



HAL
open science

Pronostic de dégradation d'endommagements de roulements sur application aéronautique par analyse vibratoire

William Gousseau

► **To cite this version:**

William Gousseau. Pronostic de dégradation d'endommagements de roulements sur application aéronautique par analyse vibratoire. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Lyon, 2018. Français. NNT : 2018LYSEI063 . tel-03200364

HAL Id: tel-03200364

<https://theses.hal.science/tel-03200364>

Submitted on 16 Apr 2021

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

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



INSA

N°d'ordre NNT : 2018LYSEI063

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Ecole Doctorale N° EDA162
MEGA de Lyon
(Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique)

Spécialité de doctorat : Acoustique
Discipline : (Eventuellement)

Soutenue publiquement le 13/07/2018, par :
William Gousseau

**Pronostic de dégradation d'endommagements de
roulements sur application aéronautique par
analyse vibratoire.**

Devant le jury composé de :

Gryllias, Konstantinos	Professeur des Universités	KUL Leuven	Rapporteur
Chiementin, Xavier	Maître de conférences HDR	Université de Reims Champagne-Ardenne	Rapporteur
Capdessus, Cécile	Maître de conférences	Université d'Orléans	Examinatrice
Kaftandjian, Valérie	Professeur des Universités	Laboratoire Vibrations Acoustique	Examinatrice
Antoni, Jérôme	Professeur des Universités	Laboratoire Vibrations Acoustique	Directeur de thèse
Girardin, François	Maître de conférences	Laboratoire Vibrations Acoustique	Co-directeur de thèse
Griffaton, Julien	Ingénieur expert HM Vibratoire	Safran Aircraft Engines	Encadrant industriel

REMERCIEMENTS

Il m'est impossible de ne pas commencer ces remerciements par Monsieur Pierre Lalague, chargé d'affaires au sein de l'équipe Health Monitoring de Safran Aircraft Engines : c'est grâce à son grand soutien et à son implication permanente que cette thèse a pu débiter.

J'adresse également mes plus sincères remerciements à mes tuteurs de thèse : Messieurs Jérôme Antoni, François Girardin et Julien Griffaton. Ils ont chacun pris le temps nécessaire pour m'encadrer, me diriger, et me prodiguer de nombreux conseils. Merci pour votre patience et votre bienveillance, votre disponibilité et vos relectures précieuses au cours de ces trois années !

Je remercie également les membres du jury de cette thèse, Monsieur Konstantinos Gryllias, Monsieur Xavier Chimentin, Madame Cécile Capdessus et Madame Valérie Kaftandjian d'avoir accepté d'assister à la soutenance de ce manuscrit, et de s'être rendus disponibles pour cette soutenance.

Je suis extrêmement reconnaissant à Monsieur Patrick Blachier, technicien du laboratoire LVA de l'INSA de Lyon pour son aide, son temps et son enthousiasme. Son expérience précieuse et ses éclairages techniques m'ont été d'un grand secours dans la conception de mon banc d'essai.

Un grand merci à l'ensemble des « thésards » du laboratoire Vibrations Acoustique de l'Insa de Lyon : je n'oublie pas les bons moments passés ensemble dans et en dehors du laboratoire, au cours de ces années. Merci particulièrement à Souha, Edouard, Corentin, Raïssa, Youssef, Maxime, Gianluigi, Rémi, Ting et Felipe, et aux autres.

Je sais également gré à tous les membres de l'équipe Health Monitoring de Safran Aircraft Engines pour leur présence au long de cette thèse. Vos encouragements ont été pour moi une source permanente de motivation. Merci Marion, Christian, Mohcine, Muriel, Tiphaine, Margot, Victor, Maryam, et tous les autres.

Je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué à rendre cette thèse agréable, voire à me la faire oublier le temps d'une soirée ! Merci à mes amis de Lyon, Nantes, et d'ailleurs. Votre sempiternelle question « Et alors, tu as trouvé ? » résonnera encore longtemps dans mes oreilles... Merci aussi à Ronan pour son soutien permanent dans les moments les plus délicats de cette thèse, qui lui doit beaucoup.

Chers parents, frères, sœurs, beaux-frères, belle-sœur et beaux-parents : à vous qui m'avez soutenu et motivé sans relâche, avec compréhension et confiance mais aussi fermeté et exigence, j'adresse un immense merci.

Enfin, je ne peux que clore ces remerciements en citant mon épouse, Claire, pour son indéfectible soutien, sa patience (et son sens de l'orthographe). Avec tes mots bien à toi, tu as su m'encourager en toutes circonstances et m'aider à garder le cap pour que cette thèse arrive à bon port. Je suis fier de dire que tu as grandement participé à l'achèvement de cette thèse.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	4 -
TABLE DES MATIÈRES	6 -
INTRODUCTION	7
CHAPITRE I BIBLIOGRAPHIE	10
I.A. AUTOUR DES ROULEMENTS	11
I.B. DIAGNOSTIC DE ROULEMENT PAR ANALYSE VIBRATOIRE	21
I.C. LE PRONOSTIC	38
CHAPITRE II LES BASES DE DONNÉES DE ROULEMENTS	48
II.A. ÉTAT DE L'ART DES BASES EXISTANTES	49
II.B. IMS CINCINNATI.....	51
II.C. PRONOSTIA — FEMTO.....	65
CHAPITRE III LE BANC D'ESSAI DU LVA	72
III.A. L'APPORT D'UN BANC D'ESSAI LVA	73
III.B. ARCHITECTURE DU BANC LVA	80
CHAPITRE IV EXPLOITATION DES DONNÉES AVEC LES MÉTHODES DÉVELOPPÉES.....	88
IV.A. NOS INDICATEURS	89
IV.B. NOS MÉTHODES APPLIQUÉES AUX DONNÉES EXISTANTES	98
IV.C. PROJECTIONS SUR DONNÉES SAFRAN AIRCRAFT ENGINES	132
CONCLUSION GÉNÉRALE	138
BIBLIOGRAPHIE	140
ANNEXE A KITS MESURE ET ACQUISITION (NOTE INTERNE SAFRAN AIRCRAFT ENGINES) ... - 145 -	
ANNEXE B LES ROULEMENTS	150 -
ANNEXE C LE MOTEUR.....	152 -

INTRODUCTION

Toutes les deux secondes, un moteur de type CFM56 décolle dans le monde. Ce best-seller, issu de la collaboration de Safran Aircraft Engine avec General Electric est, un vrai bijou de technologie. Chaque jour, plusieurs moteurs CFM56 sont produits sur le site de Villaroche, lieu de production de Safran Aircraft Engines. Chacun de ces moteurs fait l'objet d'un suivi de production rigoureux. Le CFM56 est à tout point de vue une « machine tournante ». Il comporte deux arbres concentriques (haute pression et basse pression) et de nombreux composants mécaniques propres aux machines tournantes : engrenages, roulements, etc. La défaillance d'un de ces composants et plus spécifiquement d'un des roulements peut avoir des conséquences extrêmement préjudiciables pour l'intégrité générale du moteur. C'est pourquoi une surveillance vibratoire a été mise en place pour les roulements par l'équipe de « Health Monitoring » (HM) de Safran Aircraft Engines, afin de prévenir d'éventuelles atteintes à la santé du moteur.

De manière générale, un moteur d'avion est un système complexe et cette complexité influe directement sur la surveillance de ses différents composants. Dans le cadre de l'approche vibratoire de la surveillance et plus particulièrement dans celle des roulements, il est nécessaire de prendre en considération l'environnement général du moteur (Figure 1). L'environnement mécanique n'est pas le seul pourvoyeur de « bruit ». Cinq à dix roulements sont intégrés dans l'architecture d'un moteur d'avion (voir Figure 1). Un à deux accéléromètres sont utilisés pour effectuer la surveillance des différents composants mécanique. Les accéléromètres sont disposés sur le carter ou à proximité des rotors du moteur et sont donc éloignés de certains roulements. Ce n'est pas dans tous les cas l'accéléromètre le plus proche d'un roulement qui permet le meilleur diagnostic vibratoire de la santé du roulement en question. C'est plutôt l'accéléromètre pour lequel le chemin de transmission des vibrations caractéristiques de l'endommagement est le meilleur.

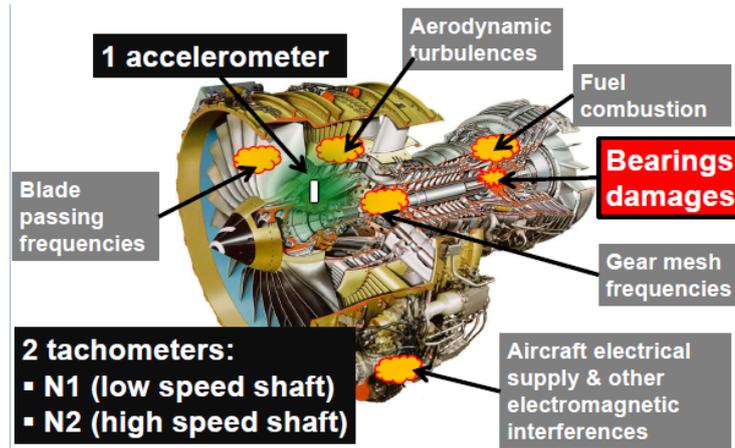


Figure 1 - Environnement moteur

Lors des différentes phases de vol d'un moteur, il n'existe pas de régime rigoureusement stabilisé (c'est-à-dire de régime de rotation stationnaire), bien que la majeure partie du vol soit en régime croisière à peu près stabilisé. La puissance du moteur est gérée par un équilibre thermodynamique et aérodynamique complexe dépendant notamment des conditions météorologiques extérieures. En régime croisière, les vitesses de rotation des arbres basse pression (BP) et haute pression (HP) oscillent respectivement autour des 5000rpm et 15000rpm. Des tachymètres déportés permettent d'acquérir les vitesses de rotation des deux arbres.

L'équipe du Health Monitoring (HM) vibratoire de Safran Aircraft Engines s'est concentrée depuis plusieurs années sur l'analyse vibratoire des roulements des moteurs. Une collaboration mise en place dans les années 2000 a permis de développer différents outils de diagnostic. Ces outils servent à la fois en sortie de production, afin de vérifier qu'il n'y a pas eu d'endommagement lors du montage du roulement ou lors du rodage, mais également en vol, ou même en support en service pour apporter une expertise dans des cas où le diagnostic est complexe.

En sortie de production :

Lorsqu'un moteur sort de production, il passe sur un banc d'essai afin d'équilibrer les rotors et de roder le moteur. C'est l'occasion de vérifier l'état des roulements et d'autres composants mécaniques grâce à l'analyse des vibrations, rendue possible par une instrumentation adéquate. Chaque jour, les relevés vibratoires sont analysés lors d'une opération nommée « screening visuel ». Un employé expérimenté est chargé d'analyser différents spectrogrammes, notamment en suivi d'ordre (voir I.B.8). L'analyse permet de valider l'opérationnalité des roulements du moteur. Cette opération quotidienne est manuelle et a fait l'objet d'une thèse dans l'objectif d'être automatisée [1], [2].

En vol :

La surveillance d'un moteur en vol se fait sur le modèle de ce qui est décrit en I.B.8.f avec l'algorithme « *universal bearing* ». En vol, le diagnostic se fait sur des « *snapshots* » de signal d'une durée proche de 0,2 seconde acquise à une fréquence d'échantillonnage de 50kHz. Sur CFM56, il y a jusqu'à 66 *snapshots* de 0.2s qui peuvent être acquis, en pratique la moitié est acquise. Par ailleurs, pour un moteur, on a un historique des 10 derniers vols et de 10 vols précédant une alarme. En cas d'alarme la maintenance est prévenue.

Expertise pour le support en service :

Lorsqu'une alarme concernant les roulements se déclenche en vol, à la fin d'un vol recommandant de décharger les données haute fréquence d'ici un nombre limité d'heures de vol est émis. Les données sont téléchargées lors de l'atterrissage suivant (si l'aéroport est équipé). Ces données sont analysées via une plateforme par des employés du support en service. Ces employés ont été formés à l'analyse vibratoire, mais n'en sont pas experts, car ils doivent également répondre à des demandes dans de nombreux domaines ayant trait aux moteurs d'avions. Dans ces cas où leurs analyses seraient insuffisantes pour émettre des recommandations (changement de roulement par exemple), le support en service s'adresse directement à l'équipe HM. Cette dernière effectue une expertise des relevés récupérés afin d'émettre des recommandations sur la conduite à tenir.

Aujourd'hui, la surveillance vibratoire des roulements est systématique. Mieux encore, leur surveillance est intégrée dès la conception d'un nouveau moteur. Les algorithmes génériques sont adaptés aux nouvelles architectures moteurs. Le diagnostic vibratoire des roulements est aujourd'hui pleinement intégré et effectif à Safran Aircraft Engines. C'est pourquoi l'équipe HM vibratoire de Safran Aircraft Engines s'intéresse aujourd'hui au pronostic. L'intérêt de pouvoir anticiper la défaillance d'un roulement est principalement de pouvoir planifier à l'avance une maintenance (inspection des particules sur les bouchons magnétiques, boroscopie ou remplacement du roulement) ceci afin de faciliter les interventions sur l'avion en conditions opérationnelles : par exemple en permettant à la compagnie aérienne de s'organiser dans le temps pour commander un moteur de rechange, si une dépose d'un moteur suspect doit être réalisée d'ici un délai suffisamment grand. L'enjeu est donc économique : optimiser la disponibilité, par les compagnies aériennes, de leurs moteurs.

Les roulements des moteurs Safran Aircraft sont conçus avec une durée de vie théorique infinie. Dans la pratique ils ont évidemment une durée de vie limitée. Cette conception robuste fait que pour un chiffre approximatif de 26 000 moteurs opérationnels moins de 0.05% de roulements endommagés sont diagnostiqués chaque année. Le dispositif de maintenance actuel est systématique et préventif. L'enjeu de cette thèse est d'ouvrir les perspectives d'une maintenance prédictive pour les roulements d'avions.

CHAPITRE I

BIBLIOGRAPHIE

SOMMAIRE

I.A. AUTOUR DES ROUEMENTS	11
I.A.1. GÉNÉRALITÉS SUR LES ROUEMENTS	11
I.A.2. LES FRÉQUENCES CARACTÉRISTIQUES D'ENDOMMAGEMENTS DE ROULEMENT	12
I.A.3. LES ROUEMENTS D'UNE ARCHITECTURE TYPE MOTEUR SAFRAN AIRCRAFT ENGINES - CAS DU CFM56	14
I.A.4. LES DIFFÉRENTS ENDOMMAGEMENTS DE ROULEMENT	15
I.B. DIAGNOSTIC DE ROULEMENT PAR ANALYSE VIBRATOIRE	21
I.B.1. PRÉTRAITEMENT DU SIGNAL VIBRATOIRE	21
I.B.2. LES INDICATEURS STATISTIQUES	24
I.B.3. L'ANALYSE SPECTRALE [20], [21]	26
I.B.4. L'ANALYSE D'ENVELOPPE [24]–[26]	27
I.B.5. L'ANALYSE TEMPS-FRÉQUENCE [28], [29]	27
I.B.6. L'ANALYSE CEPSTRALE.....	28
I.B.7. L'ANALYSE CYCLOSTATIONNAIRE	30
I.B.8. TRAITEMENT DU SIGNAL CHEZ SAFRAN AIRCRAFT ENGINES	32
I.C. LE PRONOSTIC.....	38
I.C.1. GÉNÉRALITÉS SUR LE PRONOSTIC.....	39
I.C.2. LES ÉTAPES PRÉCÉDANT LE PRONOSTIC.....	40
I.C.3. PRONOSTIC ET PRÉDICTION DE LA RUL.....	41

Les roulements sont plus que présents dans l'industrie actuelle dès lors que l'on est en présence de machines tournantes. C'est le cas ici pour un moteur d'avion. Leur étude a déjà largement été faite depuis plusieurs dizaines d'années à diverses fins et notamment dans l'aéronautique. En effet, la rupture d'un roulement est extrêmement préjudiciable au bon fonctionnement du système auquel il appartient, entraînant systématiquement un arrêt en vol du moteur. De plus les dégâts secondaires causés par la défaillance d'un roulement sont tels que le moteur est systématiquement mis hors service. Ce chapitre a pour objectif de synthétiser et de passer en revue les connaissances autour des roulements, et des techniques d'analyse vibratoire qui leur sont associées. Une dernière partie est consacrée au pronostic, enjeu majeur pour les industriels d'aujourd'hui et sujet principal des recherches qui suivront. Cette synthèse ne concernera que l'étude vibratoire des roulements conformément aux contraintes industrielles. Ce chapitre pourra être utilisé comme un panorama des outils et méthodes existantes concernant :

- Les généralités sur les roulements ;
- L'analyse vibratoire associée aux roulements ;
- Les méthodes de pronostic de durée de vie.

I.A. Autour des roulements

I.A.1. Généralités sur les roulements

Les roulements ont été développés pour favoriser la rotation d'un système autour d'un arbre par roulement plutôt que par glissement. Il existe un nombre important de types de roulements : à billes, à double rangée de billes, à contact oblique, à rouleaux, à aiguilles, etc. Nous nous concentrerons ici sur les roulements à billes, à contact oblique ou non et sur les roulements à rouleaux.

Un roulement est composé d'un ensemble d'éléments comme montré dans la Figure 2. On distingue principalement :

- la bague extérieure
- la bague intérieure
- la cage
- les éléments roulants (billes, rouleaux, etc.).

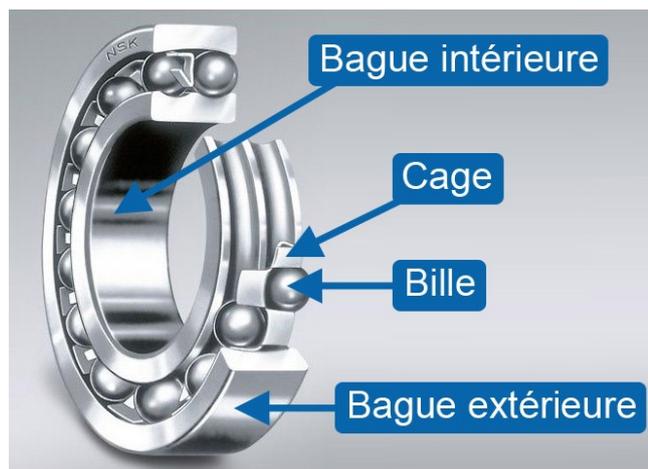


Figure 2- Composants d'un roulement à billes

I.A.2. Les fréquences caractéristiques d'endommagements de roulement

Les roulements font l'objet de nombreuses études afin d'en détecter précocement les endommagements potentiels [3]. Mc Fadden et Smith ont publié les premiers modèles phénoménologiques [4], [5] des vibrations générées par des endommagements, pour des roulements à bague extérieure fixe et à bague intérieure tournante. Ils les décrivent comme des petites impulsions que l'on distingue particulièrement dans les hautes fréquences quand la zone endommagée est chargée par le passage des éléments roulants devant une bague.

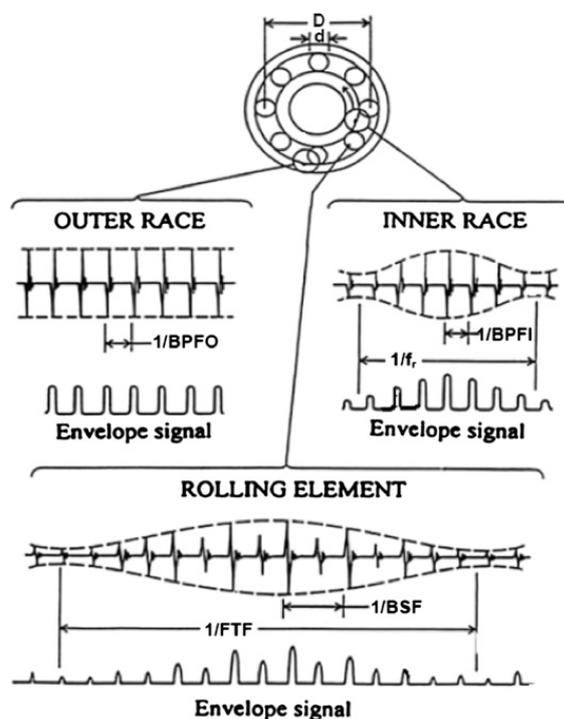


Figure 3- Signaux vibratoires d'endommagements de roulements et enveloppes de leur signal [6]

Ainsi, comme montré dans la Figure 3, il a été mis en avant les formules des différentes fréquences d'apparition d'un endommagement localisé (type écaillage), à charge unidirectionnelle verticale et avec la bague extérieure fixe. On trouve ces formules résumées dans le Tableau 1. La Figure 4 illustre les grandeurs caractéristiques des roulements à billes (diamètre primitifs, diamètre billes, angle de contact, nombre de billes)

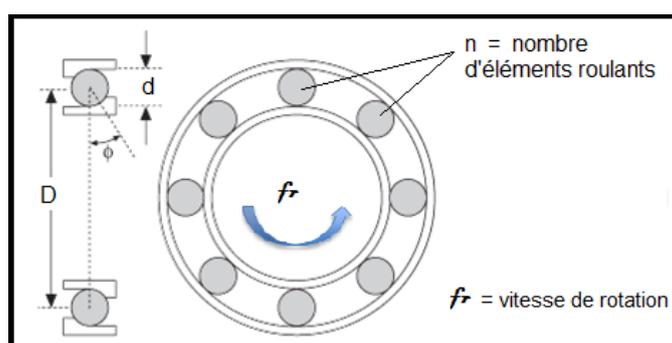


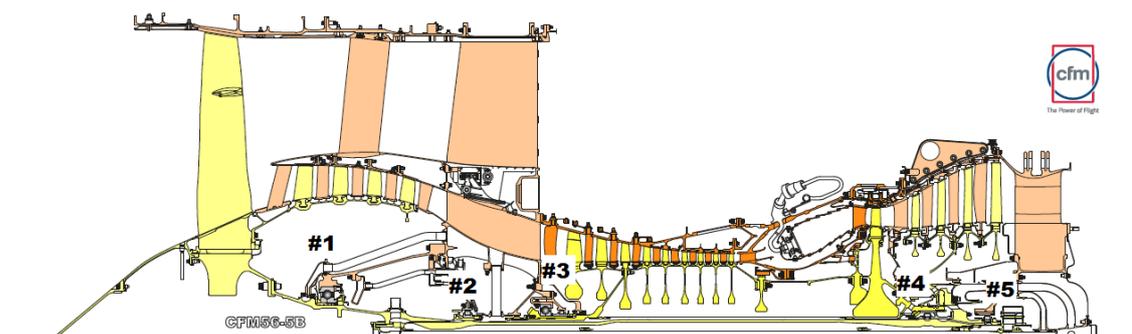
Figure 4 - Grandeurs caractéristiques d'un roulement

Tableau 1 - Équations des fréquences caractéristiques, bague extérieure statique

BPI (Ball Passing Frequency Inner Race)	$\frac{nf_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos\phi\right)$	(1.1)
BPFO (Ball Passing Frequency Outer Race)	$\frac{nf_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos\phi\right)$	(1.2)
BSF (Ball Spin Frequency)	$\frac{D}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos\phi\right)^2\right)$	(1.3)
FTF (Fundamental Train Frequency)	$\frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos\phi\right)$	(1.4)

I.A.3. Les roulements d'une architecture type moteur Safran Aircraft Engines - cas du CFM56

Les roulements Safran Aircraft Engines sont particuliers, car conçus sur-mesure pour chaque application moteur. Ils sont au nombre de six et sont assemblés sur cinq paliers (le palier trois est dit duplex car intégrant deux roulements), eux aussi conçus sur mesure. Un palier des cinq paliers est un roulement à billes, trois autres sont des roulements à rouleaux, le dernier, duplex, est composé d'un roulement à billes et d'un roulement à rouleaux.

Figure 5 - Coupe d'un CFM56 et positionnement des paliers¹

I.A.3.a. Le palier 1 (#1)

Le palier 1 est un roulement à billes. Le #1 est le plus gros des cinq roulements, il est dimensionné pour encaisser les charges axiales et radiales provenant de la poussée du

¹ Communication interne Safran Aircraft Engines

moteur et de l'effort de balourd résiduel. Sa bague intérieure tourne à la vitesse de l'arbre Basse Pression (BP).

1.A.3.b. Le palier 2 (#2) et 5 (#5)

Les paliers 2 et 5 sont des roulements à rouleaux. Tous deux sont liés à l'arbre BP en rotation par leur bague intérieure.

1.A.3.c. Le palier 3 (#3)

Le palier 3 est un palier duplex : il supporte l'arbre haute pression (HP) avec une paire de roulements jumelés. L'un de ces roulements est un roulement à billes tandis que l'autre est à rouleaux.

1.A.3.d. Le palier 4 (#4)

Le palier 4 est un palier à rouleaux qui a la particularité d'avoir ses deux bagues mobiles (interne et externe, Figure 6). Selon l'application, les bagues sont co-rotatives ou contra-rotatives. Dans le cas du CFM56, les bagues du #4 sont co-rotatives. Cela signifie qu'elles tournent dans le même sens, mais à deux vitesses de rotations différentes. La bague intérieure tourne à la vitesse de l'arbre BP et la bague extérieure à la vitesse de l'arbre HP. Le rapport de vitesse entre les deux bagues n'est pas constant. Là encore, c'est un complexe équilibre thermodynamique et aérodynamique qui définira le rapport des vitesses.



Figure 6 - Palier 4 d'un CFM56

I.A.4. Les différents endommagements de roulement

En fonction des conditions auxquelles ils sont soumis, les roulements peuvent s'endommager de différentes manières. Ce paragraphe en énumère un nombre non exhaustif.

1.A.4.a. L'indentation

L'indentation sur une bague est un enfoncement de la matière comme montré sur la Figure 7, qui peut être provoqué par un choc ou une charge anormalement répartie ou élevée. Un cas fréquent d'indentation provient du passage de particules dures entre les éléments roulants (billes, rouleaux, etc..) et une bague. Un mauvais montage du roulement peut aussi être à l'origine d'une indentation.

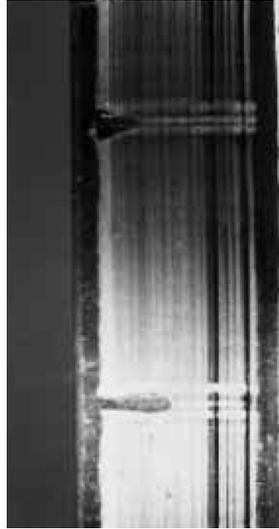


Figure 7 - L'indentation d'une bague intérieure de roulement [7]

1.A.4.b. La corrosion

La corrosion des éléments d'un roulement est le résultat de la présence d'eau, ou plus généralement d'humidité, pendant une longue durée, dans le roulement. La présence d'une substance corrosive ou une usure abrasive prolongée, comme vu au 1.4.5, peut également être cause d'un tel endommagement, visible en Figure 8.

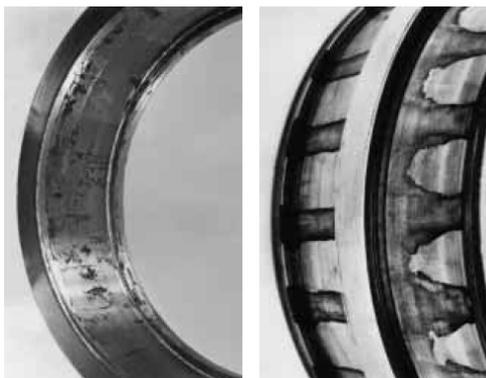


Figure 8 - Effet de la corrosion sur un roulement [7]

1.A.4.c. Bavure – Smearing

Les endommagements de type bavures sont le résultat d'un excès de lubrification ou de frottement de deux surfaces à haute température (et souvent haute fréquence), de sorte que le métal fond par endroit, déformant la surface des bagues ou des billes.



Figure 9 - Bavures [7]

1.A.4.d. L'écaillage

L'écaillage est le résultat d'un endommagement normal d'un roulement : cela signifie qu'il survient à la fin de vie normale du roulement. Toutefois, il peut également apparaître de manière trop précoce. C'est le cas en présence de charges trop importantes, ou suite à une indentation ou une bavure. Cet endommagement s'aggrave avec le temps puisque chaque passage de billes sur un écaillage enlève un peu plus de matière et agrandit la surface endommagée provoquant des vibrations qui peuvent conduire à la fissuration de la cage du roulement, par exemple.

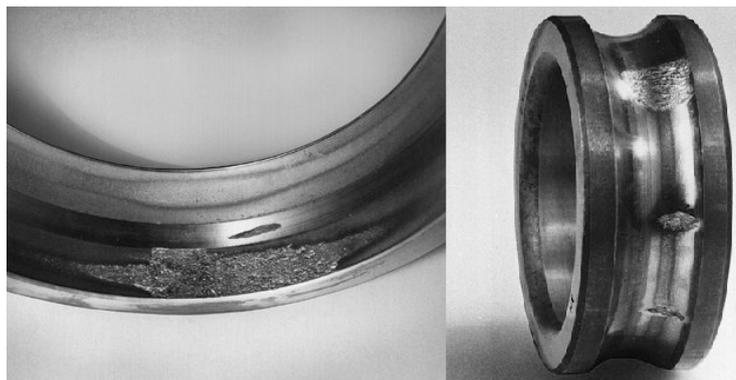


Figure 10 - Exemple d'écaillage [7]

1.A.4.e. L'usure par particules abrasives

L'usure anormale d'un roulement peut provenir de diverses origines, en fonctionnement comme à l'arrêt. De mauvaises précautions de montages ou de fonctionnement peuvent mener à une usure précoce, introduisant dans le roulement des résidus de saleté, ou des particules (Figure 11a). Également, lorsque la lubrification est insuffisante, un contact métal contre métal se produit entre les éléments roulants et les pistes. Le roulement s'use de manière anormale et cela peut se traduire visuellement par l'apparition de surfaces miroitantes. Dans le cas où le lubrifiant est pollué, de petites particules abrasives, comme des saletés ou des copeaux, ayant pénétré dans le roulement par certains moyens, provoquent une usure des pistes, des éléments roulants et de la cage. La surface se ternit à un degré qui varie suivant la grosseur et la nature des particules abrasives. La quantité de particules abrasives augmente progressivement au fur et à mesure que le matériau est éliminé par usure des surfaces de contact et de la cage. L'usure s'accélère ensuite et, finalement, les surfaces sont usées à tel point que le roulement n'assure plus sa fonction.

