20-24 August 2001, South Lake Tahoe, California, USA.

[5] .MAHFOUDH, K.STOFLETH, C.BRENEUR and 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

[6] J.MAHFOUDH and 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.

Table des matières

AVA	NT PROPOS	1
GLC	SSAIRE DE NOTATIONS	3
INT	RODUCTION	4
<u>CHA</u>	<u>APITRE I</u> : BIBLIOGRAPHIE	10
1.	Approches de maintenance conditionnelle	11
2.	Avaries rencontrées sur engrenages et roulements	12
	2.1. Défauts d'engrenages	12
	2.2. Défauts de roulements	13
3.	Structure des signaux vibratoires	15
4.	Influence des défauts sur la structure des signaux	16
5.	Outils de traitements adaptés aux recherches de défauts de roulements et d'engrenages	17
	5.1. Analyse spectrale	18
	5.2. Analyse cepstrale	19
	5.3. Analyse enveloppe	19
	5.4. Vers de nouveaux outils	21
6.	Techniques de détection utilisées dans l'industrie	24
	6.1. Niveau global de vibration	24
	6.2. Facteur de crête	25
	6.3. Comparaison des spectres à pourcentage de bande constant (PBC)	26
	6.4. Spectre, cepstre et analyse d'enveloppe	27
	6.5. Mise en place d'un système de diagnostic : importance de l'établissement d'un état de départ	27
7.	Méthodes d'automatisation par réseaux de neurones	28

CHA	PITRE II : MODELE EXPERIMENTAL ET CAMPAGNE	
	D'ESSAIS	31
1.	Présentation du modèle expérimental	31
2.	Travaux préalables du laboratoire	32
3.	Choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental	36
4.	Choix des grandeurs physiques à mesurer	38
5.	Organisation des campagnes d'essais	41
<u>CHA</u>	<u>PITRE III</u> : EFFETS DE DEFAUTS ISOLES SUR LES SIGN D'ACCELERATION ET D'ERREUR TRANSMISSION	NAUX DE 42
1.	Fréquences caractéristiques de défauts	42
2.	Influence des défauts isolés sur les signaux temporels bruts	43

2.1. Signa	ux d'accélération	
2.1.1.	Influence des défauts d'engrenages	43
2.1.2.	Influence des défauts de roulements	44
2.1.3.	Evolution du maximum d'accélération dans le système m	<u>écanique</u> 46
2.1.4.	Propagation de la signature des défauts dans le système	47
2.2. Erre	ur de transmission	48
2.2.1.	Influence des défauts d'engrenage	49
2.2.2.	Influence des défauts de roulement	50
2.2.3.	Evolution du maximum d'erreur de transmission	52

2.3. Eléments de recherche d'indicateurs d'avaries

3. Conclusion du chapitre III

CHAPITRE IV : DEFINITION D'INDICATEURS EN PRESENCE DE DEFAUTS COMBINES 55

1.	Grandeurs	leurs représentatives issues des accélérations	
	1.1. Indic	ateurs issus du signal enveloppe	55
	1.1.1	Influence des défauts de roulements	55
	1.1.2.	Influence de défauts d'engrenages	58
	1.1.3.	Synthèse : signature de défauts de roulements et d'engrenages	

29

53

54

	<u>par analyse d'enveloppe de signaux vibratoires</u>	60 60
	1.1.4. <u>Definition a indicateurs de defauis de routements</u>	00
	1.2. Spectre et cepstre moyennés : indicateurs de défauts d'engrenages 1.2.1. Recherche d'indicateur pour un défaut local sur une dent.	64 65
	1.2.2. Recherche de signature d'un défaut distribué sur la denture de l'engrenage.	67
2.	Grandeurs représentatives issues de l'erreur de transmission	71
	2.1. Domaine temporel : étendue statistique	71
	2.2. Spectre et cepstre moyennés.	75
	2.3. Cepstre de l'enveloppe	81
	2.4. Synthèse	82
3.	Démarche de diagnostic	84
4.	Conclusion du chapitre IV	87
<u>CHA</u>	<u>APITRE V</u> : AUTOMATISATION DE DIAGNOSTIC PAR UTILISATION DE RESEAUX DE NEURONES	88
1.	Sélection des cas expérimentaux étudiés	88
2.	Structure des réseaux	90
3.	Résultats obtenus	91
4.	Conclusion	92
<u>C</u>	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	93
R	EFERENCES	96
A	NNEXES	100

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : BRENEUR née BEIGNEUX (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE de SOUTENANCE : 12 Décembre 2002			
Prénoms : Claire Marie Louisette				
TITRE : ELEMENTS DE MAINTENANCE PREVENTIVE COMBINES D'ENGRENAGES ET DE ROULEMENTS.	DE MACHINES TOURNANTES DANS LE CAS DE DEFAUTS			
NATURE : Doctorat	Numéro d'ordre: 02 ISAL 0096			
Formation doctorale : Mécanique				
Cote B.I.U Lyon : T 50/210/19 / et	bis CLASSE :			
RESUME :				
Le monde de l'industrie et le monde des transports dispose d'exploitations donnent à la maintenance une rôle prépondér de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable. Ce travail a permis de fournir des éléments supplémentaires de défauts combinés d'engrenages et de roulements.	nt de machines et d'installations de plus en plus performantes. Les exigences rant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, concernant le diagnostic de transmission de puissance à engrenages dans le cas ge, des défauts d'engrenages et de roulements ont été simulés. Les grandeurs			
physiques mesurées pour différentes conditions de fonctionne trois paliers différents. L'analyse de ces données a permis de conclure que l'analys diagnostic des roulements quelles que soient les conditions d montré que seules les accélérations mesurées à proximité l'avarie.	ement étaient l'erreur de transmission, ainsi que les accélérations recueillies sur se spectrale et cesptrale du signal enveloppe des accélérations était un outil de le fonctionnement et l'état des autres organes mécaniques. D'autre part, il a été du roulement à surveiller étaient distinctement porteuses de la signature de			
Concernant les engrenages, il est connu que l'analyse des acc que ce résultat n'est valable qu'en cas de roulements sains. supplémentaire, représentatif de l'état des engrenages.	élérations au palier est efficace pour leur diagnostic. Cependant, il a été montré Dans le cas contraire, le signal d'erreur de transmission s'avère être un outil			
Ces différents résultats ont abouti à l'établissement d'une démarche de diagnostic pour la surveillance de transmissions de puissance à engrenages. D'autre part, nous avons abordé le problème de l'automatisation de diagnostic par l'utilisation de réseaux de neurones. Ceux-ci sont efficaces pour l'automatisation d'une démarche préétablie, mais aussi pour l'optimisation des paramètres d'identification d'avaries recherchées.				
MOTS-CLES : Maintenance Préventive Conditionnelle, Diagnostic, Détection de défauts, Suivi de comportement, Expérimentation, Traitement du Signal, Réseaux de Neurones, Roulements, Engrenages, Défauts Combinés, Spectre, Cepstre, Signal Enveloppe.				
Laboratoire (s) de recherches : CONCEPTION ET ANALYS	E DE SYSTEMES MECANIQUES			
Directeur de thèse: D.PLAY				
Président de jury : S. TICHKIEWITCH Composition du jury : J. GUILLOT W. CHARON D. PLAY J.F. RIGAL J.MAHFOUDH	Rapporteur Rapporteur Directeur Examinateur Examinateur			