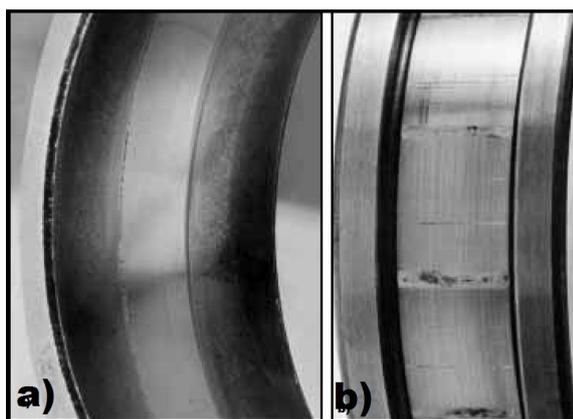


Figure 11 - (a) Usure causée par des particules abrasives, (b) causée par le faux effet Brinell [7]

1.A.4.f. Le faux effet Brinell

Des vibrations parasites peuvent être à l'origine d'une usure marquée et régulièrement espacée sur la bague (Figure 11b). Lorsqu'un roulement est à l'arrêt, il n'y a pas de film lubrifiant entre les éléments roulants et les pistes. L'absence de film lubrifiant produit un contact métal contre métal et les vibrations provoquent de petits mouvements relatifs entre les éléments roulants et les bagues. Suite à ces mouvements, de petites particules se détachent des surfaces et cela conduit à la formation de creux dans les pistes. Les billes produisent des cavités sphériques tandis que les rouleaux provoquent des cannelures. Cette usure est communément appelée "faux effet Brinell". Les roulements à rouleaux ont montré qu'ils sont davantage sujets à ce type de dommages que les roulements à billes. La raison avancée est généralement que les billes peuvent rouler dans toutes les directions. Les rouleaux, quant à eux, ne roulent que dans une direction, le mouvement dans les autres directions prenant la forme d'un glissement. Les roulements à rouleaux cylindriques sont les plus sujets à ce phénomène.

1.A.4.g. Les fissures

La fissure peut apparaître de plusieurs manières. Elle peut être la dernière étape du processus de dégradation, l'état critique d'un roulement. C'est très souvent le résultat de tous les endommagements précédemment cités. Dans ce cas, la fissure est visible à l'œil nu comme sur la Figure 12. Autre possibilité : de petites fissures peuvent apparaître en sous-couche des bagues à cause de charges trop importantes ou mal réparties. Sous l'effort répété par les passages de billes, la fissure se propagera en surface des bagues pour créer de l'écaillage.



Figure 12 - Exemples de fissure [7]

1.A.4.h. Passage d'un courant

Des dégâts se produisent lorsqu'un courant électrique passe à travers un roulement, d'une bague à l'autre en passant par les éléments roulants. Au lieu de contact entre les différents éléments se produit l'effet d'un arc électrique. Ce dernier produit une grande chaleur concentrée aux points de contact de l'arc, ce qui se caractérise visuellement par un changement de couleur de la matière puis par des cratères de métal fondu. Ce cratère devient alors suffisant pour créer de l'écaillage par le passage répété des éléments roulants. Cet endommagement peut apparaître lors d'une opération de maintenance utilisant par exemple un poste à souder non-relié à la terre.



Figure 13 - Exemple d'endommagements liés à un passage de courant [7]

1.A.4.i. Endommagement de la cage

L'endommagement de la cage est l'étape ultime de la défaillance d'un roulement. Quand la cage est endommagée, c'est qu'il y a eu préalablement un autre endommagement. L'usure ou la rupture de la cage amène à la défaillance totale du roulement dans un délai très court.

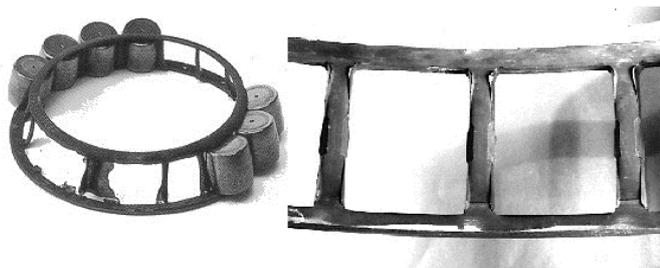


Figure 14 - Exemples de cages endommagées [7]

I.B. Diagnostic de roulement par analyse vibratoire

Le diagnostic de roulement introduit un nombre important de méthodes et outils de traitement du signal. Les plus communément utilisés et ceux qui ont apporté des résultats notoires pour les roulements ont été regroupés dans un article très complet par Randall et Antoni [6]. Ces méthodes permettent d'extraire le signal du roulement d'un signal bruité et d'améliorer la qualité du signal pour en tirer le plus d'informations possible. Cette partie traite des techniques de diagnostic les plus communément appliquées aux roulements, puis des techniques de traitement du signal de roulements utilisées chez Safran Aircraft Engines.

I.B.1. Prétraitement du signal vibratoire

Les signaux d'endommagement de roulement sont généralement de très faibles énergies, noyées dans le bruit du système dans lequel ils se trouvent. Il est donc important de filtrer le bruit du signal global afin d'augmenter le rapport signal sur bruit, et qu'il ne reste qu'un signal caractérisant l'endommagement du roulement. Dans le milieu aéronautique, le prétraitement est d'autant plus compliqué et important que le moteur est un système extrêmement complexe (comme visible Figure 1 et Figure 5) et soumis à de très nombreuses vibrations.

I.B.1.a. Self Adaptive Noise Cancellation

Le Self Adaptive Noise Cancellation (SANC)[6] est une technique qui peut permettre dans certains cas de séparer le signal vibratoire du roulement des autres composantes vibratoires d'organes rotatifs. Cette technique est possible si les autres composantes (engrenages par exemple) sont déterministes. SANC est une extension de l'Adapatative Noise Cancellation (ANC). L'ANC consiste à utiliser un signal de référence cohérent avec une des deux composantes (l'un déterministe et l'autre aléatoire) du signal de départ que l'on souhaite séparer. Le SANC [8] n'a besoin que d'un seul signal, mais introduit une notion de retard. Le signal initial retardé devient la référence et peut être utilisé pour séparer les composantes discrètes des composantes aléatoires. Le signal retardé inclut les vibrations de structure, une fois filtré de ces composants déterministes il ne reste

que les signaux comportant les signatures de roulement. La Figure 15 de Ho et Randall illustre le principe du SANC.

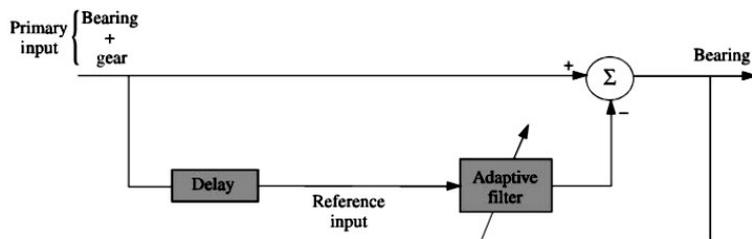


Figure 15 - Schéma de principe du SANC [6]

1.B.1.b. Le moyennage synchrone [9]

Le moyennage synchrone se calcule à partir d'un signal dont on connaît une composante périodique (par exemple une fréquence cyclique). Le signal de départ se compose d'une partie synchrone et d'une partie asynchrone. L'objectif du moyennage synchrone est d'extraire cette composante synchrone et, par soustraction de la composante synchrone au signal original, de récupérer la partie résiduelle asynchrone. On retrouve par exemple dans la partie synchrone les composantes périodiques liées aux fréquences des engrenages.

Pour ce faire, on moyenne des blocs de signaux d'une longueur de la période connue (Figure 16). Il est important d'avoir un nombre entier de blocs, il est donc souvent nécessaire de tronquer le signal étudié. Une autre contrainte consiste à avoir un nombre entier de points dans le bloc correspondant à la période connue. Si ce n'est pas le cas, il est possible de pallier ce problème en suréchantillonnant le signal.

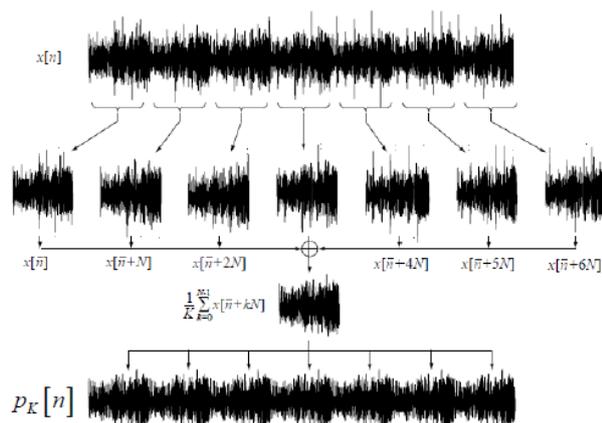
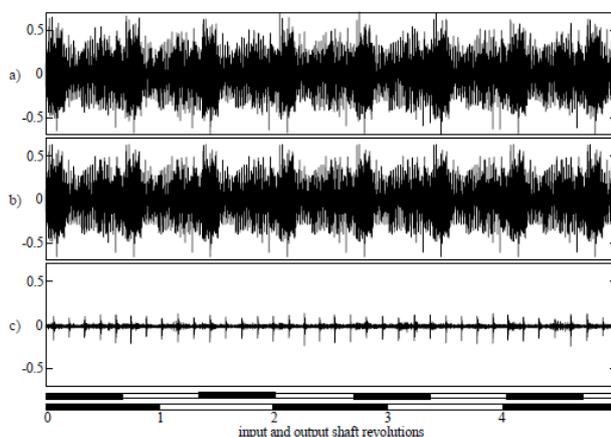


Figure 16 - Principe du moyennage synchrone [10]

Dans le cas des roulements, c'est dans le signal résiduel que l'on retrouvera la signature d'un endommagement. En effet les fréquences d'endommagement de roulements ne sont pas rigoureusement synchrones, la plupart du temps ils ne sont pas synchrones avec les harmoniques entières de la vitesse de rotation. Celui-ci s'obtient par soustraction de la moyenne synchrone au signal original (Figure 17). Dans la Figure 17, (a) correspond au signal d'origine, (b) correspond à la concaténation du bloc moyenné pour obtenir un signal de même longueur que celui d'origine. (c) est la soustraction du signal d'origine (a) par la moyenne (b).

Figure 17 - Obtention du signal résiduel mettant en évidence la contribution du roulement ($c = a - b$) [11]

1.B.1.c. La déconvolution aveugle

La déconvolution aveugle se différencie de la déconvolution car elle ne nécessite pas de signal de référence pour effectuer le calcul de déconvolution. L'objectif est de retrouver l'entrée d'un système linéaire invariant dont on observe la réponse, résultat de la convolution de cette entrée avec la réponse impulsionnelle du système. Elle s'applique au

signal temporel dans l'objectif d'en améliorer l'émergence d'impulsion présente dans le signal, caractéristique d'endommagement de roulement. Pour les roulements, le plus souvent l'algorithme de déconvolution aveugle consiste à maximiser le kurtosis. On utilise le kurtosis car dans le cas d'un défaut ponctuel, le signal d'excitation est une succession d'impulsions, caractérisée par un kurtosis élevé. On le trouve sous le nom de Minimum Entropy Deconvolution (MED)[12]. De nouveaux algorithmes sont en cours de développement, cherchant à maximiser d'autres critères que le kurtosis.

I.B.2. Les indicateurs statistiques

Ces indicateurs aussi appelé indicateurs globaux, servent essentiellement à la surveillance et la détection d'endommagement d'une machine tournante. On peut également suivre leur évolution pour faire du suivi de tendance et quand cela est possible de la classification : c'est-à-dire distinguer différents états d'endommagement.

I.B.2.a. Les indicateurs basés sur les moments statistiques

Les indicateurs statistiques utilisent des opérateurs de calcul statistique appliqués sur les signaux temporels. Les plus utilisés sont le Root Mean Square (RMS), le Skewness et le Kurtosis. Ces trois indicateurs sont les moments statistiques respectivement d'ordre 2, 3 et 4. Le Tableau 2 donne les expressions de chacun de ces moments statistiques. Dans le tableau $x(t)$ est le signal, m_x la moyenne et σ_x est l'écart-type. Le signal x est considéré comme stationnaire.

Tableau 2 - Expressions probabilistes des indicateurs statistiques

RMS	$\sqrt{E\{ x(t) ^2\}}$
Skewness	$\frac{E\{ x(t) - m_x ^3\}}{\sigma_x^3}$
Kurtosis	$\frac{E\{ x(t) - m_x ^4\}}{\sigma_x^4}$
Facteur de Crête	$\frac{\max_{t \in T} \{ x(t) \}}{\sigma_x}$

Le RMS [13]–[16] est souvent utilisé dans la sécurité des machines ou des composants. Elle renvoie le niveau énergétique vibratoire du système étudié. Quand une valeur, considérée comme trop élevée, est observée, cela signifie qu'un niveau vibratoire trop important est atteint : la défaillance est proche. Cet indicateur est toutefois simpliste dans un système vibratoire complexe tel qu'un moteur d'avion, car il mesure l'énergie de toutes

les sources vibratoires du système. Ainsi, l'énergie liée à l'apparition d'un endommagement dans un roulement ne sera pas perceptible dans l'analyse des moments statistiques.

Le skewness est le moment statistique centré et normalisé d'ordre 3. Il permet de définir l'asymétrie d'un signal. Une valeur élevée (en positif ou négatif) du skewness signifiera une grande asymétrie du signal. Un skewness égal à zéro correspond à un signal symétrique. En présence d'un endommagement, on génère une force dans le même sens à chaque passage de bille. Ce dernier fera apparaître une asymétrie marquée dans la direction de l'endommagement.

Le kurtosis [17], [18] est plus efficace pour détecter les chocs, par exemple un passage de bille sur un indent. Le kurtosis quantifie l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal enregistré. Il donne une grande importance aux amplitudes élevées tout en pondérant les événements isolés, contrairement au facteur de crête. La valeur du kurtosis est de 1.5 pour un signal harmonique et de 3 pour un signal aléatoire distribué selon une densité normale. Pour un roulement en bon état la valeur du kurtosis est souvent proche de l'ordre de 3 alors qu'elle peut beaucoup augmenter lorsque le roulement se détériore.

Le kurtosis spectral [6], [19], [20], peut donner de bonnes indications sur l'existence d'un endommagement, jusqu'à une certaine taille. Cet indicateur permet de discerner des structures non-stationnaires dans le signal étudié, en précisant dans quel domaine fréquentiel elles se manifestent.

La valeur du kurtosis augmente avec la taille de l'endommagement, mais chute une fois que l'endommagement dépasse une certaine taille. Sa fiabilité est donc relative en diagnostic, mais son suivi régulier peut s'avérer intéressant pour le pronostic.

Il existe également d'autres indicateurs statistiques tels que le facteur de crête. Celui-ci mesure également l'impulsivité du signal sur un intervalle temporel. Plus le signal est impulsif, plus la valeur de crête augmente et donc le facteur de crête aussi. Dans un cas de roulement, le facteur de crête croît durant toute la phase de dégradation de roulement. Tout comme les autres indicateurs statistiques, son utilisation pour le diagnostic dans un environnement bruité est compromise.

1.B.2.b. Les combinaisons d'indicateurs statistiques

Il existe des indicateurs statistiques sous forme de combinaison d'indicateurs plus basiques. Ces combinaisons s'expliquent par la volonté d'obtenir des indicateurs monotones. Ainsi Thomas [21] a développé deux indicateurs reprenant les moments

statistiques : le TALAF et le THIKAT (Tableau 3). Tous deux développés récemment, ils peuvent permettre une meilleure connaissance de l'état du roulement. Il est possible de distinguer quatre stades de dégradations signalés par des changements de pente (Figure 18). Dans le cas du TALAF, le Kurtosis augmente avec l'arrivée d'un endommagement puis chute une fois que celui-ci ne se caractérise plus par de franches impulsions. Le RMS augmente alors significativement avec l'arrivée proche de la défaillance finale.

Tableau 3 - Combinaison d'indicateurs statistiques

TALAF	$\log \left(Kurt + \frac{RMS}{RMS_0} \right)$ RMS ₀ , la valeur RMS à t ₀
THIKAT	$\log \left(Kurt^{FC} + \left(\frac{RMS}{RMS_0} \right)^{\max\{ x(t) \}} \right)$ Avec RMS ₀ la valeur RMS à t ₀

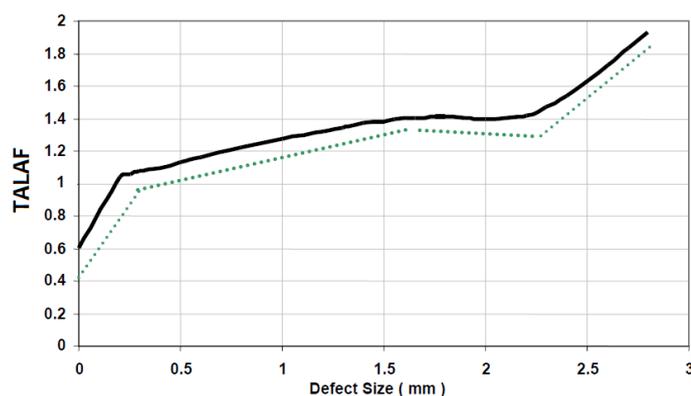


Figure 18 - Variation du TALAF en fonction de la taille de l'endommagement [21]

Comme ces indicateurs utilisent les caractéristiques statistiques (RMS, Kurtosis, facteur de crête, etc.), leur utilisation est limitée de la même manière que pour ces derniers. Un environnement bruité, tel que l'est un moteur d'avion, ne permettra pas de distinguer l'énergie provenant d'un endommagement du reste.

I.B.3. L'analyse spectrale [22], [23]

Dans la surveillance des machines tournantes, l'utilisation d'outils d'analyse spectrale est désormais un passage obligatoire [24]. Ces outils permettent de rechercher de nombreuses informations dans un signal vibratoire. L'analyse fréquentielle est complémentaire à l'analyse temporelle. Des phénomènes difficilement visibles dans le

domaine temporel peuvent apparaître avec précision dans l'analyse spectrale. Son utilisation est aujourd'hui devenue un standard dans l'industrie, grâce à l'algorithme de la transformation de Fourier rapide développé par Cooley et Tukey en 1965 [25].

I.B.4. L'analyse d'enveloppe [26]–[28]

L'analyse d'enveloppe est un classique de l'analyse vibratoire et plus particulièrement de l'étude des roulements. Elle permet une recherche plus fine des fréquences caractéristiques. C'est une technique utilisée pour la détection des endommagements se manifestant dans les hautes fréquences et lorsque la réponse vibratoire aux chocs produits par l'endommagement n'est plus périodique (en raison de glissement dans le roulement, faible variation de vitesse, ou aussi de la nature aléatoire des chocs en haute fréquence). Pour détecter l'enveloppe, il faut d'abord déterminer la zone où se produit l'augmentation du niveau global de vibration (zone en pointillés sur le spectre de la Figure 19). Dans le cas des roulements, cette zone correspondra aux fréquences de résonance excitées par le défaut. On règle alors un filtre passe-bande au centre de celle-ci. La détection des valeurs crêtes sur le signal temporel donne l'enveloppe en fonction du temps. Ce signal possède alors les informations en fréquence et en amplitude (Figure 19), la transformée de Fourier fait apparaître ces informations en affichant les raies correspondantes aux fréquences caractéristiques des défauts recherchés. Les composantes fréquentielles peuvent ensuite être comparées aux fréquences de roulements calculées pour établir le type d'endommagement présent.

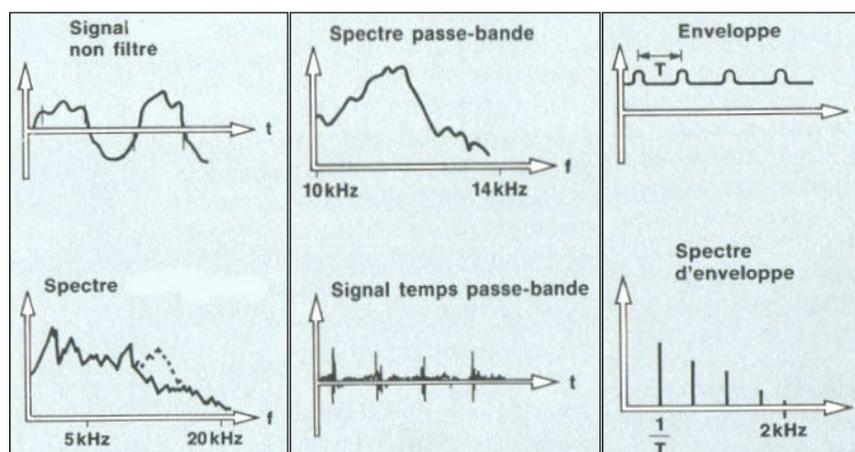


Figure 19 - Principe du spectre d'enveloppe [29]

I.B.5. L'analyse temps-fréquence [30], [31]

Le spectrogramme, ou diagramme temps-fréquence, est un mode de représentation de l'évolution des fréquences au cours du temps, résultat du calcul de la transformée de Fourier à court terme (TFCT). Il permet de connaître le positionnement dans le temps d'une fréquence. Le spectrogramme se calcule en réalisant des transformées de Fourier

successives sur une fenêtre glissante dans le temps. Pour plus de continuité, on applique un recouvrement. La Figure 20 affiche le diagramme temps-fréquence d'un roulement avec endommagement. On y distingue très bien les chocs successifs. La subtilité du spectrogramme se trouve dans ses paramètres de résolutions : la résolution fréquentielle et la résolution temporelle. Ces deux variables étant par définition l'inverse l'une de l'autre, on ne peut avoir à la fois une très bonne résolution fréquentielle et une très bonne résolution temporelle. Il est souvent nécessaire de devoir trouver un juste milieu en faisant plusieurs tests pour trouver un confort d'affichage selon le niveau de précision recherché sur chaque axe et, surtout, selon ce que l'on souhaite observer.

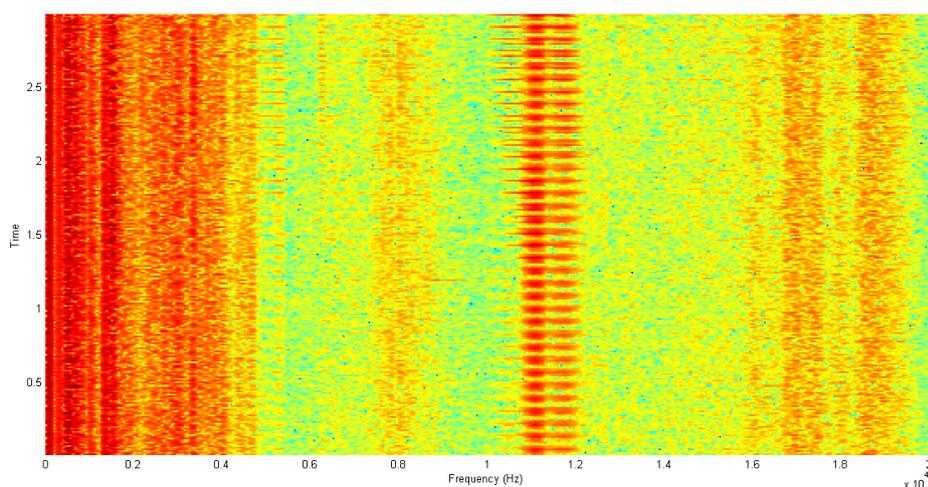


Figure 20 - Spectrogramme d'un signal de roulement avec endommagement

I.B.6. L'analyse cepstrale

L'analyse cepstrale permet de déceler les périodes de chocs répétitifs, qui génèrent un très grand nombre d'harmoniques de fréquences. Cette méthode permet de mettre en avant tout le contenu harmonique d'un signal de manière concise. Le cepstre s'exprime comme la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre (équation I.5).

$$C(x(t)) = TF^{-1}\{\ln(|X(f)|^2)\} \text{ avec } X(f) = F\{x(t)\} \quad \text{I.5}$$

Cette transformation met en évidence des pics appelés *harmoniques* (anagramme du mot harmonique) qui sont observés le long de l'axe des *quéfrenes* (Figure 21).

Toutefois, son utilisation est compromise pour des signaux trop bruités, où l'aspect répétitif du signal est trop difficile à repérer.

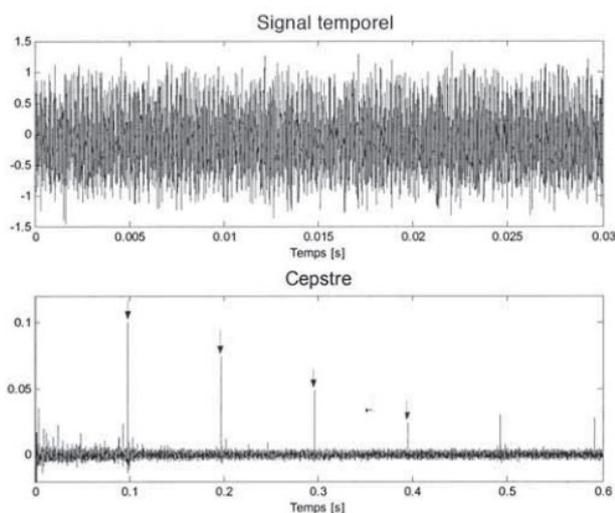


Figure 21 - Cepstre d'un signal de vibratoire avec endommagement d'engrenage [32]

Des méthodes récentes, mises en œuvre par Randall et Sawalhi [33] notamment, utilisent le cepstre pour débruiter les signaux. Le principe est présenté en Figure 22. Dans ce cas le cepstre réel est utilisé pour éditer les fréquences discrètes non désirés (tel que les fréquences d'engrenages). Dans une machine complexe c'est un outil efficace permettant par exemple de s'affranchir des fréquences d'engrenage et ainsi de se concentrer sur les fréquences issues d'endommagements de roulements (Figure 23)

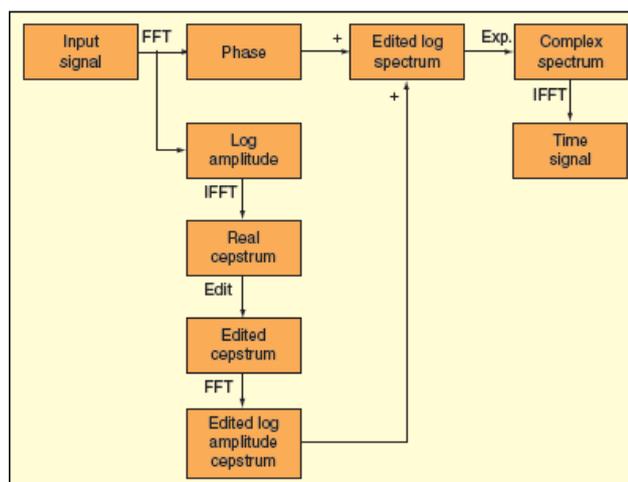


Figure 22 - Schéma de principe de la méthode de suppression de famille d'harmonique par l'utilisation du cepstre.[33]

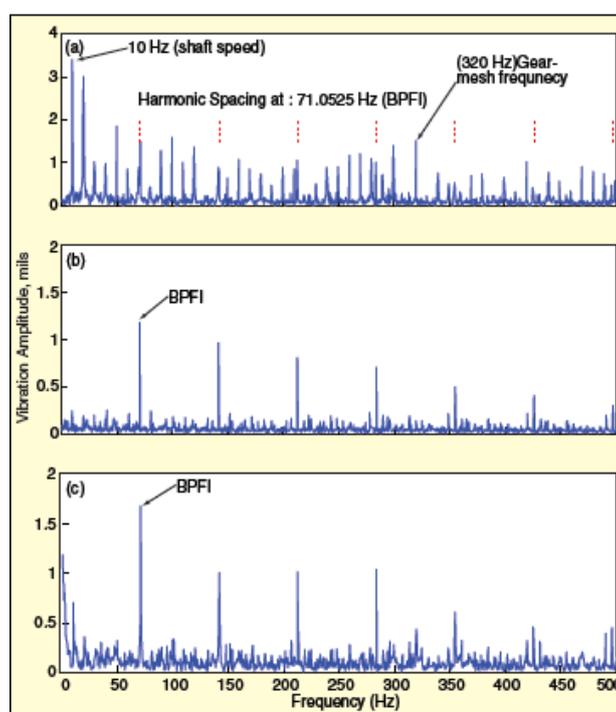


Figure 23 - Spectre de l'enveloppe au carré : (a) signal brut ; (b) signal résiduel après utilisation retrait de la moyenne synchrone ; (c) signal résiduel après édition du cepstre pour retirer les rharmonique du de l'arbre de rotation [33]

I.B.7. L'analyse cyclostationnaire

La cyclostationnarité est une propriété de la non-stationnarité. Par définition, un signal est dit cyclostationnaire au sens large si son autocorrélation présente plusieurs périodicités par rapport au temps. Il existe alors une ou plusieurs fréquences cycliques notées $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$.

L'autocorrélation d'un signal, décrite par la formule $R_x(t, \tau) = E\{x(t)x(t + \tau)\}$, dépend des variables t , et τ . L'étude selon l'une et l'autre de ces variables fournit des informations différentes :

- selon τ , on est en mesure de remarquer des périodicités contenues dans le signal (domaine des fréquences spectrales f).
- selon t , fait apparaître les périodicités provenant de phénomènes de modulation (domaine des fréquences cycliques α).

1.B.7.a. La corrélation spectrale :

La cyclostationnarité [13] [14], introduit la notion de corrélation spectrale noté $S_x^\alpha(f)$. On peut représenter la corrélation spectrale sous forme de bispectre avec α en abscisse et f en ordonnée. Cela correspond à la double transformée de Fourier par rapport à t et τ (Figure 24). Si la corrélation spectrale comporte un nombre de points significatifs non nul, alors le signal est dit cyclostationnaire d'ordre 1. Si la corrélation spectrale comporte un nombre de valeurs significatives non nul le long d'une ligne parallèle à l'axe f , il est cyclostationnaire d'ordre 2. Par exemple, dans le cadre de la détection d'endommagements de roulements, on observera une signature (du type raie verticale) sur le spectrogramme en (α, f) pour une valeur de α correspondant à la fréquence caractéristique d'un endommagement. Une méthode récente développée par Antoni [36] permet un calcul rapide de la corrélation spectrale.

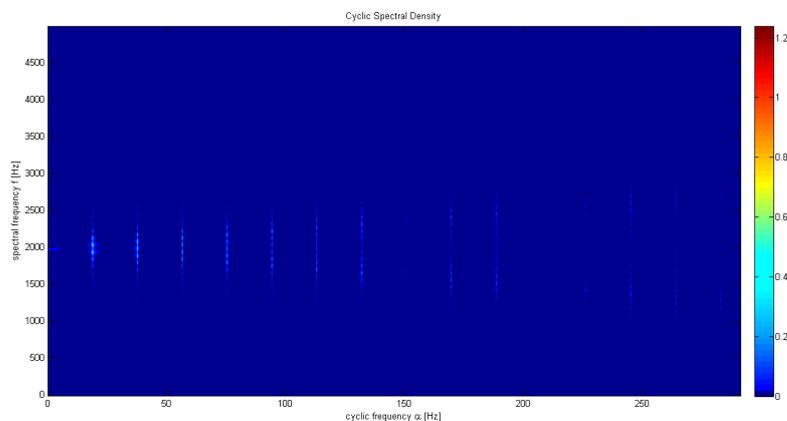


Figure 24 - Corrélation spectrale d'un signal de roulement endommagé

1.B.7.b. La cohérence spectrale

La cohérence spectrale (noté $\gamma_x^\alpha(f)$) que l'on représente également dans un plan (α, f) a la particularité de mettre en évidence une cyclostationnarité d'ordre 2, si des raies verticales sont visibles. La cohérence spectrale est normalisée : c'est une grandeur comprise entre 0 et 1. Elle est décrite par la formule :

$$\gamma_x^\alpha(f) = \frac{S_x^\alpha(f)}{\sqrt{S_x^0\left(f + \frac{\alpha}{2}\right) S_x^0\left(f - \frac{\alpha}{2}\right)}} \quad \text{I.6}$$

La Figure 25 compare la corrélation et la cohérence spectrale pour un même signal. Afin de pouvoir avoir un suivi dans le temps, il est utile de sommer le long des fréquences f pour chaque cohérence spectrale calculée sur un intervalle temporel. On réalise ensuite une concaténation des spectres successifs dans une matrice (t, α) . On se rapproche alors du modèle d'une analyse temps-fréquence.

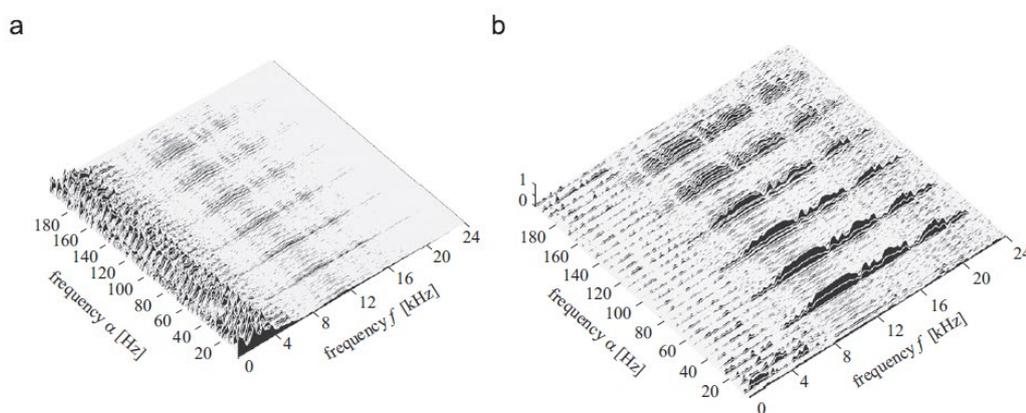


Figure 25 - (a) Corrélation spectrale d'un signal de roulement, (b) Cohérence spectrale du même signal faisant apparaître les fréquences d'endommagement du roulement [10]

I.B.8. Traitement du signal chez Safran Aircraft Engines

Un moteur d'avion a une architecture très complexe (voir I.A.3) et représente donc un environnement vibratoire également complexe et bruité. Safran Aircraft Engines utilise des outils adaptés pour la surveillance vibratoire, particulièrement concernant les roulements. Par exemple l'algorithme *universal bearing* est l'un des plus utilisés. Certaines des techniques évoquées ci-dessous ne le seront que succinctement, car il arrive fréquemment qu'elles soient déjà connues, mais sous une appellation propre à Safran Aircraft Engines.

I.B.8.a. Le FOTI

Le FOTI pour Fréquences Ordonnées en fonction du Temps et des Intensités vibratoires n'est finalement rien d'autre qu'un spectrogramme ou un diagramme Temps-Fréquence (voir I.B.5). Il est régulièrement utilisé, mais est trop imprécis pour servir de base de travail. L'environnement vibratoire bruité lié à l'architecture complexe rend son utilisation difficile. Il faut un œil expert et habitué pour arriver à en tirer des informations

sur la santé des roulements. L'utilisation est également difficile à cause des régimes transitoires durant lesquels sont réalisées les mesures. Le FOTI est alors insuffisant.

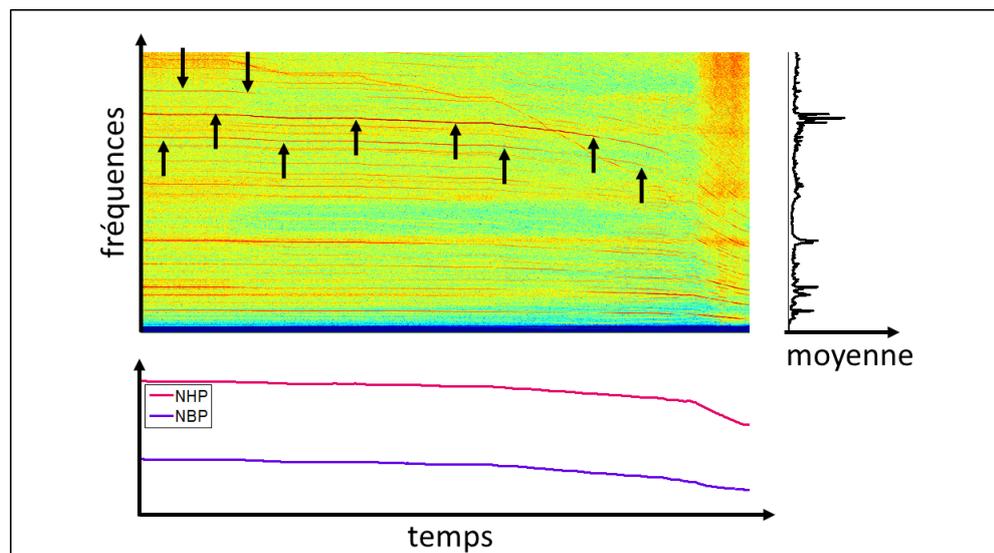


Figure 26 - FOTI; mise en évidence de fréquence d'endommagement de roulement

1.B.8.b. Le FONI

Le FONI (Fréquences Ordonnées en fonction d'un régime N et des Intensités vibratoires) intègre le régime comme valeur en abscisse. L'utilisation du régime est très fréquente, car les régimes des deux arbres d'un moteur d'avion varient sans cesse lors de son fonctionnement. Il n'existe pas –à proprement dit- de régime parfaitement stabilisé. Ces diagrammes sont utilisés lors de phase transitoire des régimes de rotation. L'avantage du FONI est sa facilité de lecture : les spectres sont ordonnés en fonction d'un régime de rotation N permettant l'affichage sous forme d'un faisceau de droites les harmoniques du régime utilisé pour former l'axe des abscisses du diagramme. Les FONI sont très utilisés chez Safran Aircraft Engines pour le diagnostic d'endommagements de roulements à partir d'une analyse visuelle de ce type de spectrogramme.

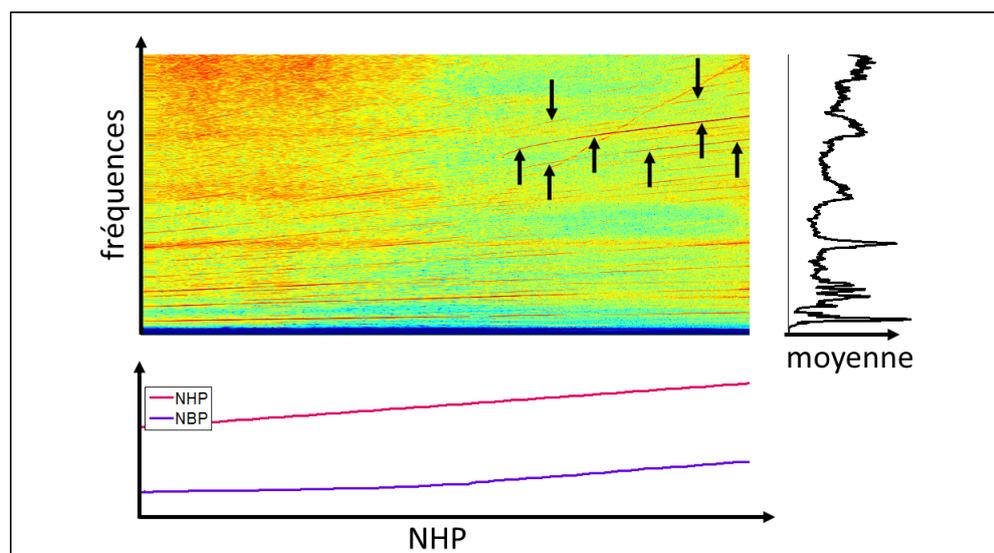


Figure 27 - FONI; mise en évidence d'un endommagement de roulement

1.B.8.c. Le NOTI

Le NOTI (ordres d'un régime N Ordonnés en fonction du Temps et des Intensités vibratoires) correspond chez Safran Aircraft Engines à un diagramme de suivi d'ordre. Il est très utilisé en surveillance vibratoire des roulements. Cette technique nécessite un rééchantillonnage angulaire (aussi appelé rééchantillonnage synchrone). Les signatures vibratoires des roulements endommagés sont plus facilement reconnaissables en utilisant ce diagramme, car elles s'affichent sous forme de raies horizontales à des ordres non-entiers correspondant aux fréquences caractéristiques (souvent modulées par les fréquences de rotations de l'arbre).

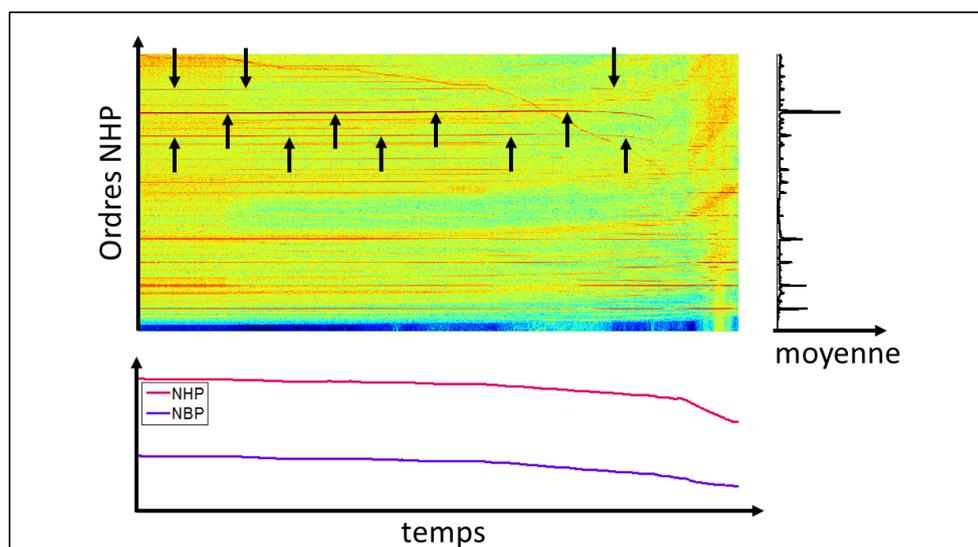


Figure 28 - NOTI; mise en évidence d'un endommagement de roulement

Figure 29 - NOTI d'un roulement palier 4 [37]

1.B.8.d. Le NONI

Le NONI (ordres d'un régime N Ordonnés en fonction d'un régime N et des Intensités vibratoires) est un diagramme qui permet d'afficher les ordres en fonction de la vitesse de rotation N. C'est l'équivalent d'un NOTI, mais pour lequel on a substitué à l'axe du temps un axe de régime de rotation. L'intérêt c'est qu'on a ainsi plus ou moins normalisé les axes. Comme pour le FONI, il y a une part d'arbitrage pour passer d'un axe du temps à un axe de N, sauf si N est strictement monotone avec le temps (si on accélère ou si on décélère systématiquement sur la période de temps analysée).

Le rapport des vitesses de ces deux arbres n'est ni constant, ni linéaire. Il est dépendant des conditions de fonctionnement du moteur : température, pression, altitude, température extérieure, débit carburant, etc.

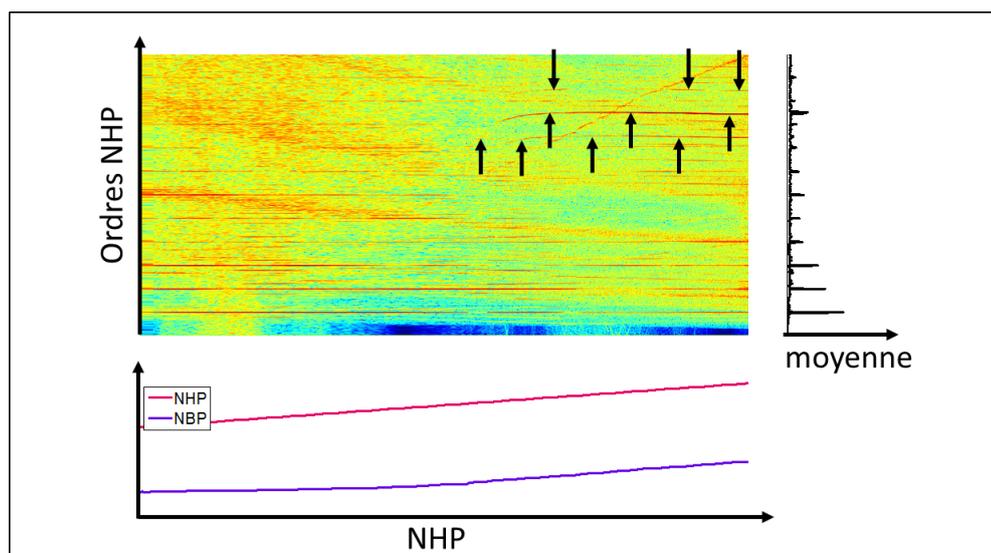
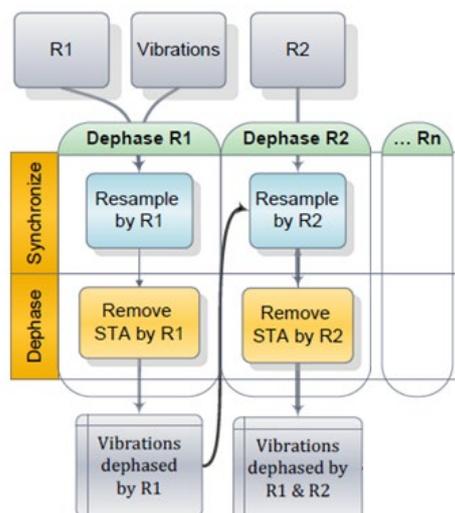


Figure 30 - NONI; mise en évidence d'un endommagement de roulement

1.B.8.e. Le dephase

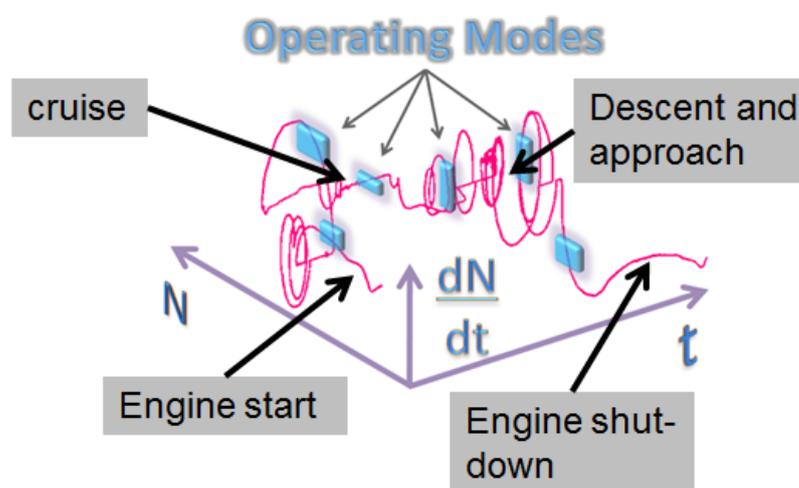
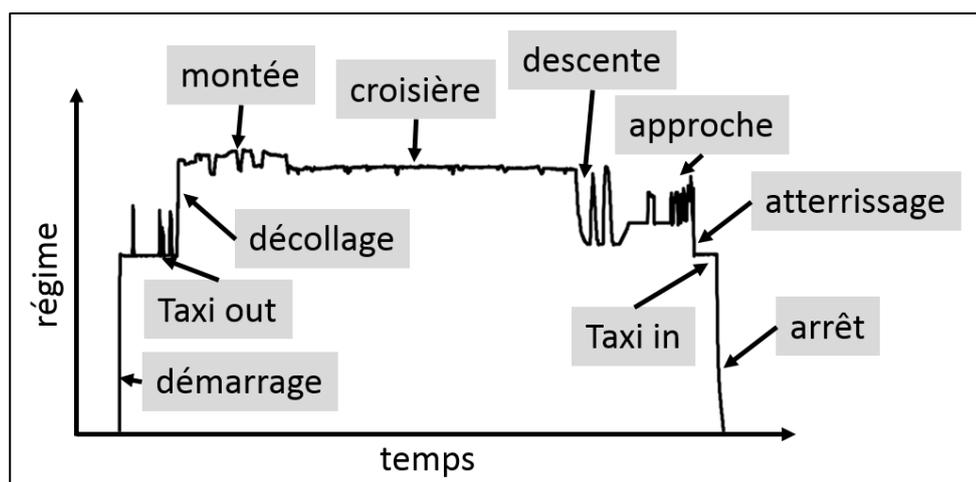
On pourrait résumer le *dephase* à une succession de moyennages synchrones). Le principe de cet algorithme est de retirer du signal le bruit provenant des autres mécanismes du moteur et ainsi d'améliorer le rapport signal sur bruit. Pour cela, les éléments synchrones (le fan, les arbres, le RDS (Radial Drive Shaft : arbre reliant l'arbre HP à un support d'équipements), etc.) du signal vibratoire sont retirés du signal d'origine. Le signal de base est alors moyenné en phase (phase averaged signal) à partir du signal rééchantillonné suivant le régime. Pour chaque phase du cycle, on moyenne les valeurs de cette même phase sur tous les cycles. Dans le cas où le moteur possède plusieurs rotors (par exemple N1 et N2, pour la plupart des moteurs Safran Aircraft Engines), il n'est pas possible de rééchantillonner simultanément suivant les deux régimes. On procède alors, comme montré dans la Figure 31, par rééchantillonnages et moyennages successifs.

Figure 31 - Schéma de principe de l'algorithme "dephase"²

1.B.8.f. L'algorithme « universal bearing »

Pour la détection des paliers endommagés, Safran Aircraft Engines utilise plusieurs algorithmes (selon le moteur ou le palier à surveiller). *L'universal bearing* est l'un des principaux algorithmes de surveillance des paliers. Il a donné lieu à un brevet déposé par Safran Aircraft Engines en 2013 [38]. Cet algorithme dispose des données provenant de chaque capteur (tachymètre, accéléromètre). On commence tout d'abord par sélectionner un *operating mode* (Figure 32) c'est-à-dire une phase définie du régime moteur : démarrage, ralenti, accélération, début croisière, en approche, descente... On récupère donc les données correspondant à cet *operating mode* (régime N1 et N2 et accéléromètres). D'abord les étapes du *dephase* sont réalisées. Le signal est ensuite rééchantillonné suivant un régime choisi et on se projette dans le domaine des ordres. On obtient donc un diagramme NOTI. Une opération de moyenne synchrone individuelle M_{ind} est calculée pour chaque NOTI, le long de l'axe des temps. La moyenne collective (M_{col}) est calculée en faisant la moyenne de chaque M_{ind} , et sert de baseline. La variance σ_{col} est également calculée à partir des M_{ind} lors de cette étape d'apprentissage. Chaque nouvelle moyenne temporelle est comparée à la baseline par le calcul d'un z-score. La détection d'un endommagement se fait par la fusion des z-score situés sur le peigne d'ordres, correspondant aux ordres caractéristiques d'un endommagement de roulement. Cette opération est propre à chaque *operating mode*.

² Communication interne Safran Aircraft Engines

Figure 32 - Principe des "operating mode" ³

I.C. Le pronostic

Dans la continuité du diagnostic, le pronostic s'inscrit comme le grand défi du moment dans tous les domaines de l'industrie. Anticiper la défaillance d'un système, prédire sa durée de fonctionnement optimale malgré un endommagement, anticiper la maintenance pour éviter la défaillance complète du système : tels sont les enjeux que l'on retrouve derrière la notion de pronostic. Les roulements n'échappent pas à cette dynamique. Le nombre de publications concernant le pronostic de durée de vie des roulements a explosé lors de la dernière décennie.

³ Communication interne Safran Aircraft Engines

I.C.1. Généralités sur le pronostic

En 2004 la norme ISO 13381-1 définit le pronostic de la façon suivante :

Estimation de la durée de fonctionnement avant défaillance et du risque d'existence ou d'apparition ultérieure d'un ou plusieurs modes de défaillance [39]

Cette même norme ajoute que le pronostic doit considérer les points suivants :

- Les modes de défaillance existants et les taux de détérioration (sévérité de la détérioration),
- les critères de déclenchement de futurs modes de défaillance,
- le rôle des modes de défaillance existants dans le déclenchement de futurs modes de défaillance,
- l'influence entre les modes de défaillance existants et les modes futurs et leurs taux de détérioration,
- la sensibilité à la détection et aux modifications des modes de défaillance existants et futurs du fait des techniques de surveillance actuelles,
- la conception et les changements de stratégies de surveillance afin de s'adapter à tous les éléments ci-dessus,
- l'effet des actions de maintenance et/ou des conditions d'exploitation,
- les conditions ou les hypothèses sous lesquelles les pronostics restent valables.

On peut résumer le pronostic autour de la question suivante :

Combien de temps de fonctionnement, dans les conditions d'utilisation à venir, reste-t-il avant de devoir changer le roulement ?

Cette même question entraîne préalablement d'autres :

- Quelle est la gravité de l'endommagement du roulement à l'instant t ?
- Comment l'endommagement va-t-il évoluer ?

Le concept de pronostic fait intervenir les notions suivantes [14] :

- La durée de vie résiduelle : plus communément appelée RUL (Remaining Useful Life) ou TTF (Time to Failure).
- La précision mesure l'écart entre la valeur prédite et la valeur réelle actuelle. En résumé : la précision de prédiction.
- L'intervalle de confiance : elle révèle à quel point les prédictions successives sont proches les unes des autres, c'est une mesure de l'intervalle dans laquelle la RUL va tomber.

I.C.2. Les étapes précédant le pronostic

I.C.2.a. Les indicateurs de santé

Il est souvent impossible d'observer l'endommagement (écaillage, fissure, etc.) directement pour des raisons diverses : impossibilité d'accès et de démontage du roulement surveillé, impossibilité d'arrêter la machine, impossibilité de voir l'endommagement sans mettre hors de fonction le roulement (par exemple, un endommagement sur un élément roulant ne pouvant être observé sans détruire le roulement). C'est pourquoi l'état de dégradation est observé à travers un indicateur de santé calculé à partir de données acquises. On peut classer en deux catégories les indicateurs de santé :

- Les indicateurs physiques : ils sont reliés à la physique de dégradation et extrait de signaux (vibratoires, comptage de particules etc.) utilisant des méthodes statistiques, de traitement du signal. C'est le cas par exemple du RMS d'un signal vibratoire.
- Les indicateurs virtuels : souvent ils sont construits par la fusion de plusieurs indicateurs physiques ou de signaux issue de multiples capteurs. Ils n'ont pas de signification physique, et présente une description virtuelle de la tendance de la dégradation.

I.C.2.b. Les états de dégradations

Les indicateurs de santé peuvent présenter des tendances différentes avec l'évolution de la dégradation. Le cas idéal est un indicateur monotone voire linéaire. Ce n'est souvent pas le cas. On distingue alors des états de dégradation en fonction des variations de tendance observées pour l'indicateur de santé. Ainsi le plus souvent on distingue simplement l'état sain de l'état dégradé : c'est la division en deux états [16]. Cette classification en deux états paraissant insuffisante de nombreux chercheurs se sont penchés sur la question de classification en multiple états : cela signifie que lors de l'état dégradé, doit être divisé en plusieurs étapes en fonction de la tendance de l'indicateur de santé pendant cette phase [40].

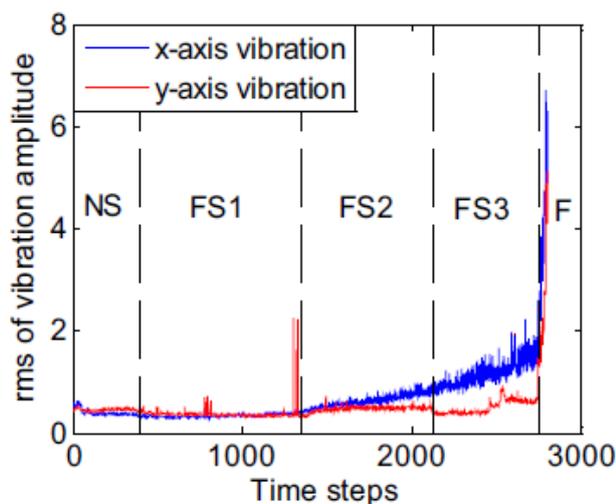


Figure 33 – Division en plusieurs étapes d'un indicateur basé sur le RMS. NS : état normal ; FS1 : état dégradé 1 ; FS2 : état dégradé 2 ; FS3 : état dégradé 3 et F : défaillance finale [40]

I.C.3. Pronostic et prédiction de la RUL.

Le pronostic peut être abordé de plusieurs manières. Le choix de l'approche du pronostic est guidé par le système surveillé : sa composition, sa complexité, le type et la quantité d'informations générées, etc. Généralement, on distingue trois grandes catégories de pronostic [41] :

- le pronostic à base de modèles physiques,
- le pronostic à base de données,
- le pronostic basé sur l'expérience.

On ajoute à ces trois catégories une dernière catégorie :

- Le pronostic basé sur des méthodes hybrides.

La Figure 34 donne un aperçu des caractéristiques de chacune des approches. Une récentes publications dressent de façon très exhaustive un état de l'art de ces méthodes[42].

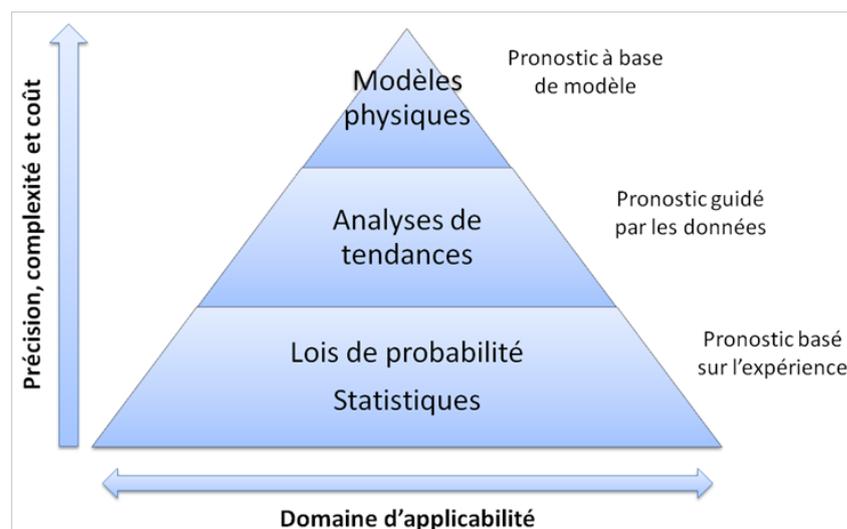


Figure 34 - Hiérarchisation des approches du pronostic (adapté de [43])

1.C.3.a. Le pronostic basé sur l'expérience [44], [45]

Cette approche que l'on trouve à la base de la pyramide de la Figure 34 est la technique la moins complexe et est compatible avec le plus grand nombre de systèmes. En contrepartie, c'est la méthode la moins précise. Cette méthode estime une durée de vie en établissant un modèle statistique basé sur des connaissances empiriques. Généralement, le résultat de la prédiction provient d'une fonction de densité de probabilité liée aux observations. Dans les différentes utilisations de cette approche la prédiction est construite en ajustant les observations à des modèles à coefficient aléatoire ou des processus stochastiques utilisant des méthodes probabilistes. L'ensemble n'est aucunement relié à des principes ou lois physiques. Parmi les méthodes couramment utilisées on retrouve :

- Modèle autorégressifs [46], [47]: le prochain état est le résultat d'une fonction linéaire issu des observations passées et d'erreur aléatoire.
- Processus de Wiener [48]–[50] : c'est un des modèles stochastique les plus utilisé
- Processus Gamma [51]: les états de la dégradation à des intervalles de temps séparés sont des variables aléatoires indépendantes suivant une distribution gamma.
- Processus Gaussien-Inversé [52]–[54] : les processus de dégradation ont des valeurs indépendantes suivant une loi de distribution gaussienne inversée.
- Modèle de Markov [55] : le processus de dégradation suit les principes des propriétés de Markov.

1.C.3.b. Le pronostic guidé par les données, "data driven"

Le pronostic dit *data driven*, c'est-à-dire basé sur les données, présente le double avantage d'être applicable à un nombre suffisant de systèmes et d'être relativement précis.

Il nécessite un grand nombre de données, récupérées à partir d'un nombre important de capteurs, pour estimer l'état de dégradation du système. Plus il y a de données (issue de capteurs différents) plus le modèle est précis. Les méthodes utilisant l'approche *data driven* utilisent des indicateurs identifiés parmi les caractéristiques mesurables du système (vibrations, températures, vitesse de rotation, etc.). Des méthodes telles que le suivi de tendance ou la reconnaissance de forme, entre autres, sont généralement combinées avec des techniques d'apprentissage comme les réseaux bayésiens, les réseaux de neurones [56], [57] ou le Support Vector Machine (SVM, [58], [59]), afin d'estimer l'évolution de la dégradation. Ces méthodes gagnent en précision grâce à un apprentissage permanent et l'acquisition de nouvelles données. Les réseaux bayésiens, par exemple, déterminent la probabilité des états de dégradation futurs à partir d'indicateurs (aussi nombreux que possible) et de l'historique de dégradation. Cette approche du pronostic n'est possible que sur des systèmes dont la dégradation est progressive et passe par des états de dégradation différents et identifiables. C'est l'une des méthodes les plus utilisées dans les publications concernant le pronostic en général, mais également concernant les roulements. Le pronostic basé sur les données est aussi appelé « approche intelligence artificielle » car les différents modèles utilisent des outils issus de l'intelligence artificielle (réseaux de neurones artificiel, SVM etc...). Ces méthodes sont capables de fournir un pronostic dans des cas de machines complexes lorsqu'il est difficile de relier le processus de dégradation à un modèle physique ou statistique. Dans l'aéronautique, le taux de défaillance des roulements est faible ce qui rend caduque ce type d'approche dans notre contexte industrielle (environ 0.05% de roulement endommagé en vol par an).

1.C.3.c. Le pronostic basé sur une approche physique[60], [61]

L'approche du pronostic à base de modèles est positionnée en haut de la pyramide de la Figure 34, c'est l'approche la plus précise, mais elle présente l'inconvénient de ne pouvoir être applicable qu'à un nombre restreint de systèmes. Cette approche impose d'avoir un nombre important de capteurs et donc de possibilités d'identifier un fonctionnement anormal. Elle nécessite également d'avoir une très bonne connaissance du système et d'aborder les défaillances d'un point de vue physique ou phénoménologique (à travers des lois physiques de type Miner, Paris-Erdogan, Forman, Norton dans le cas de dégradation mécanique). Les modèles lient les paramètres physiques à l'état de dégradation future via des équations déterministes. C'est-à-dire que la défaillance et les dommages sont reliés par une expression mathématique. Les modèles aboutis permettent de modéliser l'accumulation de dommage par cycle de fatigue d'un composant, et de modéliser l'impact des contraintes environnementales dans le but de donner une estimation du nombre de cycles restant jusqu'à la défaillance du système. Certains modèles pourront retourner les causes associées aux endommagements détectés. Tous ces résultats demandent de connaître les conditions de fonctionnement passées du système. Les intervalles de confiance des résultats issus de cette approche sont larges lorsque les paramètres du modèle

ne sont pas précisément connus. En outre, ce type d'approche à base de modèle est spécifique à un type de système et ne peut pas être généralisé. Cette approche se retrouve dans 10% des publications.

1.C.3.d. L'approche hybride [62]

Les approches énoncées ci-avant sont délimitées par des frontières poreuses. Il n'est pas rare de combiner plusieurs méthodes. C'est ainsi que l'on caractérise l'approche hybride. C'est principalement l'association d'un modèle physique associé à une approche guidée par les données. On distingue alors deux classes d'approche hybride (Figure 35). Soit un modèle physique (de type loi de Paris dans le cas des dommages mécaniques) se voit alimenté par une approche guidée par les données afin d'en estimer certains paramètres, soit les deux approches sont utilisées en parallèle, fusionnant leur sortie pour émettre une estimation. Les approches hybrides sont largement utilisées, car elles présentent de bonnes performances générales. Leur inconvénient provient de possibles coûts de calcul importants notamment dans le choix des outils *d'interaction* entre les approches.



Figure 35 - Les approches hybrides du pronostic [62]

1.C.3.e. Quelques approches utilisant des techniques de traitement du signal

Indicateurs statistiques vibratoire

Thomas [21] a choisi une approche basée sur des indicateurs statistiques combinés. L'objectif de ces combinaisons d'indicateurs statistiques est d'obtenir un indicateur final monotone. Comme vu dans la partie I.B.2.b, le TALAF et le THIKAT cherchent à profiter des caractéristiques du kurtosis et du RMS. La recherche de la monotonie est très fréquente lorsqu'on travaille sur le pronostic. Ainsi, de nombreux travaux ([62]–[64]) utilisent des systèmes à réseaux de neurones avec en entrée un nombre conséquent d'indicateurs statistiques et ayant pour objectif de sortir un indicateur global monotone. Ces méthodes type « boîte noire » sont très répandues, tant par l'utilisation de réseaux de neurones ou de ses dérivés, que par d'autres méthodes à la philosophie similaire ([65], [66]). On se situe

ici dans une approche multi étapes pour laquelle les auteurs ont cherché à relier directement la tendance de l'indicateur avec la taille de l'endommagement.

La recherche de la monotonie est telle que Gouriveau propose dans plusieurs articles [62] des C-indicateurs. Un C-indicateur est la somme cumulée de lui-même. Cette opération force la monotonie et semble ainsi permettre une projection sur l'évolution future de l'indicateur plus aisément.

Ces indicateurs statistiques sont sensibles au bruit environnant. Leur utilisation n'a pas été retenue dans notre étude car l'environnement vibratoire d'un moteur d'avion est trop bruité.

Méthode basée sur de l'analyse vibratoire avancée

Le pronostic basé sur de l'analyse vibratoire avancée (analyses spectrales, d'enveloppe, cyclostationnaire, etc.) est peu ou pas répandu. Quand les techniques avancées sont utilisées c'est en complément d'indicateurs statistiques dans une utilisation type « boites noires ». Cela devient donc un paramètre d'entrée parmi d'autres. Ces approches sont souvent du type RMS par bande de fréquence (fréquence de l'endommagement).

Le pronostic uniquement basé sur les techniques d'analyse vibratoire avancée consiste en général à rechercher la taille de l'endommagement. C'est le cas des études menées par Sawalhi et Randall [67]–[69] ou Kogan [70], qui recherchent la taille d'un endommagement dans le signal vibratoire, selon qu'il soit sur la bague interne ou externe. Ces méthodes ne proposent finalement que la première étape du pronostic : un indicateur de santé directement lié à l'état de dégradations du roulement. De plus, ces méthodes semblent pertinentes sur des signaux provenant de bancs académiques, mais leur efficacité dans le cadre de signaux issus de machine complexe est compromise : les points d'entrée et de sortie sont noyés dans l'environnement vibratoire du système.

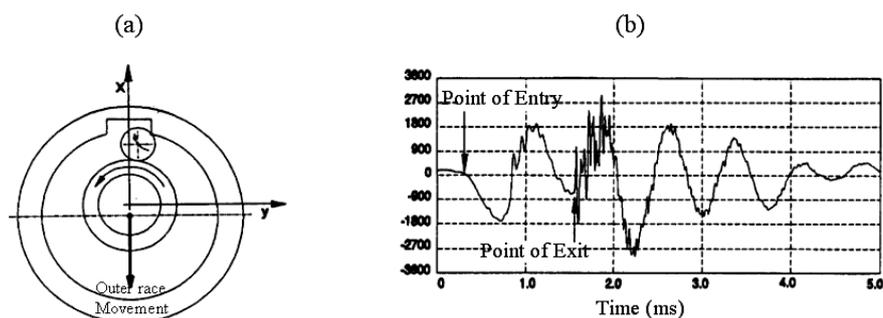


Figure 36 - Mise en évidence du point d'entrée et du point de sortie de la bille dans l'endommagement [69]

Recherche du point de rupture

Prakash et al. [71] ont mis au point une méthode de pronostic se basant sur la recherche du point de rupture d'un indicateur en échelle logarithmique. Ils se basent sur le constat que les indicateurs utilisés pour le pronostic ont un comportement exponentiel. En passant en échelle logarithmique, la tendance de l'indicateur devient deux droites successives avec la seconde plus pentue que la première (Figure 37). C'est ce qu'ils appellent un *comportement en deux phases*. L'objectif de cette approche est d'identifier le moment du changement de pente. À partir du moment où a lieu la rupture, l'algorithme détermine le coefficient de la pente. Le constat général est que plus le changement de pente a lieu tardivement, plus le coefficient de la pente sera élevé. La notion de « tardif » est définie par rapport à un historique de durée de vie de mêmes roulements dans des conditions similaires.

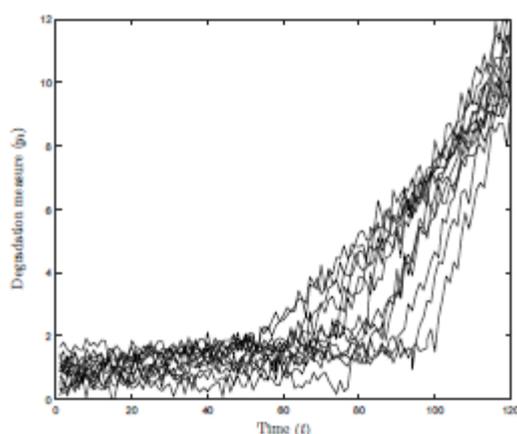


Figure 37 - Simulation de comportement à deux phases de roulement [71]

La limite de leur approche réside dans le fait que le moment de la rupture correspond à l'apparition de l'endommagement. Il est donc possible d'identifier cette rupture par des analyses vibratoires avancées sans grande difficulté. Cependant, il est intéressant de s'intéresser au moment d'apparition de l'endommagement par rapport aux historiques de durée de vie de même roulement afin d'intégrer cette donnée dans les paramètres du pronostic.

Pourquoi ces approches ne sont pas suffisantes

Les approches évoquées précédemment ont majoritairement les mêmes limites : elles sont issues d'indicateurs inefficaces dans le contexte aéronautique. Tout ce qui comporte des indicateurs statistiques ne pourra pas être utilisé dans le cadre de notre étude car les conditions aéronautiques ne permettent pas l'utilisation de ces derniers. L'environnement vibratoire est très riche et il est impossible d'observer dans ces types d'indicateurs les évolutions d'énergie propres à l'endommagement du roulement.

Il apparait que les approches utilisant des techniques de traitement du signal avancé (cyclostationnarité, suivi d'ordre, etc.) sont sous-utilisées. C'est donc dans cette direction notamment que nous dirigerons nos recherches.

CHAPITRE II

LES BASES DE DONNÉES DE ROULEMENTS

SOMMAIRE

II.A. ÉTAT DE L'ART DES BASES EXISTANTES	49
II.A.1. CASE WESTERN RESERVE UNIVERSITY [1]	49
II.A.2. « HIGH SPEED » DATABASE	49
II.A.3. PADEBORN DATABASE	50
II.A.4. IMS CINCINNATI	50
II.A.5. PRONOSTIA (PHM12)	50
II.A.6. BILAN	50
II.B. IMS CINCINNATI	51
II.B.1. ARCHITECTURE DU BANC	51
II.B.2. DESCRIPTION DES DONNÉES	53
II.B.3. ANALYSE TEMPORELLE	54
II.B.4. MÉTHODOLOGIE	55
II.B.5. RÉSULTATS DES ANALYSES	55
II.B.6. DISCUSSIONS	64
II.C. PRONOSTIA — FEMTO	65
II.C.1. ARCHITECTURE DU BANC	65
II.C.2. DESCRIPTION DES DONNÉES	66
II.C.3. MÉTHODOLOGIE	67
II.C.4. ANALYSE TEMPORELLE	68
II.C.5. RÉSULTATS DES ANALYSES	68
II.C.6. DISCUSSIONS	71

Aujourd'hui, grâce à Internet, il est possible d'avoir accès à de nombreuses bases de données que certaines universités ou certains laboratoires mettent en libre partage. Concernant les roulements, il existe de nombreuses bases de données vibratoires. Mais toutes ne sont pas pertinentes pour des études de types pronostic. Lorsque l'on veut développer des méthodes de pronostic, il est nécessaire que les données d'études répondent à plusieurs critères. Tout d'abord, elles doivent être issues d'essais d'endurance lors desquels le roulement se dégrade, parfois jusqu'à la défaillance. La dégradation peut être naturelle ou initiée. L'acquisition doit idéalement avoir été faite tout au long de l'endurance, en continu ou régulièrement.

II.A. État de l'art des bases existantes

On dénombre désormais de nombreuses bases de données concernant les roulements : toutes ne sont pas pertinentes pour des études sur le pronostic. Certaines bases sont utilisées depuis longtemps maintenant, mais il arrive régulièrement que de mauvaises interprétations des données soient faites. C'est pourquoi nous allons parcourir succinctement les bases de données vibratoires concernant les roulements, en mettant en avant leurs points d'originalité et leurs faiblesses.

II.A.1. Case Western Reserve University [72]

Cette base de données est l'une des plus utilisées dans les publications concernant les roulements. La base est très grande et comprend de nombreux morceaux de signaux dans des conditions opératoires différentes. Face à de nombreuses publications apportant parfois des conclusions hâtives, Wade et Smith en ont fait une revue complète [73]. Cet article de référence concernant cette base permet de déterminer ce que les outils de diagnostic peuvent dire de chacun des signaux : endommagé sur telle ou telle bague, non endommagé, non déterminé, etc. En revanche, cette base n'est pas propice au pronostic. Les signaux sont morcelés en autant de cas opératoires différents et ne présentent aucune évolution au cours du temps. Ce ne sont pas des signaux issus d'une endurance.

II.A.2. « High Speed » database

Cette base est issue d'une longue endurance (50 jours) d'un roulement d'éolienne [74]. Le manque d'informations concernant les conditions de fonctionnement explique probablement qu'elle soit peu utilisée. Pourtant, elle présente les avantages d'être une endurance avec endommagement naturel en conditions réelles, et d'avoir une vitesse légèrement variable (et le signal tachymétrique associé). Dans une vision pronostic, la non-rétabilité de l'expérience est un inconvénient.

II.A.3. Padeborn database

Cette base de données issue de l'université de Padeborn est apparue récemment [75]. Elle est en apparence très intéressante, mais pas pour le pronostic. Il est à retenir que cette base est très bien conçue. Les conditions d'expérience sont connues et claires. Les acquisitions sont d'une durée plus que raisonnable (6 secondes) et la fréquence d'échantillonnage très élevée (64kHz) permettant l'utilisation de techniques de traitement du signal avancées. La particularité de cette base est que les roulements passent sur deux bancs d'essai. Un premier banc est un banc d'endurance sur lequel les roulements sont fatigués (naturellement ou avec un endommagement initié). Puis, ils passent sur un second banc dit « d'acquisition ». Sur ce banc ils tournent pendant 20 min afin de réaliser des acquisitions de signaux vibratoires des roulements endommagés. Dans le cadre du pronostic, les signaux acquis sur le banc instrumenté ne sont pas suffisants : il n'y a pas de suivi d'évolution d'un endommagement, uniquement l'acquisition d'un signal de roulement endommagé (naturellement ou artificiellement). C'est dommage puisque le procédé en lui-même est très intéressant.

II.A.4. IMS Cincinnati

La base de données du « Center for Intelligent Maintenance Systems » (IMS) [76] est de plus en plus utilisée dans les publications. Elle est issue d'une endurance de 6 à 34 jours, d'une rangée de quatre roulements identiques. L'endommagement est naturel et apparaît de manière aléatoire sur l'un des quatre roulements. L'acquisition est faite sur chaque roulement toutes les 10 min. D'apparence facile, cette base cache quelques pièges lorsqu'on l'analyse. Ces pièges seront détaillés dans la partie suivante. Cette base est intéressante pour le pronostic et nous l'approfondirons par la suite.

II.A.5. Pronostia (PHM12)

Cette base de données est issue de la plateforme Pronostia [77], mise en place par le Femto de Besançon. Elle est intéressante, car explicitement développée pour le pronostic (comme son nom l'indique). La base comporte une quinzaine de roulements ayant enduré jusqu'à rupture. Elle fournit des signaux vibratoires et de température. L'échantillonnage est bon (25,6kHz), mais la faiblesse réside dans la durée d'acquisition : 0,1 s toutes les dix minutes. C'est assez peu, nous le verrons plus bas dans le détail que nous ferons de cette base.

II.A.6. Bilan

De ces cinq bases de données évoquées précédemment, seules trois sont clairement adaptées pour faire du pronostic. De ces trois nous en retiendrons deux : celle de l'IMS et Pronostia. Elles sont les plus simples, les plus facilement reproductibles, dans le cadre de la réalisation d'un banc d'essai et utilise des roulements proches de ce que nous utiliserons sur notre banc d'essai LVA. En effet, dans le cadre de la thèse la réalisation d'un banc

d'essai est prévue. De plus l'étude de ces bases permet de mettre en avant les paramètres importants nécessaires à la réalisation d'un banc destiné au pronostic.

Tableau 4 - Résumé des bancs d'essai

Nom	fatigue	Conditions			Roulement	Condition d'acquisition			Avantages	Inconvénient
		Vitesse	charge	durée		freq. Éch.	freq. Acq.	nb accéleros		
IMS Cincinnati	oui	2000rpm	26690 N	6 ou 34 jours	Rexnord ZA-2115 (rouleaux)	20kHz	1s/10min	2 puis 1 par roulement	endurance endommagement naturel	4 roulements identiques sur la même ligne d'arbre
PHM12-Femto	oui	1500 - 1650 et 1800rpm	4000-4200 et 5000N	35min à 7,5h	32x20x7mm (billes)	25,6kHz	0,1s/10min	2	endurance "répétabilité" endommagement naturel	0,1s d'acq. Endommagement naturel mais à très forte charge
"High Speed" data	oui	1800 à 1900 rpm	?	50 jours		97kHz	6s/10min	1	longue endurance. Variation de vitesse avec signal tacho	pas de répétabilité
Case Western	Non	1800rpm	variable	< 1min	6205-2RS JEM 6203-2RS JEM (billes)		12kHz ou 48kHz			pas d'endurance
Padeborn	oui / non	1500rpm ou 900rpm	1000 N	20min	6203 (billes)			1	Temps d'acq.	pas d'acq. durant l'endurance

II.B. IMS Cincinnati

Cette base a fait l'objet d'un article de conférence de type review [78]. Étant de plus en plus utilisée, il arrive souvent de retrouver des imprécisions dans son analyse. Cette base est utilisée dans différents types de recherche. Certains articles l'utilisent pour illustrer des méthodes de calcul de RUL basé sur des indicateurs statistiques [64], [79]–[81]. D'autres plus classiquement s'en servent pour tester de nouvelles techniques de débruitage [76], [82], [83], souvent dans l'objectif d'une détection de l'endommagement le plus précocement possible. L'article de Qiu et al [76] est celui de référence concernant cette base de données.

II.B.1. Architecture du banc

La base de données est issue d'un banc d'essai d'endurance de l'université de Cincinnati et collectée en 2014 [84]. Le banc (Figure 38) a les caractéristiques suivantes :

- 4 roulements à double rangée de rouleaux de type Rexnord ZA-2115,
- 2000 rpm à vitesse constante,
- 6000 lbs de charge appliquée sur l'arbre de rotation par un mécanisme à ressort,
- des accéléromètres PCB 253B33 High sensitivity Quart ICP®.

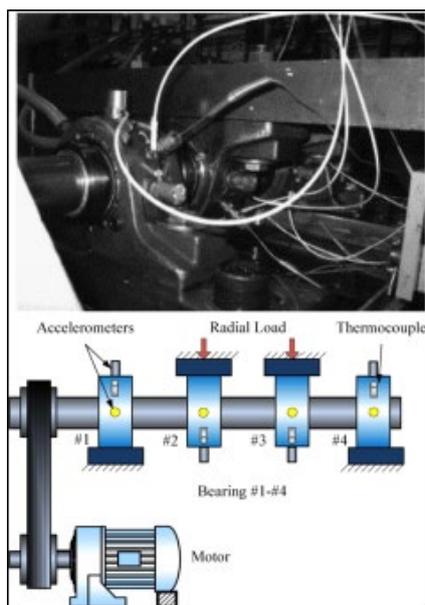


Figure 38 — Schéma du banc d'essai [85]

La vitesse est maintenue constante. Les quatre roulements sont identiques, sont disposés sur le même arbre de rotation et sont lubrifiés abondamment par un système qui régule le flux et la température. Toutes les conditions opératoires sont fournies dans le document « Readme Document for IMS Bearing Data » qui est joint au téléchargement des données. Il est notamment précisé que l'endurance a été stoppée lorsqu'un certain volume de débris métalliques accumulés sur un barreau magnétique est atteint, indiquant ainsi une défaillance proche.

Les quatre roulements utilisés sont les mêmes : à double rangée de rouleaux. Leurs caractéristiques sont données dans le Tableau 5.

Tableau 5 — Caractéristiques des roulements

Rexnord ZA-2115 Characteristics		
Pitch diameter	2.815 inch	71.5mm
Rolling element diameter	0.331 inch	8.4mm
Number of rolling element per row	16	16
Contact angle	15.17°	15.17°
Static load	6000 lbs	26690 N

II.B.2. Description des données

Le dossier téléchargé comporte trois jeux de données, eux-mêmes composés de nombreux fichiers d'une seconde. Chaque fichier est composé de 20 480 échantillons. Bien qu'il soit mentionné que la fréquence d'échantillonnage est de 20 kHz, nous pensons plus probable qu'elle soit de 20,48 kHz (les analyses spectrales présentées par la suite partent de cette affirmation et les résultats obtenus pour les fréquences d'endommagement semblent le confirmer). Le processus d'acquisition est d'une seconde toutes les dix minutes. Cependant, pour le premier jeu de données, les quarante-trois premiers fichiers d'une seconde ont été acquis toutes les cinq minutes.

L'horodatage que l'on trouve dans le nom de chaque seconde des signaux donne d'importantes informations sur l'enregistrement, en particulier pour le jeu de données n° 1 où l'on s'aperçoit que l'acquisition n'est pas continue et comporte des moments où l'enregistrement est arrêté.

La description de chaque jeu de données est fournie dans le Tableau 6 ci-dessous. En ce qui concerne le jeu de donnée n° 1, il y a deux accéléromètres radiaux par roulement (en x et y). Les deux autres jeux ne sont instrumentés qu'avec un accéléromètre par roulement.

Tableau 6 — Description des jeux de données

	Number of files	Number of channels	Endurance duration	Duration of recorded signal	Announced damages at the end of the endurance
Dataset 1	2156	8	49680 min 34 days 12h	36 min	Bearing 3: inner race Bearing 4: rolling element
Dataset 2	984	4	9840 min 6 days 20h	16 min	Bearing 1: outer race
Dataset 3	4448	4	44 480 min 31 days 10h	74 min	Bearing 3: outer race

Les fréquences caractéristiques d'endommagements de roulement, utiles pour le diagnostic des roulements, ont été calculées à partir des caractéristiques des roulements. Elles sont reportées dans le Tableau 7

Tableau 7 — Fréquence caractéristique des roulements Rexnord ZA-2115

Characteristic frequencies	
Shaft frequency	33.3 Hz
Ball Pass Frequency Outer race (BPFO)	236 Hz
Ball Pass Frequency Inner race (BPFI)	297 Hz
Ball Spin Frequency (BSF)	278 Hz (2x139 Hz)
Fundamental Train Frequency (FTF)	15 Hz

II.B.3. Analyse temporelle

Avant de s'intéresser à des outils de traitement du signal plus avancés, une analyse temporelle des signaux peut déjà nous fournir des informations intéressantes.

Concernant le jeu de données 1 : comme évoqué précédemment, l'acquisition a certainement été interrompue à plusieurs reprises. Le signal temporel du premier accéléromètre est affiché en Figure 39 en fonction de l'horodatage auquel chaque échantillon a été acquis.

Il faut également évoquer les endommagements annoncés. Comme répertorié dans le Tableau 6, il n'y a pas d'endommagement sur les roulements 1 et 2. Ils sont considérés comme sains, et leurs analyses ne seront donc pas présentées par la suite.

Concernant les jeux de données 2 et 3, ils ont été enregistrés sans interruption, des échantillons de 1 seconde ont été acquis toutes les dix minutes.

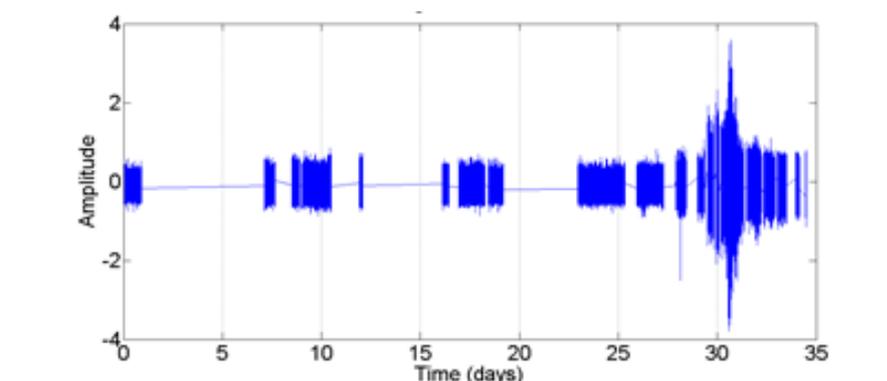


Figure 39 - Signal brut et son échelle temporelle réelle. Jeu de donnée 1, accéléromètre 1.

II.B.4. Méthodologie

Dans l'analyse des signaux de l'IMS, plusieurs méthodes ont été utilisées afin d'établir le diagnostic. Tout d'abord, un prétraitement a été réalisé afin d'améliorer la qualité du signal analysé. Le prétraitement consiste à normaliser le spectrogramme par la valeur moyenne prise sur les cinquante premières mesures. Ainsi, cette méthode est supposée supprimer les composantes constantes au long de l'endurance, incluant les résonances de structure liées au système (moteur, courroie, etc.). Cette opération s'est avérée importante pour augmenter le contraste entre le début et la fin de l'expérience. Par exemple, un pic à 236 Hz apparaît du début à la fin de l'endurance, correspondant vraisemblablement au passage des rouleaux devant les capteurs placés très proches de la bague extérieure (Figure 40). Cette fréquence ne doit pas être confondue avec un endommagement de bague extérieure. Il est donc conseillé d'appliquer un prétraitement pour éviter des confusions dans le diagnostic.

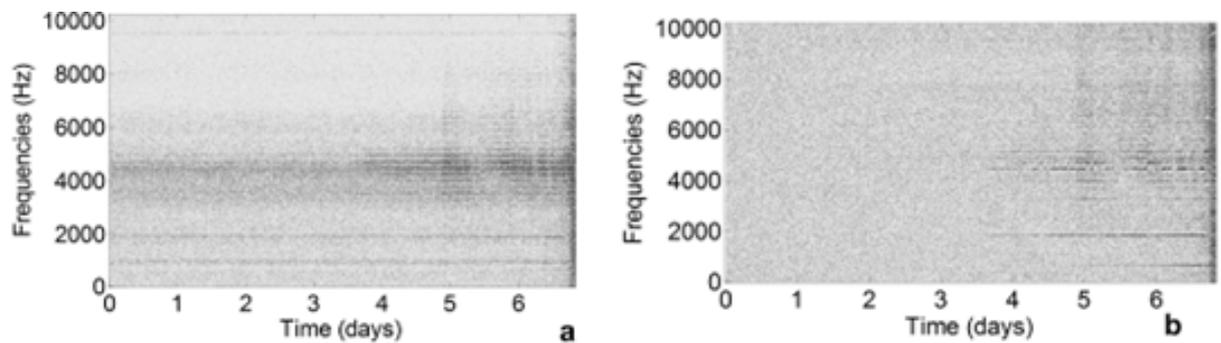


Figure 40 – Jeu de donnée n°2, roulement 1 : a) Spectrogramme du signal brut, b) spectrogramme du signal prétraité ; résolution fréquentielle : 1Hz ;

Les méthodes de traitement du signal utilisées sont l'analyse temps-fréquence, l'analyse d'enveloppe et l'analyse cyclostationnaire à travers la cohérence spectrale. Pour l'analyse d'enveloppe, le choix de la bande de fréquence a été fait en utilisant le kurtogram. Toutes ces méthodes ont été détaillées précédemment (CHAPITRE I).

II.B.5. Résultats des analyses

Cette partie présente les résultats des analyses réalisées à partir des outils de traitement du signal mentionnés précédemment. Les résultats sont présentés par l'intermédiaire de tableaux et figures pour chaque jeu de données. L'objectif est de confirmer la faisabilité des diagnostics, dans certains cas d'expliquer des résultats inattendus, et de mettre en avant la méthode de diagnostic la plus efficace.

Le Tableau 8 liste les différentes catégorisations des résultats que nous utiliserons par la suite.

Tableau 8 — Catégorisation des diagnostics

Catégorie	Explications
TP	« True Positive », quand un endommagement a été annoncé et confirmé par le diagnostic
TP2	« True positive 2 », confirmation de ce qui a été annoncé nécessitant un complément d'explication
FN	« False Negative », quand un endommagement a été annoncé, mais n'est pas confirmé par le diagnostic
TN	« True Negative », rien n'est annoncé et confirmé par le diagnostic
FP	« False Positive », rien n'est annoncé, mais le diagnostic détecte des signatures

II.B.5.a. Jeux de données N° 1

Rappel : Endommagement bague intérieure sur roulement 3, et rouleau sur le roulement 4.

Dans ce jeu de données, deux accéléromètres sont disposés pour surveiller chaque roulement. Les résultats d'un seul capteur sont montrés car l'analyse des signaux issus de capteurs placés sur le même roulement présente des résultats proches, voire similaires. Cette observation explique probablement pourquoi il n'y a plus qu'un seul accéléromètre par roulement sur les deux autres jeux de données.

Des faibles harmoniques sont visibles à deux et trois fois la BPF (Tableau 7) ainsi que des modulations par la vitesse de rotation (33,3 Hz). Cette signature est typique d'un endommagement de bague intérieure.

Dans le spectrogramme (Figure 41), l'endommagement de bague interne est mis en évidence par un peigne de raies à partir de 33,8 jours. Les fréquences deux fois et trois fois BPF sont les plus dominantes. Les modulations par la vitesse de rotation de l'arbre, typiques d'un endommagement de bague interne, sont également facilement identifiables.

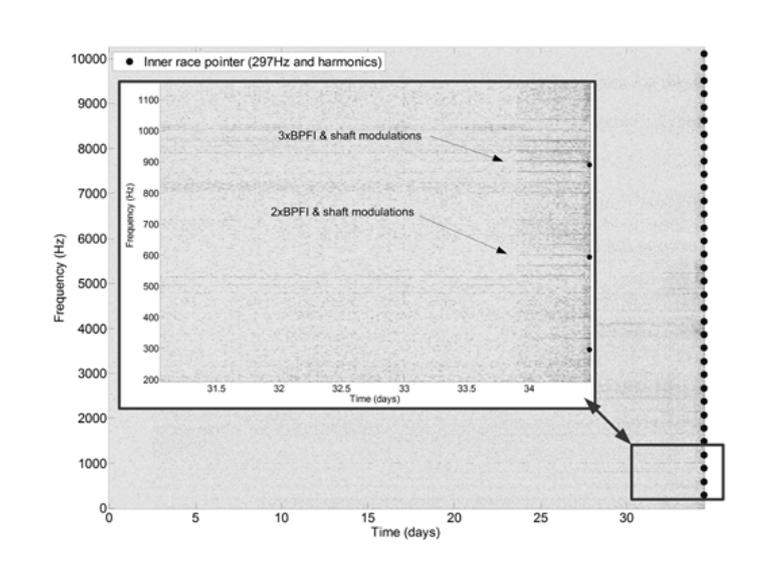


Figure 41 - Spectrogram, jeu 1, roulement 3 ; résolution fréquentielle : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFI

Pour le test 1, le SES a été calculé sur la bande de fréquence complète (Figure 42). Les résultats sont proches de ce que montre le spectrogramme, avec des fréquences d'endommagement dominantes à deux et trois fois la BPFI. Cependant, les signatures sont visibles légèrement plus tôt (32 jours). Les modulations par la vitesse de rotation sont également visibles à partir de 34 jours.

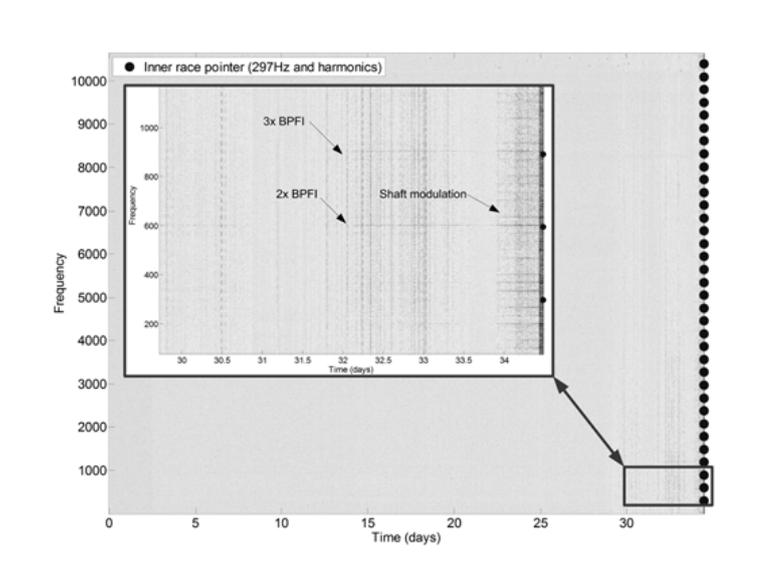


Figure 42 - Spectre d'enveloppe au carré, jeu 1, roulement 3 ; résolution fréquentielle : 1Hz, les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFI

La cohérence spectrale retourne les résultats les plus intéressants. Bien que les fréquences dominantes soient les mêmes, la signature d'endommagement de bague interne est visible peu après 29 jours (Figure 43). La figure représente un spectrogramme en (t, α) : il a été obtenu en intégrant sur f le spectrogramme de cohérence en (α, f) calculé pour chaque mesure puis en concaténant les spectres obtenus. De cette manière on peut avoir un suivi des fréquences cycliques au cours du temps.

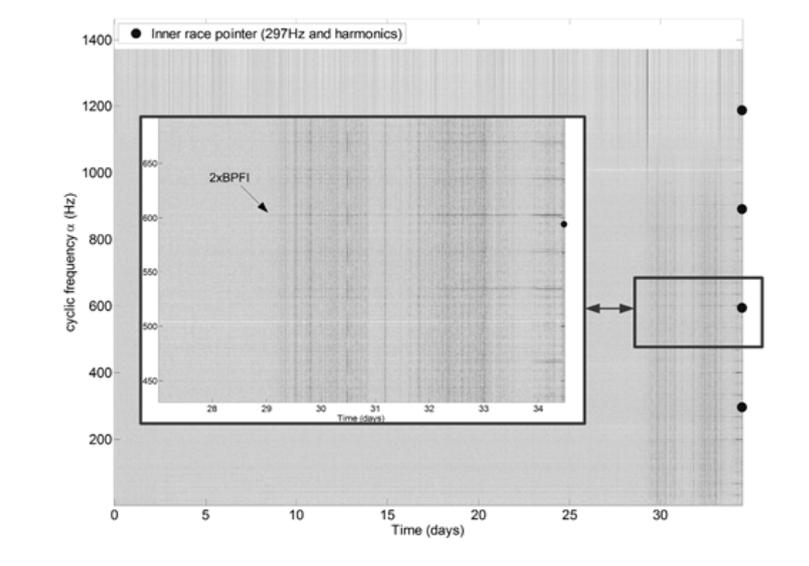


Figure 43 - Cohérence spectrale, jeu 1, roulement 3, résolution cyclique : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFI.

Les fréquences d'endommagement d'éléments roulants (Tableau 7) sont difficiles à trouver et apparaissent tardivement dans l'endurance.

Dans le spectrogramme du roulement 4 (Figure 44), la signature de l'endommagement est visible à la toute fin de l'endurance, autour de 34 jours. La sixième harmonique de BSF peut être clairement identifiable à partir du dix-huitième jour d'endurance avec des modulations à la fréquence FTF. Ces observations sont suffisantes pour diagnostiquer un endommagement de rouleaux, et considérer ce cas comme TP.

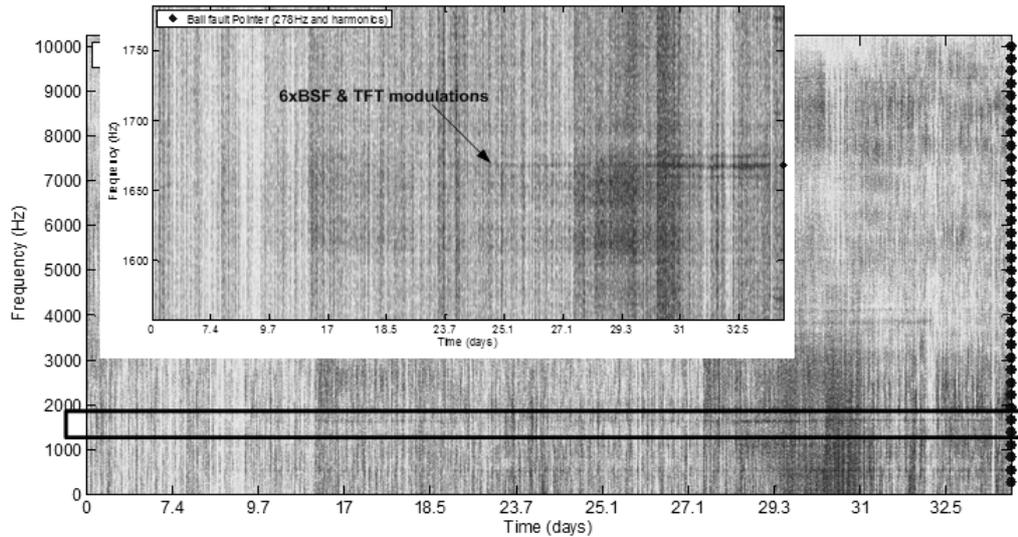


Figure 44 - Spectrogram, jeu1,roulement 4 ; résolution cyclique : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BSF.

Le SES a été calculé sur la bande de fréquence complète (Figure 45). Bien que les signatures soient plus difficilement décelables que sur le spectrogramme, elles sont davantage en adéquation avec un endommagement de rouleaux typique. On distingue deux fois la BSF vers les 25 jours d'endurance. Des modulations par la vitesse de rotation de l'arbre sont également apparentes.

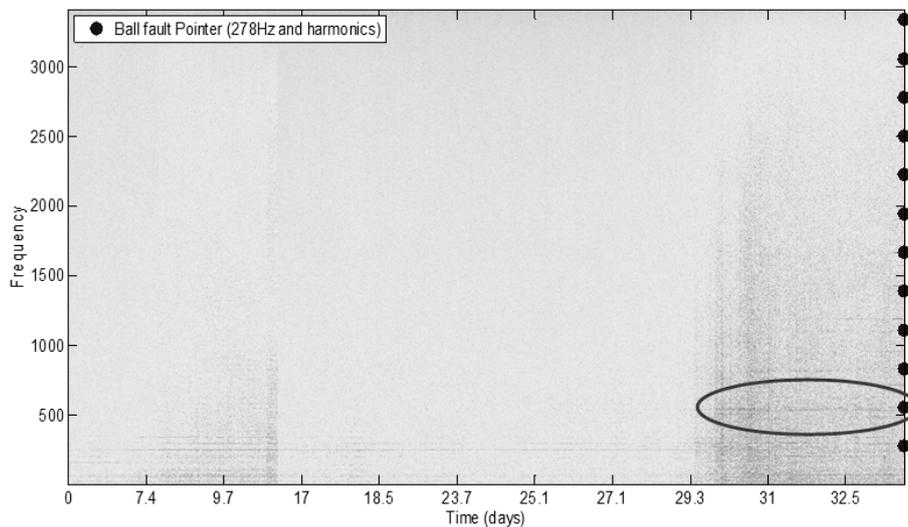


Figure 45 - Spectre d'enveloppe au carré, jeu 1, roulement 4 ; résolution cyclique : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BSF

La cohérence spectrale donne des résultats similaires au SES, avec des modulations plus prononcées (Figure 46). De plus, il y a une augmentation de l'amplitude des pics plus

grande à la fréquence BSF et ses harmoniques à partir du jour 23. Ce cas est considéré comme un TP.

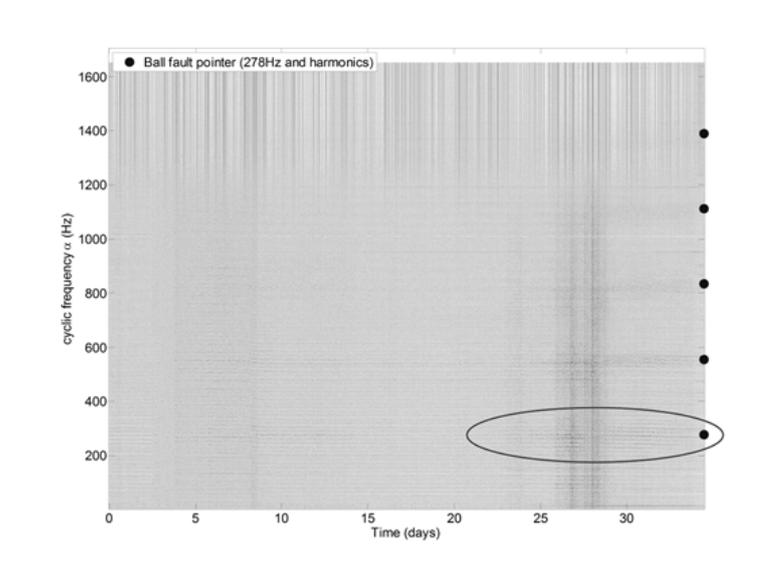


Figure 46 - Cohérence spectrale, jeu 1 roulement 4 ; résolution cyclique : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BSF

Le Tableau 9 résume les résultats concernant le jeu de données numéro 1. Il rapporte les catégories de chaque analyse et le temps à partir duquel un diagnostic semble possible.

Tableau 9 - Résumé du jeu de données N°1

accelerometer	Inner race fault				Ball fault			
	acc3x	acc3y	acc4x	acc4y	acc3x	acc3y	acc4x	acc4y
T-F analysis	TP (33.8 days)		TN		TN		TP (18 days)	
Envelope	TP (32 days)		TN		TN		TP (25 days)	
Spectral Coherence	TP (29.2 days)		TN		TN		TP (23 days)	

II.B.5.b. Jeux de données N° 2

Rappel : Endommagement bague extérieure sur roulement 1.

Ce jeu de données est le plus facile à étudier. C'est d'ailleurs le plus utilisé dans la littérature.

Le spectrogramme donne suffisamment d'informations pour réaliser un premier diagnostic (Figure 47). La fréquence fondamentale de la BPFO (Tableau 7) n'est pas la plus pertinente à suivre, en particulier parce que cela correspond à la fréquence de passage des rouleaux devant le capteur. L'harmonique correspondant à trois fois BPFO par exemple apparaît à partir de 3,5 jours.

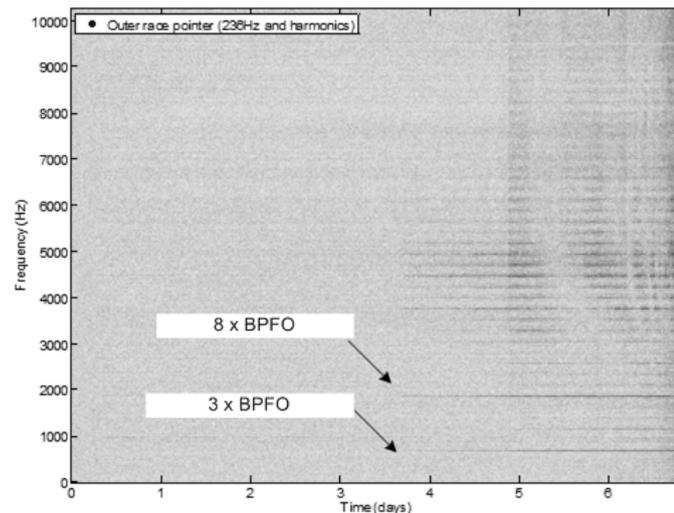


Figure 47 - Spectrogramme, jeu 2, roulement 1, résolution fréquentielle : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFO

Le spectre d'enveloppe au carré (SES, Figure 48) a été calculé après un filtrage passe-bande dans la bande optimale entre 6380 Hz et 10240 Hz tel que donné par le kurtogramme. Même si la BPFO est visible elle apparaît plus tardivement — autour de 4,8 jours — que par le spectrogramme. Une fois encore, les harmoniques semblent plus intéressantes et pertinentes à suivre que la fréquence fondamentale.

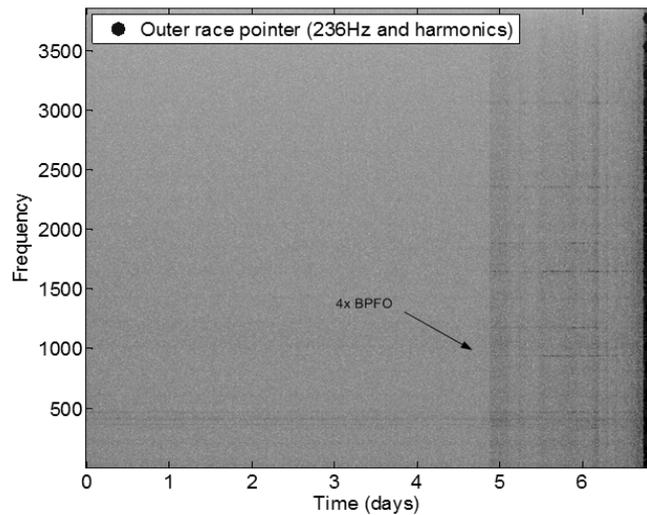


Figure 48 - Spectre d'enveloppe au carré, jeu 2, roulement 1 ; résolution fréquentielle: 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFO

La cohérence spectrale fournit les meilleurs diagnostics. Là encore, la BPFO apparaît comme n'étant pas la meilleure fréquence à suivre. Bien qu'elle soit clairement visible, elle apparaît légèrement dès le début et augmente significativement après 3,5 jours. Les fréquences deux fois et trois fois la BPFO sont beaucoup plus pertinentes et confirment l'apparition autour de 3,5 jours (échantillon numéro 533). Sur la figure Figure 49, on distingue mieux les hautes harmoniques. Cet effet est lié à la résolution de la figure, car en zoomant sur les premières fréquences d'endommagement on pourrait les remarquer très nettement.

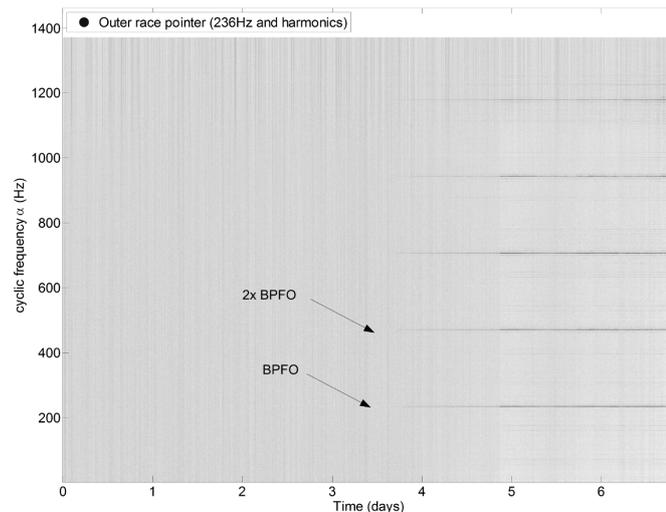


Figure 49 - Cohérence spectrale, jeu 2, roulement 1 ; résolution cyclique : 1Hz ; les points noirs marquent les fréquences caractéristiques BPFO

Ce jeu est clairement considéré comme un « True Positive ». Les trois autres accéléromètres donnent des résultats très similaires à ceux de l'accéléromètre 1. Bien qu'ils soient distants du roulement endommagé et situés sur les autres roulements (voir Figure 38), ils sont capables d'observer l'endommagement de bague extérieure du roulement 1. On se place ici dans un cas TP2. Avoir la possibilité d'observer un endommagement d'un emplacement éloigné peut être considéré comme utile quand il n'est pas possible d'être proche du roulement. Cela confirme même des observations faites par Safran Aircraft Engines sur les moteurs d'avion. Les analyses des signaux des accéléromètres 2,3 et 4 révèlent que, quelle que soit la distance, les diagnostics sont extrêmement proches. Le spectrogramme, le spectre d'enveloppe et la cohérence spectrale de l'accéléromètre 4 sont presque identiques à ceux de l'accéléromètre 1 montré en Figure 49.

Le Tableau 10 résume les résultats concernant le jeu de données 2. Il y est reporté la catégorisation de chaque analyse et le moment où le diagnostic de l'endommagement semble possible.

Tableau 10 — Résumé du jeu de données N° 2

	OUTER RACE FAULT			
	acc1	acc2	acc3	acc4
T-F analysis	TP (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)
Envelope	TP (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)
Spectral Coherence	TP (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)	TP2 (3.5 days)

II.B.5.c. Jeu de donnée N° 3

Rappel : Endommagement de bague extérieure sur le roulement 3

La description du troisième et dernier jeu de données est semblable à celle du jeu numéro 2. Deux différences peuvent être préalablement mises en avant : l'endommagement de bague extérieure est annoncé sur le roulement 3, et la durée de l'endurance est bien plus grande (environ 30 jours). Bien que l'on s'attende à des résultats semblables à ceux trouvés dans le deuxième jeu de données, la réalité est toute autre. Aucun des accéléromètres n'est capable de détecter un quelconque endommagement. Tous les accéléromètres donnent des résultats identiques et inexploitable. C'est probablement la raison pour laquelle ce jeu de données n'est jamais utilisé dans la littérature.

Dans le cadre de notre étude, nous considérons donc pour chaque capteur que c'est un « False Negative ». Le Tableau 11

Tableau 11 — Résumé du jeu de donnée N° 3

	OUTER RACE FAULT			
	acc1	acc2	acc3	acc4
T-F analysis	FN	FN	FN	FN
Envelop	FN	FN	FN	FN
Spectral Coherence	FN	FN	FN	FN

II.B.6. Discussions

La base de données de l'IMS est fréquemment reprise dans la littérature pour tester et valider de nouvelles approches de diagnostic ou de pronostic. Avec cette analyse

méthodique, nous pouvons établir de manière claire quel diagnostic il est possible d'en ressortir.

Cette base de données constitue une base intéressante pour plusieurs raisons. Tout d'abord, les signaux proviennent d'une longue endurance avec une dégradation naturelle (sans initiation artificielle d'un endommagement). Ensuite, il y a différents types d'endommagement et donc différentes signatures attendues. Enfin, il y a des signaux enregistrés simultanément par quatre accéléromètres disposés sur chaque roulement. Parmi les conclusions les plus importantes :

- Il n'est pas conseillé de suivre uniquement la fréquence fondamentale de la BPFO, dans le cadre du diagnostic et du pronostic dans les jeux 1 et 2. Cette fréquence présente depuis le début correspond au passage des éléments roulants perçus par l'accéléromètre monté proche de la bague extérieure.
- La signature spectrale de l'endommagement de bague extérieure est peut-être inhabituelle puisqu'elle contient principalement les harmoniques supérieures aux deuxième et troisième harmoniques de la BPFI.
- Il est possible de détecter l'endommagement de bague extérieure du roulement 1 depuis les accéléromètres 2, 3 et 4 montés sur les autres roulements.
- Contrairement à ce qui est annoncé, le jeu de donnée N° 3 ne contient aucune signature d'un endommagement de bague extérieure sur le roulement 3 (ni d'un quelconque autre endommagement sur aucun des autres roulements).
- Il semble que la fréquence d'échantillonnage, annoncée en [85], devrait être fixée à 20,48 kHz (au lieu de 20 kHz).
- La cohérence spectrale semble être l'outil le plus efficace pour le diagnostic et pourrait devenir une base de départ intéressante pour le pronostic.

II.C. Pronostia — Femto

La base de données Pronostia a été éditée à l'occasion d'un challenge lancé en 2012 par IEEE et le femto pour la conférence ayant eu lieu du 18 au 21 juin 2012 à Denver (2012 IEEE Conference on Prognostics and Health Management). Elle a été réalisée au laboratoire Femto de Besançon sur la plateforme du même nom. Ces données ont clairement été conçues pour le pronostic, c'est donc logiquement qu'on retrouve cette base, dans la quasi-intégralité des cas, utilisée dans des publications traitant du pronostic. La tendance est largement en faveur d'approche « data driven », utilisant des approches statistiques à partir d'indicateurs statistiques [86]–[89]. L'article de référence présentant le banc et les données est celui de Nectoux et al. [77]

II.C.1. Architecture du banc

Le banc duquel sont issues les données est un banc d'endurance des plus classiques. Un roulement est disposé en bout d'arbre et chargé radialement. La charge est très supérieure à la charge admissible du roulement. Le banc, visible Figure 50 a les caractéristiques suivantes :

- vitesse de rotation jusqu'à 2000rpm,
- effort radial appliqué par vérin pneumatique,
- 2 accéléromètres à 90°, Type DYTRAN 3035B,
- sonde de température, RTD PT100 PROSENSOR.

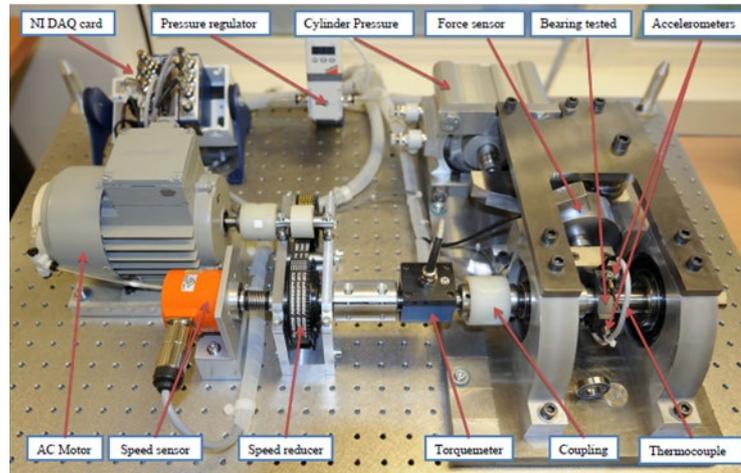


Figure 50 — Architecture de la plateforme Pronostia [77]

Les roulements utilisés sont d'une taille relativement petite. Le diamètre primitif est autour des 20 mm de diamètre intérieure et 32mm de diamètre extérieur. Il comporte 13 billes de 3,5 mm de diamètre. Ce sont donc des roulements plus petits que dans la base IMS.

II.C.2. Description des données

Les données sont réparties en 3 jeux distincts. Chaque jeu correspond à des conditions expérimentales différentes (vitesse et charge). Chaque signal est désigné par deux chiffres. Ainsi « b2_3 » désigne les signaux du 3^{ème} roulement du jeu N° 2. L'arrêt final de chaque roulement a lieu quand l'accéléromètre dépasse les 20 g. Les conditions opératoires de chaque jeu sont données dans le Tableau 12.

Tableau 12 - Conditions expérimentales

Conditions opératoires	Vitesse	Chargement
Jeu N° 1	1800 rpm	4000 N
Jeu N° 2	1650 rpm	4200 N
Jeu N° 3	1500 rpm	5000 N

Chaque jeu de données étant enregistré dans des conditions de vitesse différentes, les fréquences caractéristiques d'endommagement seront donc différentes pour chaque jeu. Ces fréquences sont données dans le Tableau 13.

Tableau 13 - Fréquences caractéristiques

Conditions opératoires	Fréquence de rotation	BPFO	BPFI	BSF
Jeu N° 1	30 Hz	169 Hz	221 Hz	109 Hz
Jeu N° 2	27,5 Hz	155 Hz	203 Hz	99,9 Hz
Jeu N° 3	25 Hz	141 Hz	184 Hz	90 Hz

Contrairement à la base de données de l'IMS Cincinnati, nous n'avons ici aucune information concernant le type d'endommagement que l'on trouve à la fin de l'endurance pour chaque roulement. C'est un manque important, car nous ne pourrions pas vérifier nos résultats. De plus nous avons une durée d'acquisition de 0,1s toutes les 10min : ce qui nous donne une résolution fréquentielle de 10Hz. Si on observe les valeurs des fréquences de BPFI et BSF, on se rend compte que leurs harmoniques vont se confondre. Par exemple, dans la bande de fréquence 220Hz de la BPFI sont incluses les fréquences entre 210 et 220 Hz : ce qui peut également inclure la BPFI (221Hz) et l'harmonique deux fois BSF (218 Hz). Nous ne serons donc pas en mesure de discriminer ces deux fréquences.

II.C.3. Méthodologie

Dans le cadre du challenge, les jeux de données étaient fournis de manière spécifique. Chaque jeu avait deux signaux complets (jusqu'à la défaillance) et un certain nombre de signaux tronqués. Ainsi chaque participant devait, par sa méthode de pronostic, estimer la durée de vie restante. Il est aujourd'hui possible de se procurer tous les signaux complets. C'est sur ces signaux complets que les analyses ont été faites.

L'approche choisie est celle du diagnostic des endommagements de roulement avec des outils de traitement du signal. Les signaux ne sont pas les plus adéquats pour ce genre d'analyse : en cause, le temps d'acquisition. Ce dernier est de 0,1 s toutes les 10 min. Cela implique que nous aurons au mieux une résolution fréquentielle de 10 Hz dans nos analyses spectrales. C'est grossier. Beaucoup d'informations diverses peuvent se noyer dans 10 Hz.

L'analyse a été faite sans prétraitement (débruitage, blanchiment), car il a été remarqué que ces derniers n'apportaient rien, voire même qu'ils noyaient le peu d'information.

II.C.4. Analyse temporelle

L'analyse temporelle révèle un certain nombre de points d'étonnement. Certains signaux semblent être inexploitable. Lorsqu'un endommagement est apparu, on peut observer l'impact. Pour certains signaux, les chocs caractéristiques d'un endommagement que l'on peut observer dans le signal temporel interrogent et ne semblent pas liés à des endommagements de roulements. Il semble que l'acquisition ait rencontré des problèmes (Figure 51). Par la suite, seuls les signaux ayant un intérêt dans notre approche « traitement du signal » seront présentés.

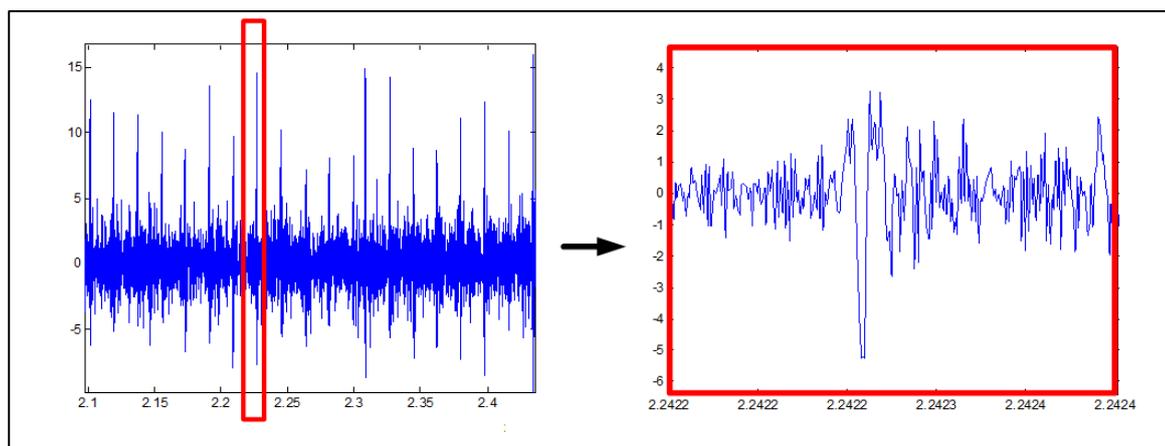


Figure 51 – Mesure invalide issue de signaux

II.C.5. Résultats des analyses

Dans le cadre des études de PHM12, seule la cohérence spectrale a été utilisée. La résolution fréquentielle a posé de réels problèmes pour l'analyse. Ainsi, l'analyse temps-fréquence ne donne rien et même l'analyse cyclostationnaire est difficile d'exploitation. Pour chaque jeu, nous ne montrerons que les résultats des signaux qui nous ont permis de réaliser des observations notables et répétables.

II.C.5.a. Jeu de données N° 1, roulement b1_1

Le spectrogramme de cohérence spectrale est donné ci-dessous en Figure 52

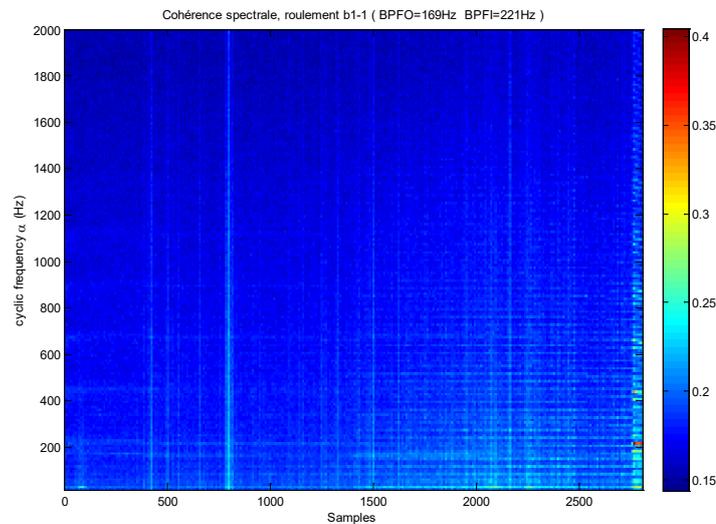


Figure 52 — Spectrogramme de cohérence du roulement b1_1 ; résolution cyclique : 10Hz

S'il est difficile de mettre en avant les fréquences caractéristiques des endommagements de roulement, on distingue en toute fin la fréquence de bague interne et ses harmoniques. Peu avant 800, on voit très clairement ce qui doit probablement être un artefact d'acquisition. Les bandes latérales présentes tout du long sont celles de la fréquence de rotation.

Il est intéressant de regarder l'évolution du fond de spectre. Plus on avance dans le temps, plus l'endommagement est supposé grandir, plus le fond de spectre se « régularise » : de plus en plus de fréquences dominantes apparaissent. On peut tenter de distinguer ainsi plusieurs étapes dans la vie de ce roulement.

II.C.5.b. Jeu de données N° 1, roulement b1_7

Dans le cas du roulement b1_7 (Figure 53), plusieurs constats peuvent être faits. On distingue la fréquence caractéristique d'une BPFO (dans la fréquence 170 Hz). Celle-ci est visible dès le début. L'explication de l'apparition de cette fréquence dès le début est probablement la même que pour le jeu de données de l'IMS : la proximité des accéléromètres avec la bague externe. On retrouve, comme pour le roulement b1_1, la fréquence BPF1 en toute fin. Dans ce cas là aussi, le fond de spectre semble évoluer au cours du temps et de la détérioration du roulement. On distingue nettement trois étapes : avant 900 échantillons, entre 900 et 2200 et la toute fin après 2200 échantillons.

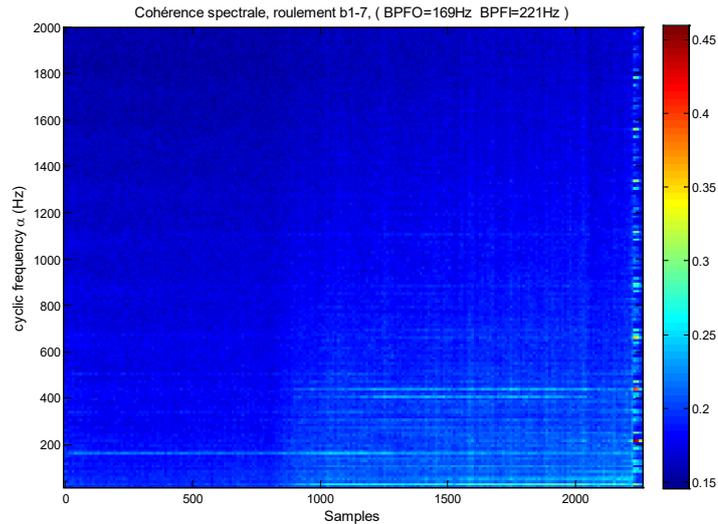


Figure 53 – Spectrogramme de cohérence spectrale roulement b1_7 ; résolution cyclique : 10Hz

II.C.5.c. Jeu de données N° 2, roulement b2_2

Le roulement b2_2 (Figure 54) a une lecture plus simple. On distingue immédiatement la BPFO (155 Hz) et toutes ses harmoniques en toute fin. En plus de cette constatation, on observe également que les fréquences BPFO et deux fois BPFO sont présentes depuis le début. Là encore, on peut expliquer ceci par la proximité de l'accéléromètre. On peut également observer qu'à partir de 170 échantillons, la BPF1 apparaît jusqu'à 650 puis s'estompe pour disparaître.

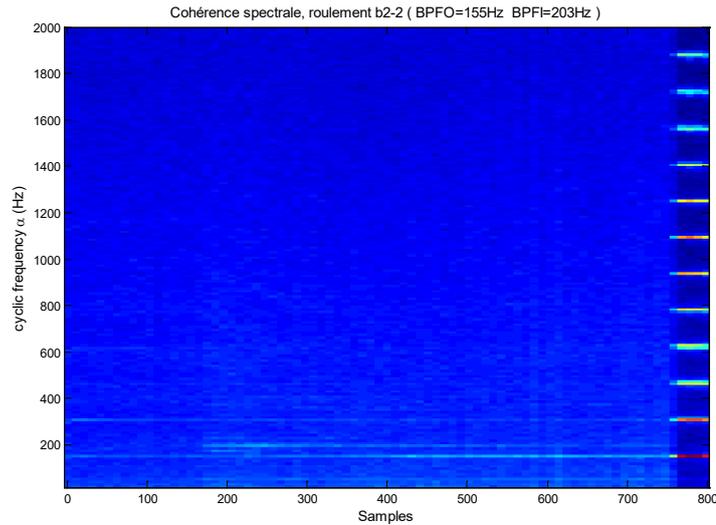


Figure 54 – Spectrogramme de cohérence spectrale roulement b2_2 ; résolution cyclique : 10Hz

II.C.6. Discussions

L'interprétation des résultats n'est pas aisée, particulièrement à cause de la résolution fréquentielle. Si le suivi des fréquences d'endommagement est compliqué, on peut tout de même tirer quelques enseignements des analyses des données de PHM12.

- La durée d'une mesure (0,1s) est un réel frein à une analyse spectrale ou cyclostationnaire de qualité. Il se peut que dans la bande de fréquence de résolution fréquentielle de 10 Hz soient noyées plusieurs informations différentes.
- De plus pour l'analyse cyclostationnaire, 0,1 s contient assez peu de tours (environ 2,5 tours).
- Ce jeu de données n'est pas optimisé pour le traitement du signal.
- Les fréquences d'endommagement d'éléments roulants peuvent se confondre avec celles de la bague interne.
- Généralement, on ne distingue nettement les fréquences d'endommagement que tardivement.
- On peut constater l'apparition et l'évolution d'un endommagement par l'observation du fond de spectre des spectrogrammes de cohérence spectral

CHAPITRE III

LE BANC D'ESSAI DU LVA

SOMMAIRE

III.A. L'APPORT D'UN BANC D'ESSAI LVA	73
III.A.1. UN BANC AU LVA.....	73
III.A.2. EXPRESSION DU BESOIN	74
III.B. ARCHITECTURE DU BANC LVA	80
III.B.1. LES SOLUTIONS TECHNOLOGIQUES	83
III.B.2. LES CONDITIONS D'ACQUISITION	86

III.A. L'apport d'un banc d'essai LVA

Les bases de données étudiées précédemment sont intéressantes pour débiter dans le pronostic. Cependant, elles comportent des points de faiblesse par rapport au contexte aéronautique. Le contexte d'un moteur d'avion est bien évidemment très particulier : des vitesses élevées, en transitoire permanent, mais aussi des efforts radiaux de type balourd (propres à chaque moteur selon l'équilibre mécanique en place). Il sera difficile de réunir toutes ces conditions sur un banc de laboratoire. Notre approche du pronostic s'oriente vers des techniques de traitement du signal avancées qui requièrent des paramètres d'acquisition différents de ceux retrouvés dans les bases de données évoquées précédemment.

III.A.1. Les motivations d'un banc au LVA

Dans l'optique de faire du pronostic, la nécessité d'avoir des données d'endurance de roulement est apparue essentielle pour l'équipe HM de Safran Aircraft Engines. Cependant, obtenir des données aussi bien opérationnelles que provenant d'un banc en interne chez Safran Aircraft Engines est loin d'être aisé.

Tout d'abord, le temps de récupération de données opérationnelles (pouvant correspondre à une endurance) jugées intéressantes pour le pronostic peut être extrêmement long : plusieurs mois à un an. De plus, ces cas sont rares. C'est pourquoi, en relation avec le service de conception des roulements qui réalise régulièrement des essais de fatigue de roulements (pour tester des matériaux ou des mécanismes de dégradation par exemple), nous avons édité des « kits mesures » et « kits instrumentations » (ANNEXE A). Ces kits ont pour vocation de proposer une instrumentation et une procédure d'acquisition sur des essais que réaliserait ce service chez Safran ou en externe. Deux inconvénients majeurs : nous ne maîtrisons pas le calendrier de ces essais sur l'échelle de la thèse ; et nous misions sur l'échec des essais de ce service, car ceux dont nous avons connaissance vérifiaient que les roulements ne s'endommageaient pas. Sur le temps de la thèse, aucune donnée ne nous a été retournée de la part de ce service.

III.A.2. Expression du besoin

Pour mettre en avant les limites des bancs de roulement existants, définissons d'abord le besoin de Safran Aircraft Engines. Pour Safran Aircraft Engines, il est nécessaire de se rapprocher le plus possible des conditions aéronautiques dans la limite du budget alloué.

III.A.2.a. Cahier des charges fonctionnel

L'expression du besoin du banc d'essai est exprimée à travers le diagramme « bête à cornes » de la Figure 55. L'objectif principal du banc est bien de constituer une base de données vibratoires issues d'une endurance de roulements.

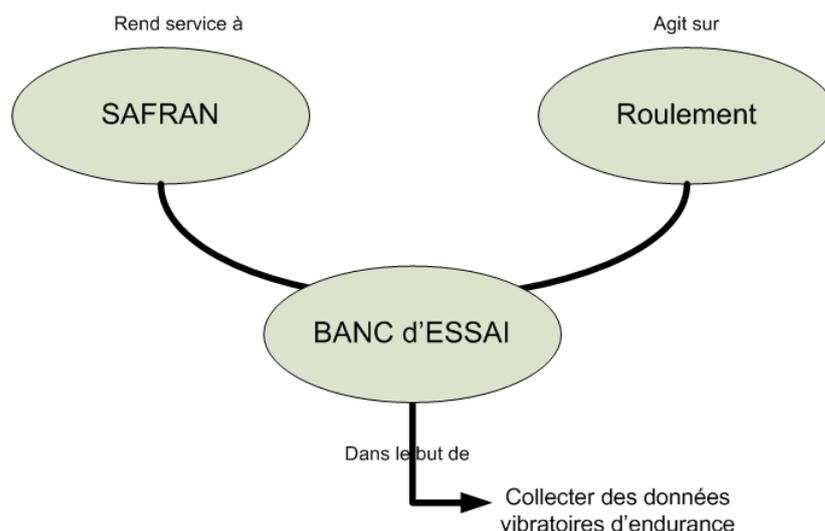


Figure 55 - Diagramme "bête à cornes" du banc

Le diagramme « pieuvre » (Figure 56) présente plus en détail les besoins du banc à travers les fonctions principales et fonctions contraintes.

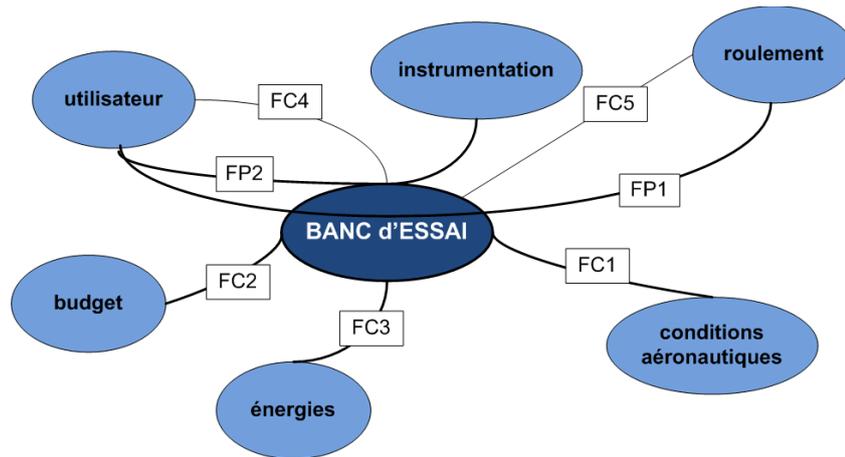


Figure 56 - Diagramme pieuvre

Tableau 14 — Liste des fonctions principales et contraintes

	Intitulés	Critères	Niveaux
FP1	Permettre à l'utilisateur de fatiguer jusqu'à rupture du roulement	<ul style="list-style-type: none"> • Rupture du roulement • Durée d'endurance 	<ul style="list-style-type: none"> • Rupture atteinte • < 1 jour
FP2	Acquérir des données vibratoires pendant l'endurance	<ul style="list-style-type: none"> • Données acquises • Données exploitables 	<ul style="list-style-type: none"> • Échantillonnage : 25 kHz mini • Durée de la mesure : 3 s mini
FC1	Approcher au mieux des conditions opérationnelles aéronautiques	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse de rotation • Charges appliquées • Type de chargement 	<ul style="list-style-type: none"> • Entre 8 000 et 20 000rpm • Régime transitoire • Minimum 1 tonne • Charge radiale
FC2	Respecter le budget	<ul style="list-style-type: none"> • Prix 	<ul style="list-style-type: none"> • < 30 000 €
FC3	Assurer l'alimentation en énergie du banc	<ul style="list-style-type: none"> • Électricité • Air comprimé 	
FC4	Respecter la sécurité de l'utilisateur	<ul style="list-style-type: none"> • Niveau vibratoire • Température 	
FC5	Assurer la lubrification des roulements	<ul style="list-style-type: none"> • Régime de lubrification 	

Fonction Principale 1

La durée de l'essai a été sujet a de nombreuses discussions : théoriquement un roulement de moteur d'avion est conçu avec une durée de vie infinie. Il n'est pas possible

de reproduire cette condition lors d'essai de laboratoire pour des raisons évidentes de praticité. Il a donc été décidé que l'endurance puisse avoir lieu sur une journée maximum.

L'élément central du banc est le roulement à casser. Un moteur d'avion intégrant à la fois des roulements à rouleaux ou à billes, il n'y a pas d'obligation d'utiliser l'un ou l'autre dans notre étude. Concernant les dimensions du roulement, le roulement présentant le plus d'intérêt dans le moteur CFM-56 est le palier 4 (150mm de diamètre primitif, 12mm de diamètre de rouleaux et 30 rouleaux). Nous avons cherché une taille de roulement pouvant se casser en une journée travaillée (6h à 10h d'endurance) sous un chargement d'1t tournant à une vitesse moyenne de 8000rpm. La Figure 57 nous permet d'estimer la charge dynamique que doit avoir notre roulement pour pouvoir avoir une endurance de 6 à 10h.

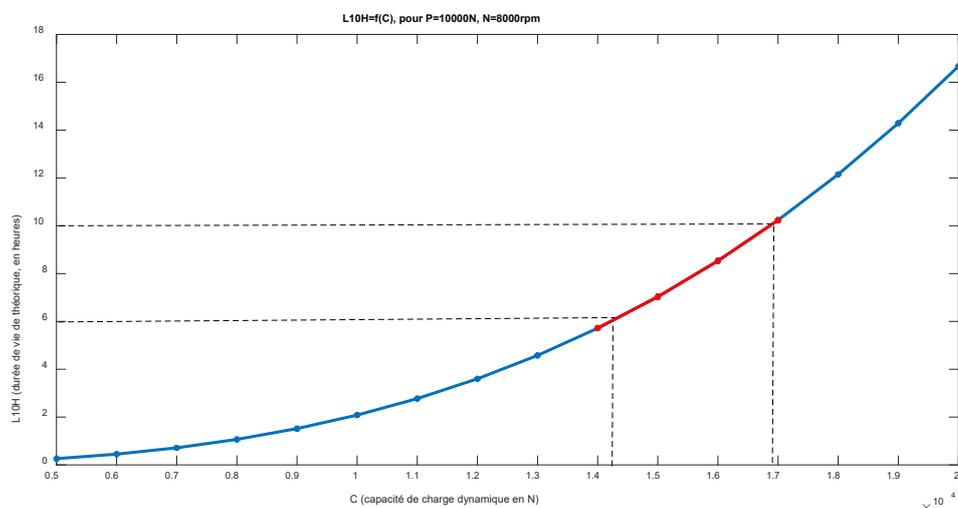


Figure 57 - Durée de vie théorique du roulement en fonction de sa capacité de charge dynamique dans les conditions: P=10000N et N=8000rpm

Ainsi nous obtenons une capacité de charge dynamique entre 14000N et 17000N. D'après la littérature ([90]), cela nous permet d'utiliser des roulements à billes de diamètre intérieur allant de 20 à 35mm. Pour des rouleaux, les possibilités sont plus restreintes et donnent des roulements dont le diamètre intérieur est supérieur à 15mm et inférieur à 17mm. Nous préférons donc nous arrêter sur les roulements à billes qui proposent plus de choix.

Fonction Principale 2

Les essais n'ont d'intérêt que si la rupture est atteinte mais aussi si les données physiques du banc sont acquises. Dans le cadre de cette thèse, ce sont les données vibratoires et la vitesse de rotation qui sont les grandeurs d'intérêt. Les accéléromètres utilisés sont ceux déjà en possession du LVA. Les paramètres d'acquisition utilisés sont directement reliés aux paramètres utilisés chez Safran Aircraft Engines.

Fonction Contrainte 1

Pour se rapprocher au mieux des conditions aéronautiques, il apparait important que le banc fonctionne en régulièrement régime transitoire avec des montées et descentes de régime. Un moteur d'avion peut aller jusqu'aux environs des 20 000rpm. S'il est compliqué de pouvoir atteindre de telles vitesses sur un banc d'essai de laboratoire, il est néanmoins important de pouvoir dépasser les 5000 rpm, voire les 10 000rpm dans le cadre de nos expérimentations. Pour le dimensionnement des éléments du banc nous avons retenu un fonctionnement entre 5000rpm et 10000rpm.

Les principales fonctions de notre banc d'essai sont de pouvoir effectuer une endurance de roulement jusqu'à rupture lors de laquelle l'acquisition des données vibratoires a été possible. Une endurance suppose une durée de vie accélérée : c'est le rôle du chargement radial. Le chargement a été choisi radial car c'est la principale sollicitation des roulements d'un moteur d'avion. En réalité, l'effort reçu par un roulement est issu d'un balourd naturel présent dans le moteur. La poussée du moteur qui génère la charge axiale est quasi intégralement reçu par le palier 1. Ce palier est robuste et fiable, c'est pourquoi c'est uniquement la sollicitation radiale qui est reproduite. Concevoir un effort par balourd sur un banc de laboratoire pouvant tourner jusqu'à 10 000rpm imposait trop de contraintes techniques de sécurité et par extension des contraintes de prix. C'est pourquoi la solution retenue pour appliquer l'effort radial est par l'intermédiaire d'un vérin.

Les autres Fonctions Contraintes

Les autres fonctions contraintes concernent des éléments plus communs du banc (budget, alimentation, etc.) Il a été évidemment nécessaire de les prendre en compte lors de la conception du banc. Certaines de ces fonctions ont été sous-traitées (le système de lubrification par exemple).

III.A.2.b. Comparaison avec d'autres bancs

Au début de notre démarche, nous avons visité d'autres bancs de test, notamment la plateforme Pronostia du Femto [77], un banc du Laspi de Roanne et un banc du Grespi de Reims.

Pronostia

Nous avons traité le cas de la plateforme Pronostia au Chapitre II, et les principaux points limitants pour notre étude sont les suivants :

- La vitesse de rotation : vitesse maximum de 2000 rpm jugée trop basse pour nous (par rapport au condition aéronautique)
- La vitesse est constante, il n'est pas prévu qu'elle puisse varier
- La durée de la mesure par défaut : 0,1 s (toutes les dix minutes) trop faible pour des analyses utilisant des méthodes de traitement du signal avancées
- La charge applicable est également faible (5 000 N)
- La taille des roulements est jugée trop petite (20x32x7 avec un $C=4000N$ très en dessous des 14 000N souhaités)

Laspi

Le banc d'essai du Laspi (Figure 58), n'est pas conçu pour faire de l'endurance. Il sert à mettre en évidence des endommagements (artificiels), notamment pour des travaux pratiques d'étudiants. Il présente en plus de cela les limites suivantes :

- La vitesse de rotation : vitesse maximum de 2000 rpm jugée trop basse
- Charge radiale : pas de connaissance de l'effort appliqué

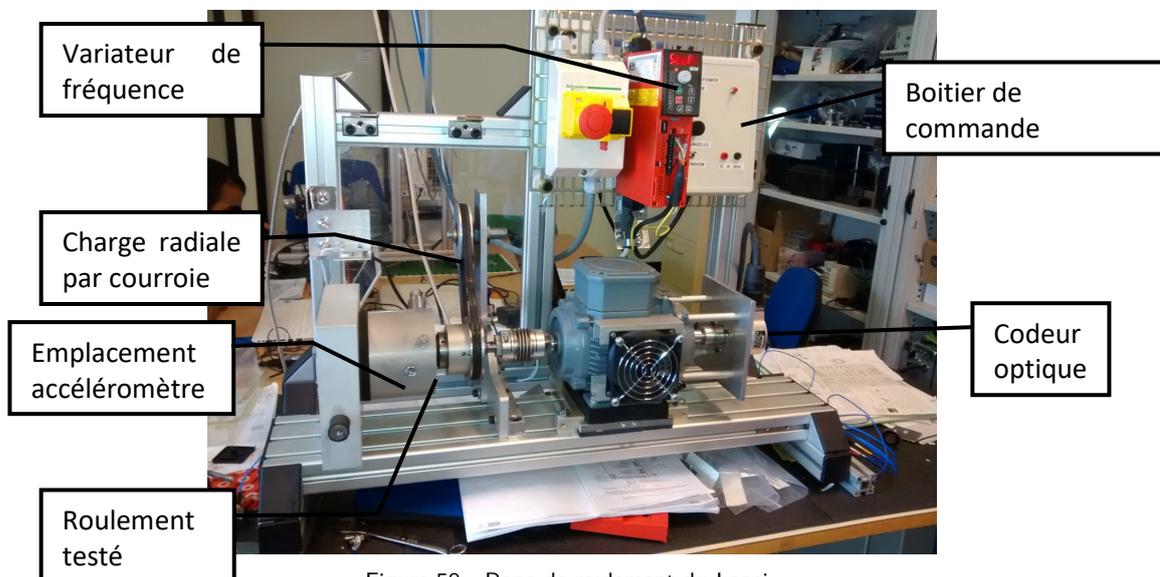


Figure 58 - Banc de roulement du Laspi

Grespi Reims

Le banc d'essai du Grespi (Figure 59) est un banc robuste et conçu pour la fatigue de butée à billes. Un module additionnel du banc est destiné à la fatigue de roulement.

Dans son ensemble, c'est un banc au-dessus de notre budget. Le banc a été conçu pour fonctionner à des vitesses très basses (60 rpm), mais il peut aussi atteindre des vitesses beaucoup plus élevées (3000 rpm). Ce banc a influencé certains de nos choix technologiques, mais là encore des caractéristiques du banc nous ont semblé limitantes.

- La vitesse de rotation : 3 000rpm maximum jugé basse
- Une architecture au-dessus de nos moyens financiers,

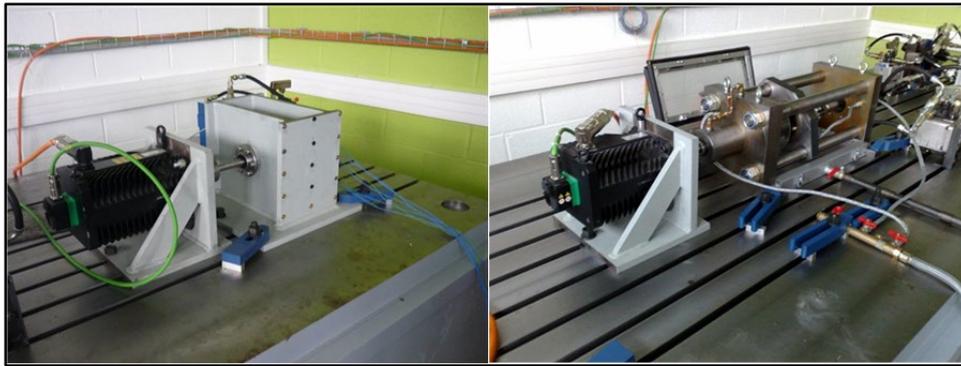


Figure 59 Banc de fatigue de butées à billes et roulements

Bilan

De manière générale, on observe que les différents bancs d'endurance tournent à des vitesses trop basses par rapport au contexte aéronautique. La volonté de concevoir notre propre banc a été confirmée par les limites rencontrées lors des visites des différents bancs. Cependant, les architectures de ces bancs ont permis d'orienter la recherche de solutions technologiques.

Tableau 15 - Comparaison des bancs d'essai

Critère	Banc Laspi	Banc Femto	Banc Grespi	Banc LVA	Niveau du critère
Vitesse max	2000rpm	2000rpm	3000rpm	10 000 rpm	Entre 8 000 et 20 000rpm
Charge appliquée	Inconnue	4kN	Jusqu'à 15kN	Jusqu'à 100kN	Minimum 10kN
Temps d'acquisition	Au choix	0.1s (modifiable ?)	Paramétrable (Oros)	5s toutes les 10min ou continue (paramétrable)	3s minimum
Echantillonnage	Au choix	25,6kHz	Paramétrable (oros)	25kHz ou 50kHz (Paramétrable)	25kHz mini

III.B. Architecture du banc LVA

À partir des constatations énoncées dans les paragraphes précédents, un banc d'essai a été conçu et mis en place au LVA dont l'architecture (Figure 60) est composée d'un moteur de broche ISEL, ISA3600. Le moteur est en prise avec l'arbre de rotation via un accouplement. L'arbre est supporté par deux paliers supports. En bout d'arbre se trouve un troisième palier, celui du roulement fatigué. Le banc dispose des caractéristiques suivantes :

- vitesse de rotation jusqu'à 10 000rpm,
- charge appliquée par vérin hydraulique, Enerpac RSM100, (jusqu'à 100 kN),
- 2 roulements support auto-alignés, 2207-K-TVH-C3 H307, (30x72x23),

- roulement fatigué, 6205-2Z-C3, (25x52x15).

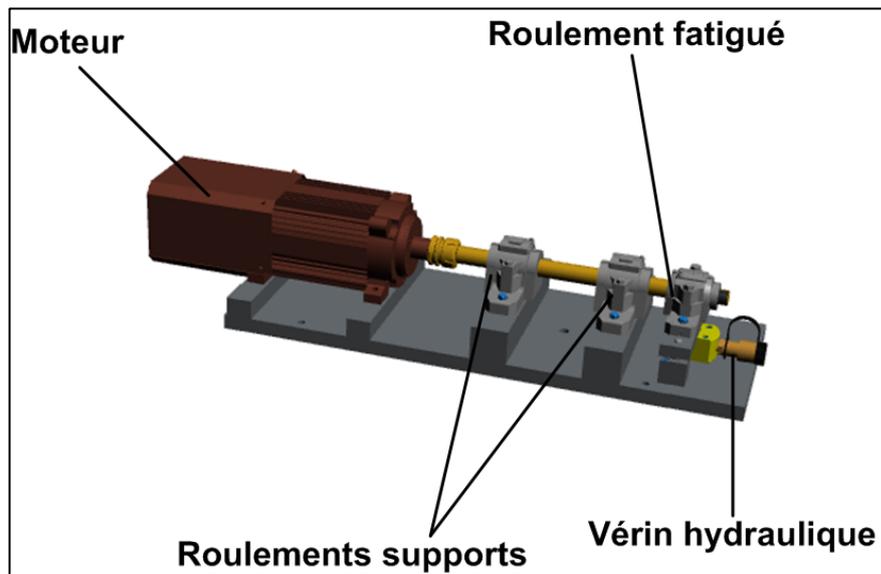


Figure 60 — Plan du banc de fatigue du LVA

Le banc est instrumenté comme suit (Figure 62) :

- 4 accéléromètres ICP, IMI 608A11, PCB Piezotronic,
- Codeur GEL 248, Lenord Bauer,
- Sonde de température, SKF TMDT2-30.

La Figure 61 donne un aperçu plus large de l'implantation du banc. Ainsi on peut y observer les différents éléments nécessaires à son bon fonctionnement (variateur, centrale de lubrification, pompe, etc.).

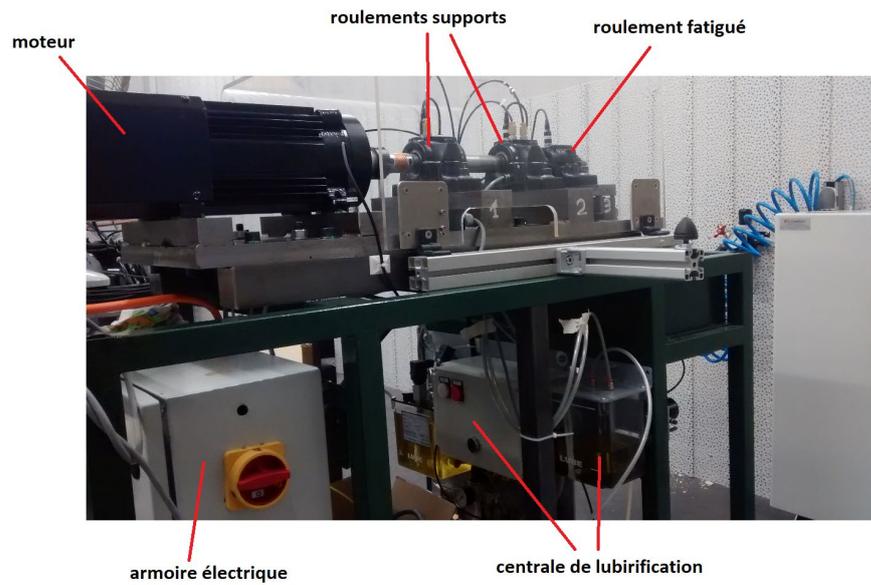


Figure 61 - Implantation du banc de fatigue

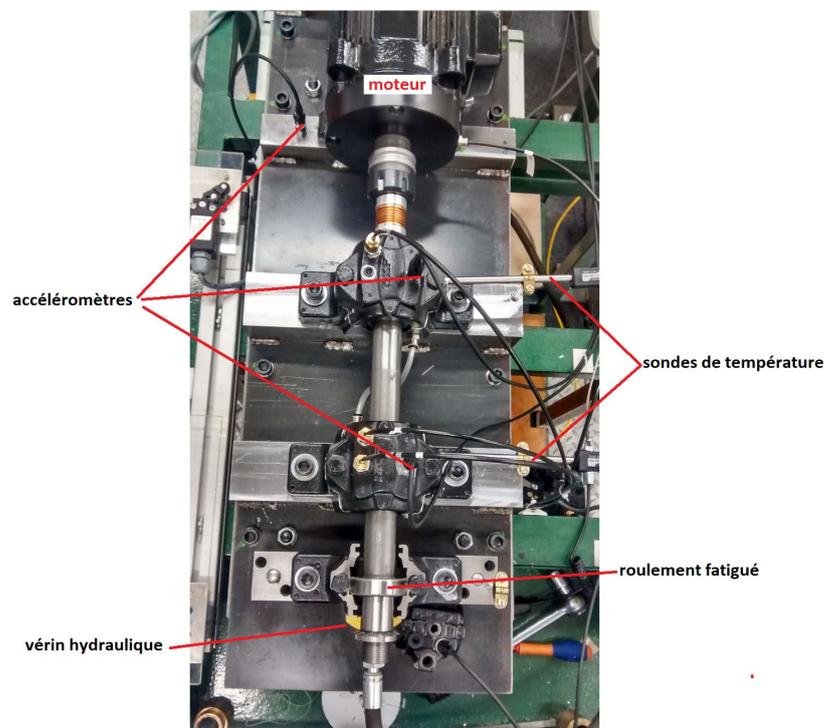


Figure 62 - Architecture du banc d'essai

III.B.1. Les solutions technologiques

Lors des recherches de solutions technologiques, les contraintes aéronautiques associées au budget nous ont poussés à revoir à la baisse les ambitions du banc. Nous avons donc hiérarchisé les caractéristiques principales du banc et celles sur lesquelles nos ambitions pouvaient être revues à la baisse. La Figure 63, montre un résumé des choix technologiques pour les différentes fonctions techniques du banc. Ainsi la priorité a été donnée à la vitesse : il est important que le banc puisse tourner à des vitesses supérieures à tout ce que nous avons pu voir avant. Les solutions retenues sont détaillées par la suite.

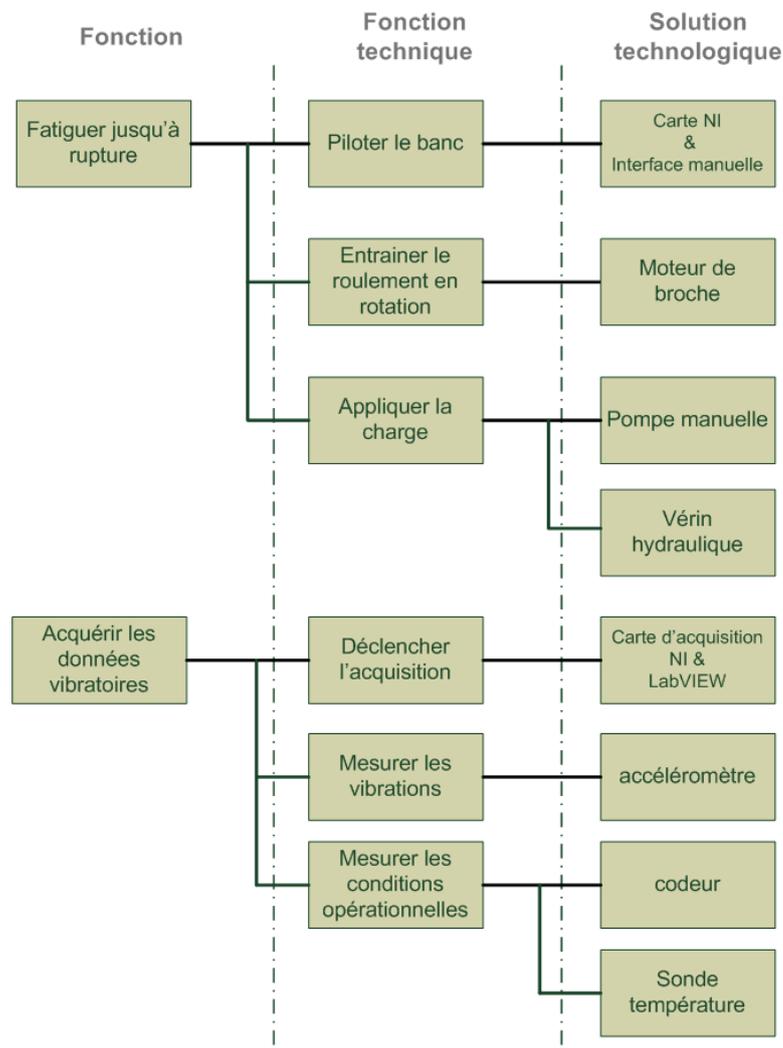


Figure 63 Diagramme FAST, (Function Analysis System Technique)

III.B.1.a. Les roulements

Le roulement fatigué

Le choix du roulement à fatiguer s'est fait arbitrairement sur une appréciation d'un diamètre de taille compris entre 20 et 35mm avec une capacité de charge dynamique entre 14000N et 17000N. Nous nous sommes donc arrêtés sur des roulements à billes de dimension 25x52x15 (C=14800N, ANNEXE B). La vitesse nominale de fonctionnement du roulement est de 14 000rpm. Le roulement choisi nous donne donc un L10h proche des 6 heures. Cela signifie qu'il y a 90% de probabilité que l'endurance dépasse les 6heures pour une vitesse de 8000rpm. Pour raccourcir l'endurance, les paramètres de vitesse et de charge appliquée peuvent être modifiés. On verra par la suite que la vitesse de fonctionnement attendra le palier des 10000rpm ce qui influencera à la baisse la durée de vie. De même, la charge n'est pas plafonnée à 1t et peut être augmentée pour réduire la durée de l'endurance.

Les roulements supports

Les roulements supports (ANNEXE B) sont des roulements auto-alignés d'une taille supérieure à celui fatigué (30x72x23). Le fait qu'ils soient d'un diamètre plus grand abaisse la vitesse maximum du banc. La vitesse maximum du banc est donc de 10 000rpm. Avec l'effort d'1t appliqué les roulements supports encaisse 12,7kN et 17,4kN. Ces grandeurs imposent de démarrer le banc avec une faible charge et d'augmenter la charge une fois la vitesse de départ d'un cycle atteinte.

III.B.1.b. Le moteur

Le moteur choisi est un moteur de broche que nous avons donc détourné de son utilisation habituelle, puisque qu'il s'agit d'un moteur que l'on retrouve habituellement sur des machines-outils (ANNEXE C). Le variateur correspondant permet de le piloter, par l'intermédiaire d'un câblage en armoire électrique, manuellement ou via des cartes d'acquisition National Instrument. Le couple au démarrage et à vitesse opérationnelle (jusqu'à 10 000rpm) est suffisamment important pour faire tourner la ligne d'arbre et ses composants avec l'effort d'1t.

Tableau 16 Caractéristique du moteur

Marque	ISEL
Référence	ISA 3600
Couple à la vitesse nominale 18 000 tr/min. [Nm]	1,26
Vitesse [tr/min.]	6000-18000
Couple maximal à la vitesse nominale 18.000tr/min [N. m]	4,4
Tension nominale [V]	3 x 400
Courant nominal [A]	5,4
COS Ø	0,87
Nombre de pôles	2
Rotation [mm]	0,01
Poids [kg]	23,0

III.B.1.c. Le vérin hydraulique

Pour appliquer l'effort radial, nous avons opté pour un vérin hydraulique Enerpac RSM100 de type galette (c'est-à-dire de faible épaisseur), placé sous le roulement à fatiguer. Ce vérin est initialement prévu pour une utilisation dans le bâtiment, afin de soulever de quelques millimètres à peine de grosses charges. Ces caractéristiques (Figure 64) nous permettent de charger jusqu'à 10 t. La charge est appliquée par l'intermédiaire d'une pompe manuelle.

Hauteur tige rentrée A (mm)	Hauteur tige sortie B (mm)	Ø extérieur D (mm)	Alésage du vérin E (mm)	Ø de la tige F (mm)	Base à orifice H (mm)	Dépassement de la tige K (mm)	Axe au corps L (mm)	Axe aux trous de montage M (mm)	Taraudage O (mm)	Prof. de taraudage P (mm)	Entr'axe U (mm)	 (kg)	Référence
32	38	58 x 41	28,7	25,4	16	1	20	22	-	-	-	1,0	RSM-50 ¹⁾
43	54	82 x 55	42,9	38,1	19	1	27	34	-	-	-	1,4	RSM-100
51	62	101 x 76	60,5	50,8	19	1	39	39	-	-	-	3,1	RSM-200

Figure 64 - Caractéristiques du vérin hydraulique

III.B.1.d. Résumé

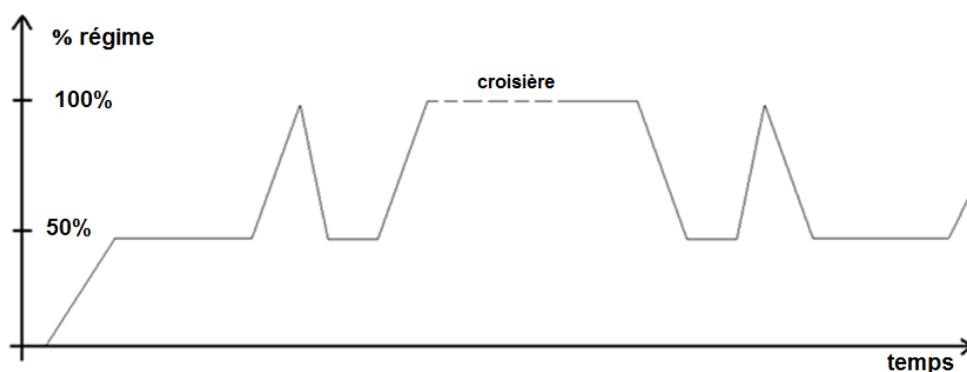
Le Tableau 17 résume les fonctions principales et contraintes importantes, les solutions apportées à chaque fonction et la priorité donnée à chacune.

Tableau 17 - Hiérarchisation des fonctions

	Intitulés	Niveaux	Solution technologique	Priorité donnée
FP1	Permettre à l'utilisateur de fatiguer jusqu'à rupture du roulement	<ul style="list-style-type: none"> • Rupture atteinte • < 1 jour 	<ul style="list-style-type: none"> • Roulement 6205 2Z-C3 	+++
FP2	Acquérir des données vibratoires pendant l'endurance	<ul style="list-style-type: none"> • Échantillonnage : 25 kHz mini • Durée de la mesure : 3 s mini 	<ul style="list-style-type: none"> • Carte d'acquisition NI 	++
FC1	Approcher au mieux des conditions opérationnelles aéronautiques	<ul style="list-style-type: none"> • Entre 8 000 et 20 000rpm • Régime transitoire • Minimum 1 tonne • Charge radiale 	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur de broche ISEL • Pilotage par carte NI • Vérin hydraulique Enerpac 	+++ ++ ++
FC5	Assurer la lubrification des roulements		<ul style="list-style-type: none"> • Système de lubrification Codaitec 	+

III.B.2. Les conditions d'acquisition

Pour se rapprocher des conditions de fonctionnement d'un moteur d'avion, l'endurance devra suivre des cycles de vitesse tels que présenté Figure 65. Les vitesses 100% et 50% seront respectivement de 10 000rpm et 5000rpm.

Figure 65 — Cycle d'endurance du banc d'essai⁴

⁴ Note interne Safran Aircraft Engines

Les paramètres d'acquisition doivent eux aussi se rapprocher de la réalité aéronautique. Ainsi la fréquence d'échantillonnage des signaux doit être de 50 kHz. Les contraintes actuelles de Safran nécessitent une bande passante d'au moins 11 kHz afin d'observer suffisamment d'harmoniques (voir ANNEXE A).

De même, Safran Aircraft Engines travaille avec une résolution fine pour les spectrogrammes de suivi d'ordres. Cette résolution et le nombre d'harmoniques que l'on souhaite observer impliquent un temps d'acquisition minimum. Ces contraintes nous amènent à avoir une durée d'acquisition de minimum 3s (ANNEXE A).

Dans le cadre de la thèse, l'analyse du besoin, la recherche et le choix des solutions technologiques, la commande des différentes pièces et modules, et l'assemblage ont pris un temps supérieur à ce qui était prévu. De même une fois le banc conçu les premières rotations de test du banc nous ont amenés à y apporter des modifications. Tous ces imprévus n'ont pas permis d'obtenir des données issues de ce banc sur la période de la thèse.

CHAPITRE IV

EXPLOITATION DES DONNÉES AVEC LES MÉTHODES DÉVELOPPÉES

SOMMAIRE

IV.A. NOS INDICATEURS	89
IV.A.1. NOTRE APPROCHE	89
IV.A.2. NOS INDICATEURS.....	90
IV.A.3. PROJECTION VERS LE PRONOSTIC.....	96
IV.B. NOS MÉTHODES APPLIQUÉES AUX DONNÉES EXISTANTES	98
IV.B.1. IMS CINCINNATI.....	98
IV.B.2. PRONOSTIA FEMTO	113
IV.B.3. MODÈLE PHÉNOMÉNOLOGIQUE	123
IV.C. PROJECTIONS SUR DONNÉES SAFRAN AIRCRAFT ENGINES	132
IV.C.1. APPLICATION SUR SIGNAUX SAFRAN.....	133
IV.C.2. COMMENT RENDRE APPLICABLE AU DOMAINE AÉRONAUTIQUE	136
IV.C.3. CONCLUSIONS	137

Dans ce chapitre, nous nous proposerons différents indicateurs de pronostic et également deux méthodes de pronostic. Nous les appliquerons sur les deux bases de données : IMS Cincinnati et Pronostia. Avec des morceaux de signaux mis à notre disposition par Safran Aircraft Engines, nous verrons l'applicabilité de ces méthodes sur des signaux aéronautiques. Enfin, nous proposerons les démarches nécessaires à l'applicabilité des méthodes retenues dans un contexte aéronautique.

IV.A. Nos indicateurs

IV.A.1. Notre approche

IV.A.1.a. Sans apprentissage ?

À partir des conditions réelles de fonctionnement du diagnostic à Safran Aircraft Engines, il semblait possible de continuer dans une voie sans apprentissage pour le pronostic. Pour le diagnostic, il n'y a pas, à proprement dit, d'apprentissage sinon de lui-même : des relevés à l'état sain permettent d'alimenter une baseline (voir Chapitre 1). Quand on s'intéresse au pronostic, la notion d'historique, ou d'apprentissage, entre en jeu. Cela signifie que tous les roulements qui ont été en conditions similaires (ou proches) de celui étudié peuvent apporter une information afin d'émettre un pronostic. Théoriquement, plus on dispose d'un historique important de roulements ayant atteint la rupture, plus la précision du pronostic pour le roulement en cours de suivi pourra être élevée. Il devient donc important d'avoir un historique, afin de réaliser un apprentissage des comportements passés de roulements similaires ayant évolué dans des conditions semblables ou proches.

En raison de ces considérations, nous proposerons également une méthode ne nécessitant pas d'apprentissage davantage basée sur une approche physique. À l'aide de méthodes de traitement du signal, nous essayerons de déterminer les paramètres d'un modèle phénoménologique basique afin de pouvoir déterminer l'état de dégradation des roulements.

IV.A.1.b. Approche traitement du signal

La particularité de l'approche choisie réside principalement dans le fait de partir d'outils de traitement du signal. Ces indicateurs s'appuient sur les résultats des analyses de base de données IMS et PHM12 et leurs indicateurs les plus réactifs. Là où régulièrement on trouve des analyses basées sur des indicateurs statistiques (RMS, Kurtosis, etc.), le choix a été fait de partir d'indicateurs discriminant le type d'endommagement (bague intérieure, extérieure ou élément roulant). Les analyses des bases de données réalisées précédemment ont pour but de mettre en avant les outils de traitement du signal qui sembleraient les plus pertinents pour ensuite les utiliser pour le pronostic. Il est rare de trouver des indicateurs de ce type. La plupart des indicateurs sont basés sur des indicateurs globaux.

IV.A.2. Nos indicateurs

IV.A.2.a. Extensions d'indicateurs existants

Certains de nos indicateurs sont issus d'indicateurs bien connus tels que le spectrogramme T-F. À partir d'un spectrogramme T-F, il est possible de suivre les fréquences d'endommagement de roulement et leurs harmoniques.

Suivi de fréquences

Le suivi de fréquence consiste à suivre les fréquences d'endommagement et ses harmoniques sur un spectrogramme T-F. Dans le cas où le signal est rééchantillonné, on appelle cette pratique le suivi d'ordre. Dans la mesure où le spectrogramme est exploitable, il est intéressant d'observer les harmoniques de la fréquence d'endommagement et pas uniquement la fondamentale.

Approximate Entropie (ApEn)

L'ApEn est un calcul approché de l'entropie proposé par Gao et Ruqiang [91]. Cette méthode s'applique sur le signal temporel. L'ApEn est une mesure statistique quantifiant la régularité d'une série temporelle telle que les vibrations de roulement. Le contenu fréquentiel du signal vibratoire augmente avec l'apparition d'un endommagement et diminue en régularité. La valeur de l'ApEn correspondant augmente quand la régularité diminue. Le schéma de principe du calcul de l'ApEn est présenté Figure 66.

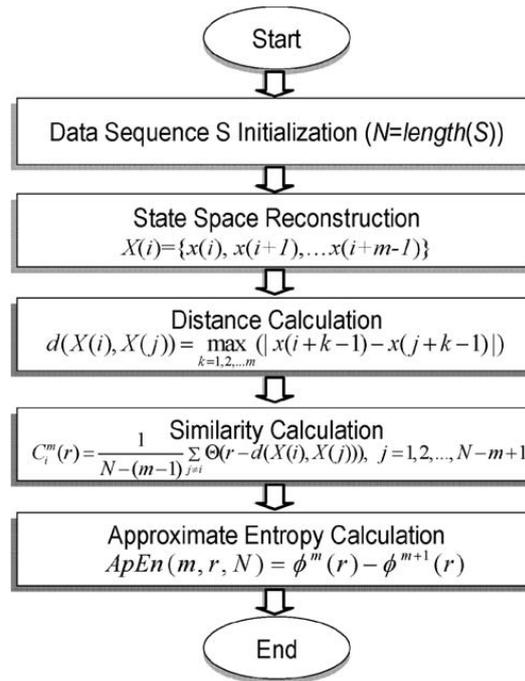


Figure 66 — Étape de calcul de l'ApEn [91]

L'ApEn augmente avec l'apparition d'un endommagement puis augmente encore avec la croissance de l'endommagement. C'est là l'intérêt de l'ApEn pour le pronostic. Les auteurs ont testé leur indicateur sur un signal vibratoire issu d'un roulement s'endommageant. Le résultat est donné Figure 67.

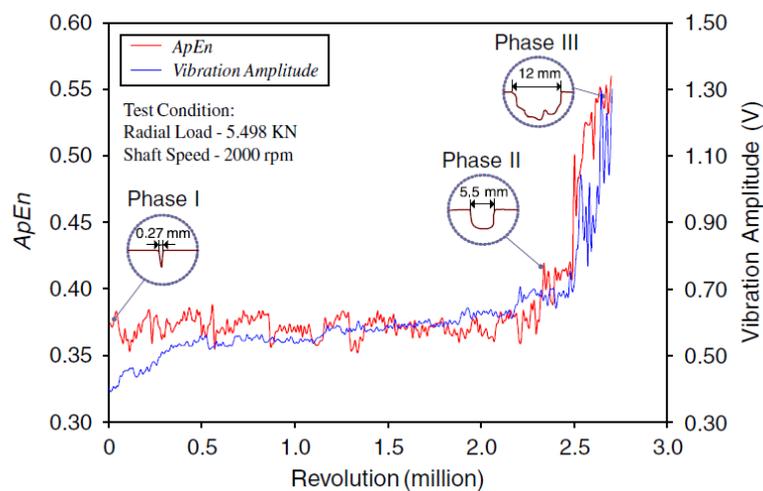


Figure 67 — Évolution de l'ApEn avec la taille de l'endommagement (effort radial : 5 498 kN, vitesse : 2000 rpm) [91].

Les auteurs ont également mis en avant la sensibilité de cet indicateur au bruit. Il est nécessaire d'avoir un bon rapport signal sur bruit afin que l'indicateur soit efficace. Cet aspect sera peut-être limitant dans l'utilisation de l'ApEn sur des données moteur.

IV.A.2.b. Indicateurs liés à la cyclostationnarité

Il est désormais connu que les signaux vibratoires de roulements endommagés sont cyclostationnaires. Les propriétés de la cyclostationnarité sont encore peu utilisées dans l'industrie, aéronautique incluse. Nous avons recherché des indicateurs issus de la cyclostationnarité pouvant servir au pronostic. Les études des bases de données faites au Chapitre II ont montré que l'utilisation de la cohérence spectrale pour le diagnostic est pertinente.

Rappel de cohérence spectrale

La cohérence spectrale a été expliquée au Chapitre II. Elle a été utilisée pour l'analyse des bases de données Pronostia et IMS et a donné les meilleurs résultats. La cohérence spectrale permet de mettre en avant la cyclostationnarité d'ordre 2, caractéristique d'un endommagement de roulement. Afin d'avoir un suivi temporel, chaque diagramme de cohérence spectrale (α, f) est sommé le long des f . Chaque spectre obtenu est ensuite associé à une date de l'essai et concaténé afin d'obtenir un diagramme (t, α) . Ce dernier s'approche d'un spectrogramme T-F.

Suivi de fréquence cyclique

Le suivi de fréquence cyclique a le même principe que le suivi des fréquences d'endommagement sur un spectrogramme T-F. Au lieu de partir d'un spectrogramme T-F, on suit les fréquences cycliques d'endommagement d'un diagramme (t, α) . Pour chaque spectrogramme de cohérence spectrale (α, f) calculé au cours du temps, on somme sur les fréquences f pour obtenir un spectre. Les spectres sont chronologiquement concaténés afin d'obtenir un spectrogramme (t, α) . C'est à partir de ce diagramme que se fait le suivi des fréquences cycliques correspondant aux fréquences d'endommagement. C'est l'évolution de cette fréquence cyclique d'endommagement et de ses harmoniques qui nous intéresse. On extrait alors la fréquence d'endommagement ainsi que ses harmoniques.

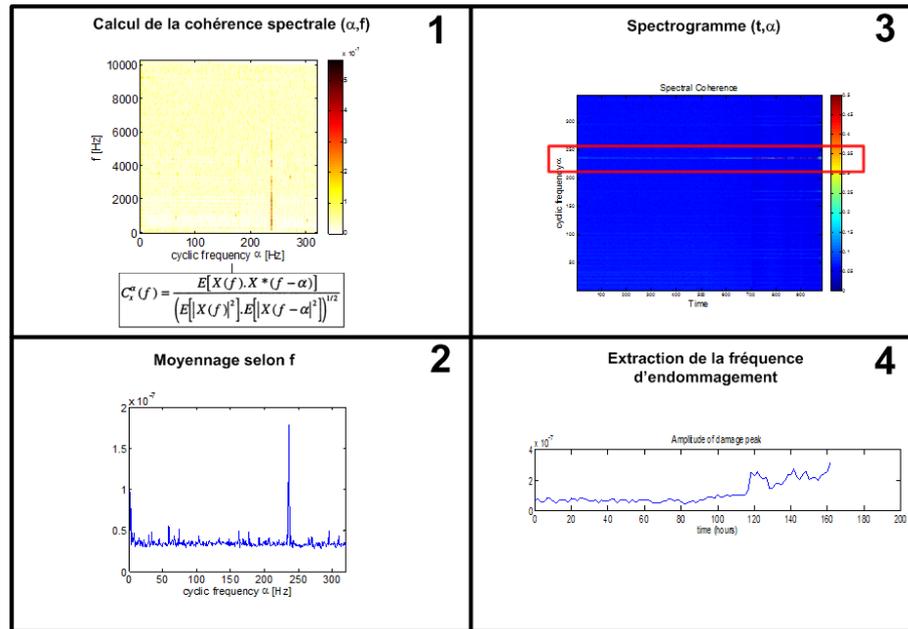


Figure 68 — processus d'extraction de la fréquence cyclique d'endommagement : (1) calcul de la cohérence spectrale ; (2) spectre issu de l'intégration selon f ; 3) concaténation des spectres en un spectrogramme (α , f) ; (4) suivi de fréquence cyclique d'endommagement.

Indicateur de régularité cyclique

Les analyses réalisées sur la base de données Pronostia ont montré que le fond de spectre du diagramme (t , α) de cohérence spectrale est porteur d'information. Le fond de spectre semble se « régulariser » avec l'apparition d'un endommagement (voir Chapitre II). Comment caractériser cette régularité ? Deux idées sont proposées : un calcul d'entropie (sous deux formes) et la rugosité.

Puisque le fond de spectre du spectrogramme (t , α) se régularise avec la dégradation de l'endommagement, cela signifie qu'il s'ordonne. Un calcul de l'entropie pour chaque colonne du spectrogramme (t , α) doit pouvoir caractériser la régularité. Pour calculer cette entropie nous avons utilisé deux méthodes : l'entropie de Shannon et « l'approximate entropie » (ApEn). L'ApEn a été proposée par Gao et Ruqiang [91]. L'ApEn est originairement prévu pour calculer l'entropie approchée d'un signal temporel. Cette proposition est également issue de l'idée que le signal temporel se structure quand un endommagement apparaît et se dégrade (avec la répétition des impulsions). La méthode de calcul de l'ApEn est donnée au paragraphe IV.A.2.a. La méthode utilisant formule de l'entropie de Shannon est donnée ci-après :

$$H = -\sum_{i=1}^n P_i \log(P_i) \quad \text{IV-1}$$

Rappelons que chaque colonne du spectrogramme (t, α) est issue d'un diagramme $S(\alpha, f)$ moyenné selon f . Ainsi, chaque colonne (à chaque instant t) peut s'exprimer

$$\int S_i(\alpha, f)df = SES(\alpha) \quad \text{IV-2}$$

Ainsi l'entropie de Shannon appliqué à chaque colonne du diagramme (t, α) s'exprime :

$$H = - \sum_{t=1}^{t_{end}} P_t(SES_t(\alpha)) \cdot \log(SES_t(\alpha)) \quad \text{IV-3}$$

La rugosité est une notion issue de la psychoacoustique. Le principe initial est de caractériser un son perçu comme gênant à l'oreille, qui « frotte ». Le procédé se déroule en quatre étapes et est appliqué sur les diagrammes (α, f) de corrélation ou cohérence spectrale. La première étape est donc le calcul de la cohérence spectrale pour chaque mesure.

La deuxième étape consiste à seuiller la cohérence spectrale utilisée : toutes les valeurs inférieures à une valeur seuil (basé sur les percentiles) sont mises à zéro. Dans un troisième temps, un filtrage non linéaire est effectué. Ce filtrage est réalisé en calculant une moyenne géométrique de plusieurs lignes adjacentes (par défaut 3).

Ensuite, les valeurs non nulles sont sommées pour obtenir la valeur de rugosité. Ce principe peut être appliqué à chaque spectrogramme de cohérence (α, f) calculé au cours du temps. La Figure 69 détaille le procédé.

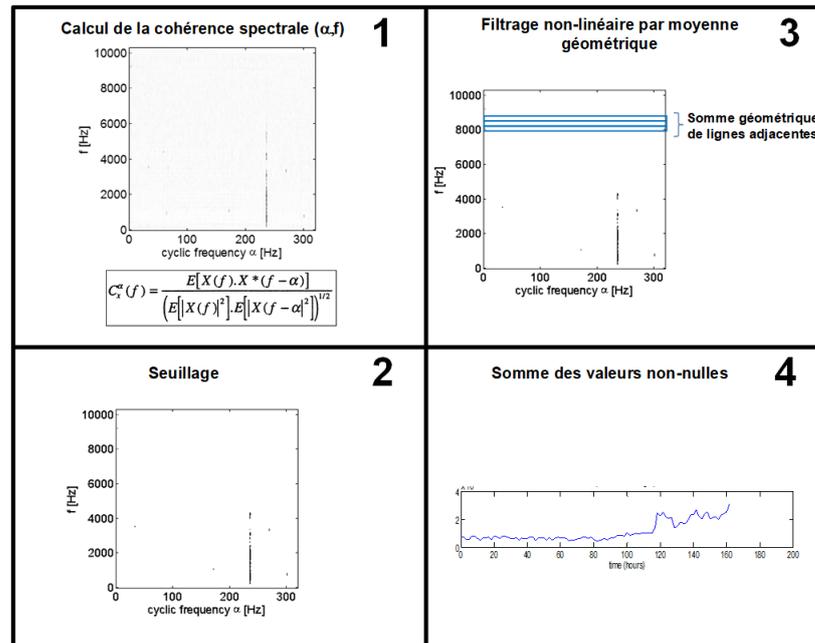


Figure 69 — Principe de calcul de la rugosité : (1) calcul de la cohérence spectrale ; (2) cohérence spectrale seuillée (mise à zéro des valeurs inférieures au seuil) ; (3) filtrage non linéaire par moyenne géométrique, (4) somme des valeurs non-nulle.

Indicateurs du rapport de vraisemblance

De récentes recherches de Borghesani et Antoni⁵ se sont intéressées au rôle important joué par la non-stationnarité, notamment par des propriétés de cyclostationnarité et de non-Gaussiannité dans le diagnostic et le pronostic. Ces deux symptômes d'un comportement anormal ont été ainsi étudiés séparément. Leurs travaux proposent de nouveaux indicateurs capables de séparer ces deux caractéristiques d'un signal avec anomalie. Une approche basée sur le rapport de vraisemblance a été utilisée pour définir les différentes formes de non-stationnarité. Le principe du rapport de vraisemblance est d'opposer deux hypothèses H_0 et H_1 . Ainsi on exprime les deux hypothèses comme ci-après :

$$\begin{cases} H_0: x \sim p(x|H_0, \theta_0) \\ H_1: x \sim p(x|H_1, \theta_1) \end{cases} \quad \text{IV-4}$$

Avec \mathbf{x} , le vecteur du signal temporel et $p(x|H_1, \theta_1)$ et $p(x|H_0, \theta_0)$ les fonctions de densité de probabilité associées à chaque hypothèse (θ_1 et θ_0 étant les paramètres propres à chaque hypothèse). Ainsi ici ce sont des hypothèses de Gaussiannité, Gaussiannité Généralisée, stationnarité ou cyclostationnarité qui sont comparées.

⁵ Note interne, en cours de publication

Les indicateurs développés par Borghesani et Antoni sont donnés dans le Tableau 18. Tous les indicateurs sont basés sur une quantité semblable à la (co) variance. Dans le cas Gaussien CS2, c'est la moyenne synchrone $\hat{\sigma}_n^2$ qui est utilisée. Dans le cas Gaussien Généralisé CS2 l'équivalent de la moyenne synchrone pondéré par β : $\langle s_n^{\hat{\beta}_1} \rangle^{2/\hat{\beta}_1}$ est utilisé. Enfin pour le cas Gaussien Généralisé pseudo-stationnaire ce sont les termes de variance $\langle u_k^{\hat{\beta}_1} \rangle^{2/\hat{\beta}_1}$ et $\left(u_k^{\hat{\beta}_1} \right)^{2/\hat{\beta}_1}$.

Tableau 18 — Tests de rapport de vraisemblance et indicateurs associés

Test d'hypothèse :	Indicateur d'estimation du maximum de vraisemblance :
Gaussian CS2 (H_1) vs Gaussian Stationary (H_0)	$I_{\text{Gauss}} = \ln \langle \hat{\sigma}_n^2 \rangle - \langle \ln \hat{\sigma}_n^2 \rangle$
Generalized Gaussian CS2 (H_1) vs Generalized Gaussian Stationary (H_0)	$I'_{\text{CS2}} = \ln \left(\langle s_n^{\hat{\beta}_1} \rangle^{2/\hat{\beta}_1} \right) - \langle \ln \left(s_n^{\hat{\beta}_1} \right)^{2/\hat{\beta}_1} \rangle$
Generalized Gaussian Piecewise Stationary (H_1) vs Generalized Gaussian Stationary (H_0)	$I'_{\text{PWS}} = \ln \left(\langle u_k^{\hat{\beta}_1} \rangle^{2/\hat{\beta}_1} \right) - \langle \ln \left(u_k^{\hat{\beta}_1} \right)^{2/\hat{\beta}_1} \rangle$

Ces indicateurs réagissent à l'apparition d'endommagements puisqu'un signal de roulement endommagé est cyclostationnaire. Un des avantages de ces indicateurs est qu'ils permettent de connaître le type d'endommagement de roulement (bague interne, externe ou éléments roulants).

IV.A.3. Projection vers le pronostic

Le pronostic suppose qu'à un certain moment, on émette une projection sur le temps de vie restant du roulement (RUL).

Quand on évoque le pronostic associé à des éléments mécaniques tels que les roulements, on parle alors de suivi d'endommagement. L'évolution de la dégradation suit des lois physiques d'écaillage, de fissuration ou plus simplement de dommage cumulatif. Cette notion d'accumulation est importante et doit être intégrée dans la méthode de calcul du pronostic. Dans notre contexte, toute la complexité du pronostic est de relier des observations vibratoires à des lois physiques intégrant de nombreux paramètres.

IV.A.3.a. Une approche phénoménologique

En utilisant la loi de Paris et la règle de Miner, on arrive à la formule suivante pour l'endommagement

$$D = \frac{1}{A} \sum_i n_i S_i^m \quad \text{IV-5}$$

où n_i est le nombre de cycles subis avec une contrainte d'amplitude S_i , A est une constante et m un facteur de puissance issu de la loi de Paris. D état le pourcentage de défaillance. $D=1$ correspond à la rupture.

On suppose dans la suite que S_i peut être évalué à partir de la valeur RMS de l'enveloppe du signal et donc de la corrélation spectrale. Soit $SES(\alpha)$ le spectre de l'enveloppe quadratique du signal (squared envelope spectrum). D'après le théorème de Parseval, la valeur RMS est donnée par :

$$\sigma_e = \left(\sum_k |SES(k\alpha_i)|^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{IV-6}$$

où les fréquences $k\alpha_i$ sont multiples de la fréquence de passage α_i sur le défaut (il y a des α_i différents pour BPFO, BPFI, BSF, etc.). Cette quantité estime l'amplitude de la contrainte appliquée par un cycle sur le défaut. Sur une durée temporelle T , il y aura :

$$n_i = \alpha_i T \quad \text{IV-7}$$

cycles. En revenant à la formule (IV-5), on a donc

$$D = \frac{1}{A} \sum_i T \alpha_i \left(\sum_k |SES(k\alpha_i)|^2 \right)^{\frac{m}{2}} \quad \text{IV-8}$$

La dernière étape consiste à exprimer le spectre d'enveloppe en fonction de la corrélation spectrale, soit

$$SES(\alpha) = \int_B S(\alpha, f) df \quad \text{IV-9}$$

où B est une bande de fréquence que l'on pourra faire dépendre de i dans le cas général. Finalement,

$$D = C \sum_i T \alpha_i \left(\sum_k \left| \int_B S(k \alpha_i, f) df \right|^2 \right)^{\frac{m}{2}} \quad \text{IV-10}$$

avec $C = 1/A$. En pratique, il faudra estimer les coefficients C et m .

Cette formule finale permet donc à partir d'un diagramme de corrélation spectrale d'obtenir un calcul approché de l'endommagement. La variable D vaut 1 quand on arrive à la défaillance finale. Le moment correspondant à $D=1$ doit être défini préalablement. Par exemple, dans la réalité aéronautique $D=1$ correspond à un état de dégradation avancé caractérisé par un rotor au rendement très faible (aux alentours des 10 %). Sur un banc de laboratoire, cela peut correspondre à un niveau vibratoire ou un volume de particules accumulées dans l'huile (comme dans le cas du banc de l'IMS).

Afin de calculer les valeurs des coefficients C et m , il sera nécessaire de réaliser un essai à rupture afin de pouvoir définir $D=1$ dans les conditions expérimentales proches des conditions d'essais qui suivront. Par ailleurs, la valeur m issue de la loi de Paris est dépendante du matériau et peut être connue à l'avance.

IV.B. Nos méthodes appliquées aux données existantes

Les méthodes vues précédemment seront appliquées aux signaux issus des bancs IMS Cincinnati et Pronostia dans la mesure où le résultat est exploitable.

IV.B.1. IMS Cincinnati

Les données issues du banc de l'IMS Cincinnati ont été présentées au Chapitre II. Nous présentons ici les résultats des indicateurs préalablement proposés appliqués sur les deux bases exploitables de l'IMS. Cela représente trois roulements endommagés : deux issus du test d'endurance numéro 1 (bague interne du roulement 3 et éléments roulants du roulement 4), et un roulement du test 2 (bague externe du roulement 1).

IV.B.1.a. Suivi de fréquence

La méthode s'appuie sur un spectrogramme et suit les fréquences d'endommagement du roulement étudié. Les roulements 3 et 4 du test 1 sont difficilement exploitables (Figure 70 et Figure 71). L'harmonique de l'endommagement annoncé ne se distingue pas des autres contrairement au test 2 où la BPFO et ses harmoniques se distinguent clairement (Figure 72).

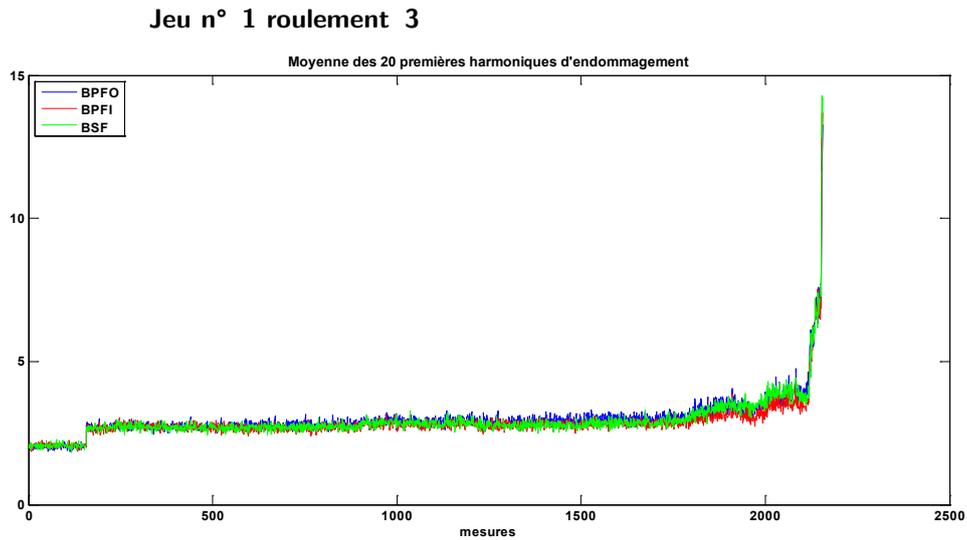


Figure 70 — Les harmoniques d'endommagement du spectrogramme, roulement 3 test 1.

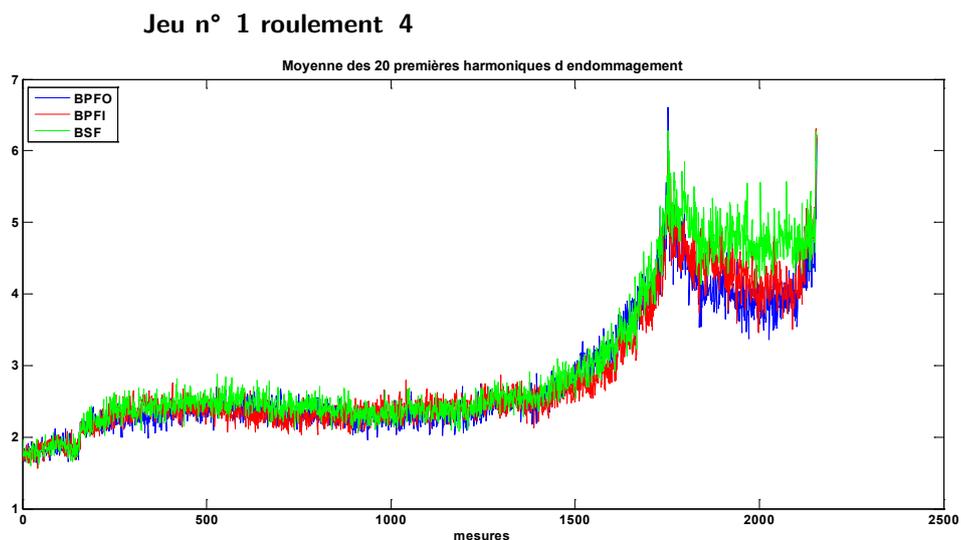


Figure 71 — Les harmoniques d'endommagement du spectrogramme, roulement 4 test 1.

Jeu n° 2 roulement 1

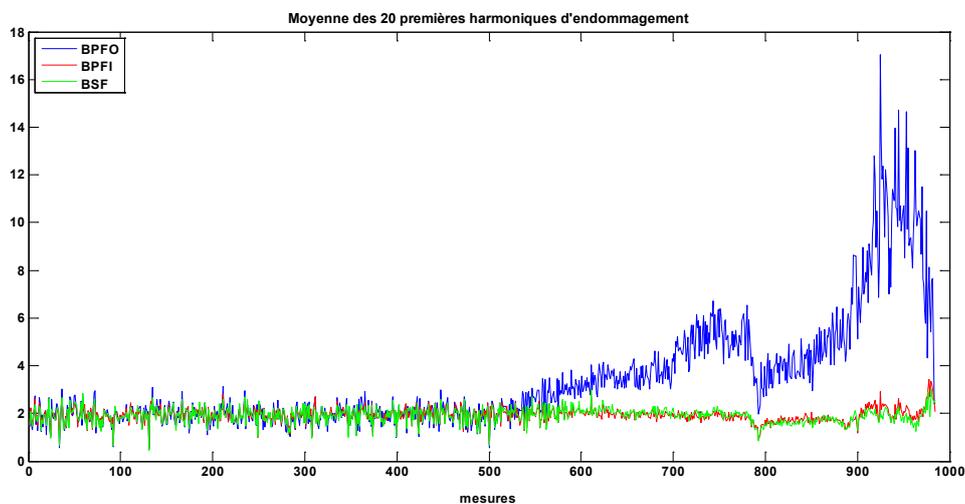


Figure 72 — Les harmoniques d'endommagement du spectrogramme, roulement 1 test 2.

IV.B.1.b. Entropie approchée (ApEn)

L'ApEn, appliqué aux signaux temporels des roulements, comme proposé par [91] ne donne pas de résultat qui semblerait être exploitable afin d'être utilisé comme un indicateur de pronostic. Sur les Figure 73, Figure 74 et Figure 75, on reconnaît une tendance que l'on retrouvera dans d'autres indicateurs. Les variations des résultats de cet indicateur le rendent compliqué d'utilisation pour le pronostic.

Jeu n° 1 roulement 3

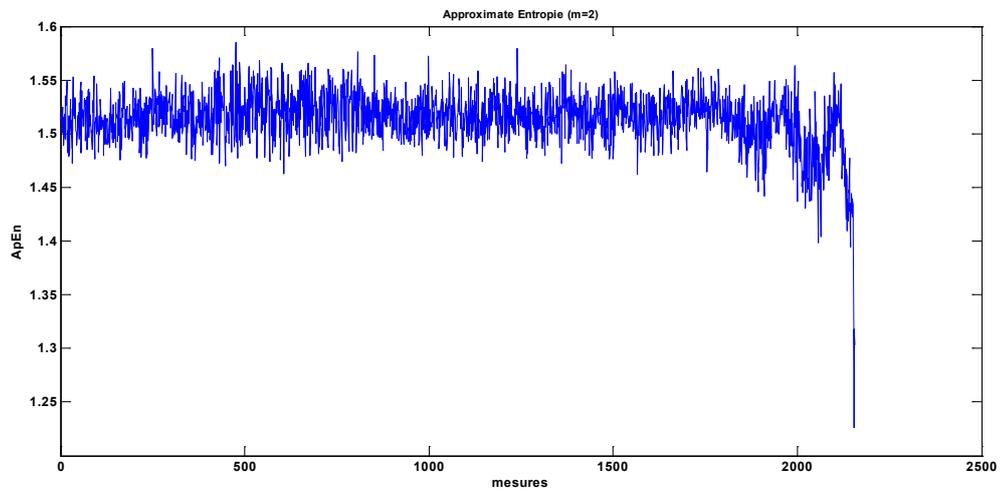


Figure 73 — ApEn du signal temporel, test 1 roulement 3

Jeu n° 1 roulement 4

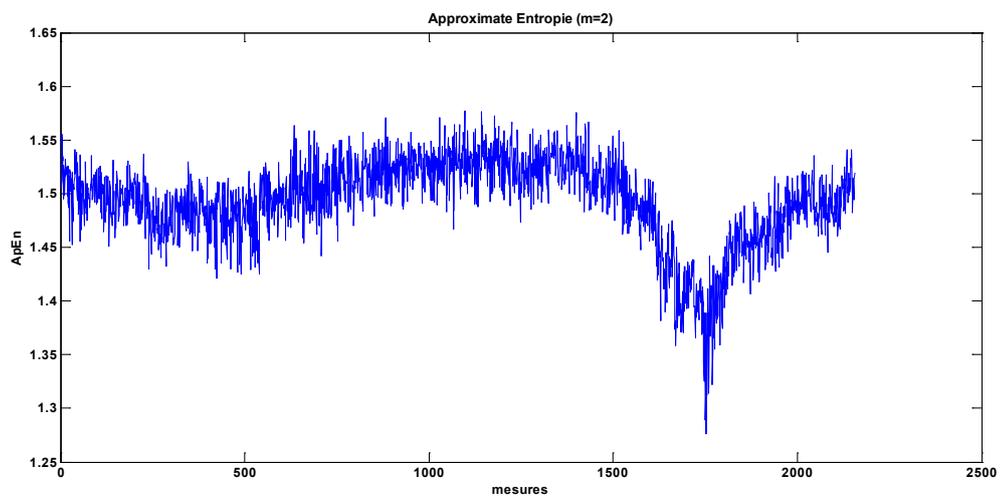


Figure 74 — ApEn du signal temporel, test 1 roulement 4

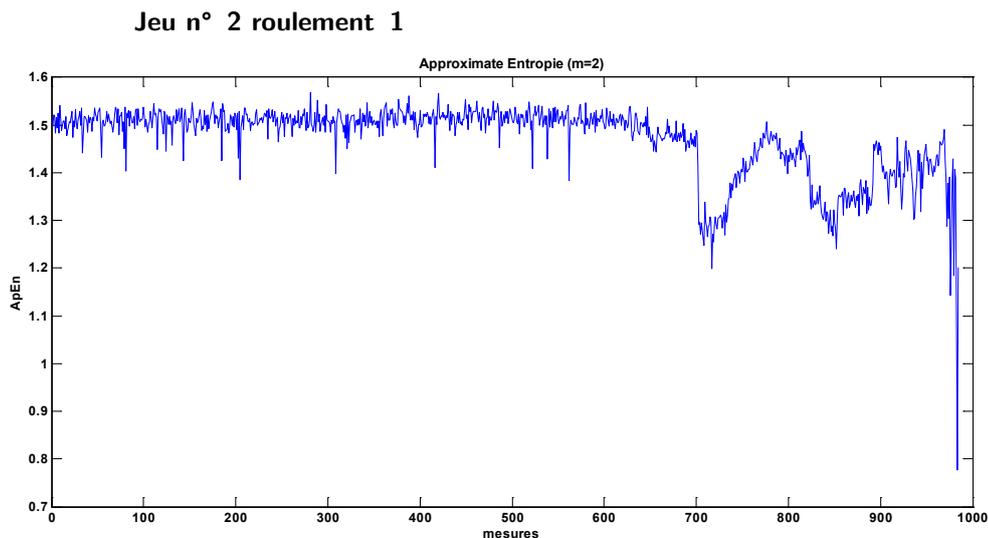


Figure 75 — ApEn du signal temporel, test 2 roulement 1

IV.B.1.c. Suivi de fréquence cyclique

Le suivi de fréquence cyclique qui extrait les harmoniques d'endommagement cyclique d'un diagramme (t, α) donne des résultats similaires au suivi de fréquence issue d'un spectrogramme. Les indicateurs issus du test 1 (Figure 76 et Figure 77) ne discriminent pas un type d'endommagement plus qu'un autre. En revanche, l'indicateur appliqué au test 2 donne des résultats intéressants (Figure 78). La BPFO se distingue nettement et la tendance bien que pas complètement monotone semble exploitable.

Jeu n° 1 roulement 3

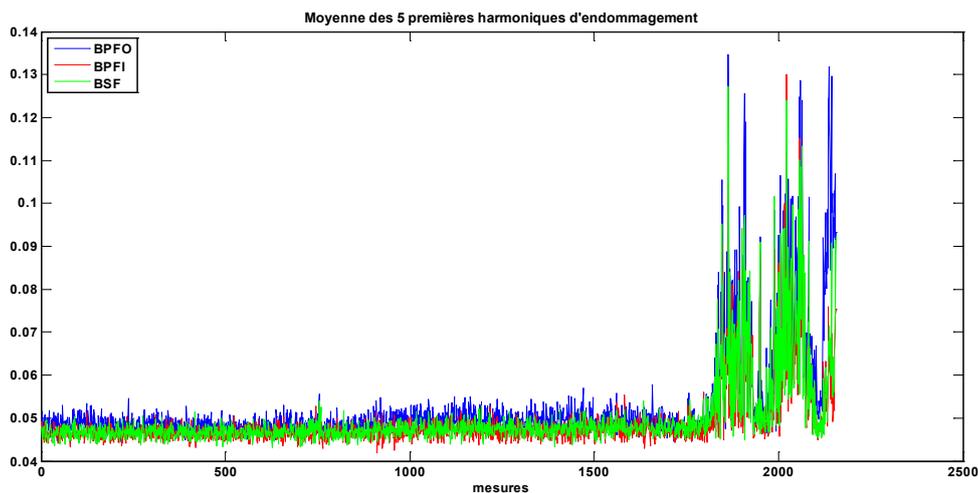


Figure 76 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, test 1 roulement 3

Jeu n° 1 roulement 4

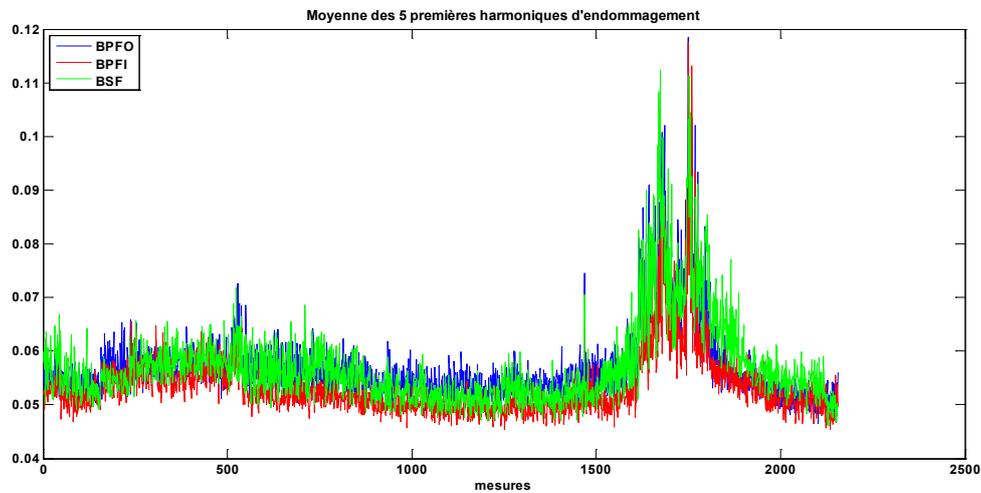


Figure 77 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, test 1 roulement 4

Jeu n° 2 roulement 1

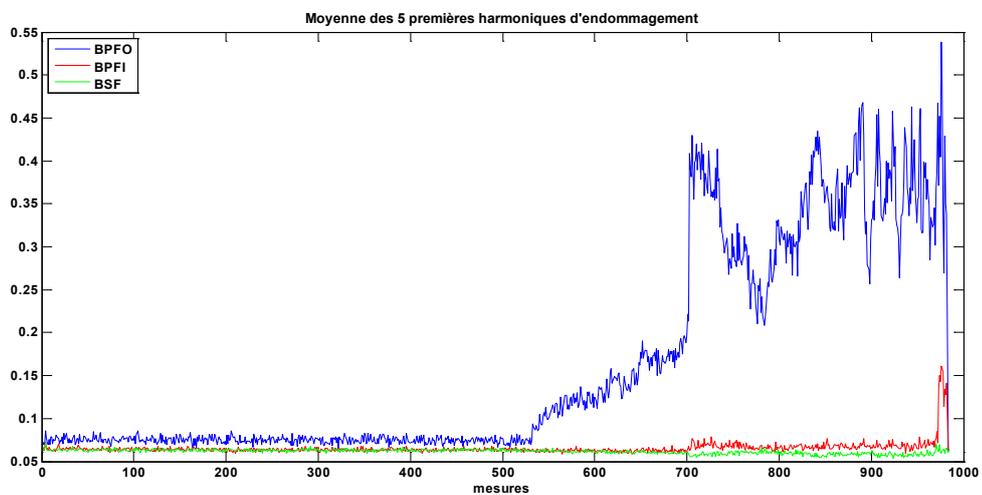


Figure 78 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, test 2 roulement 1

IV.B.1.d. Indicateurs de régularité cyclique

Les indicateurs qualifiant la régularité cyclique sont évoqués précédemment : la rugosité, l'ApEn et l'entropie de Shannon appliqués à chaque colonne (c'est-à-dire à chaque

instant t) de la cohérence spectrale. Ces indicateurs sont globaux puisqu'ils ne distinguent pas le type d'endommagement (bague interne ou externe ou éléments roulants). Encore une fois, les résultats concernant le test 1 semblent inexploitable (Figure 79 à Figure 84). Dans le test 2, la rugosité et l'entropie de Shannon ont la même tendance et semblent exploitables pour le pronostic.

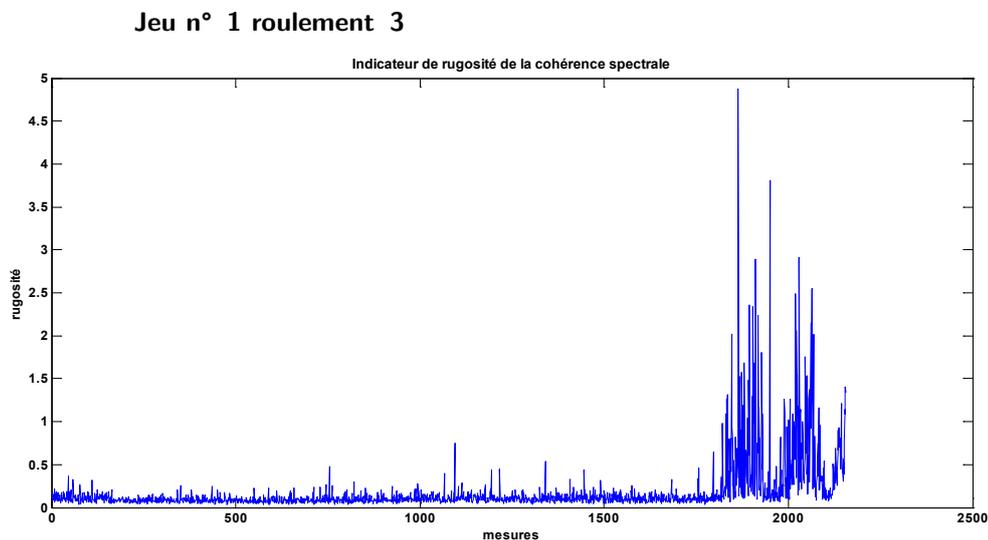


Figure 79 — Indicateur de rugosité de la cohérence spectrale, test 1 roulement 3

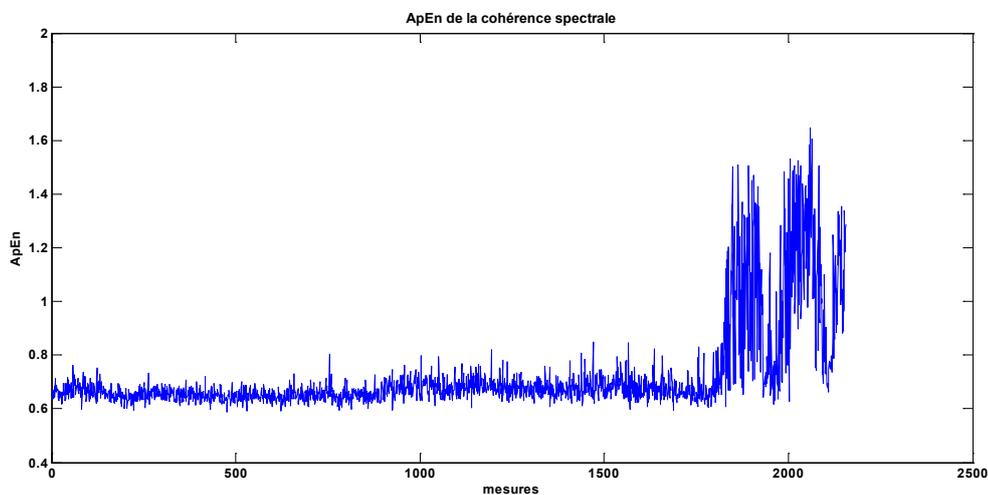


Figure 80 — ApEn de la cohérence spectrale, test 1 roulement 3

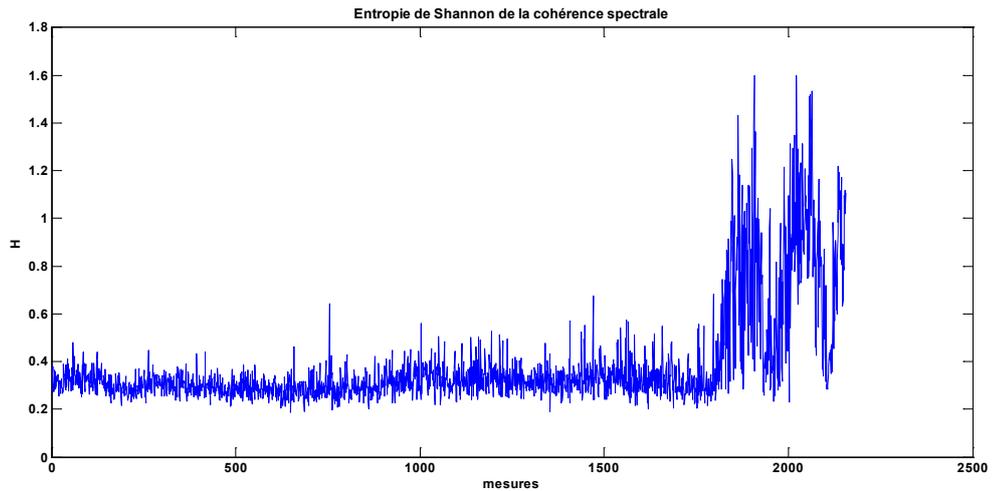


Figure 81 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, test 1 roulement 3

Jeu n° 1 roulement 4

Les résultats concernant le roulement 4 du jeu numéro 1 sont données ci-dessous

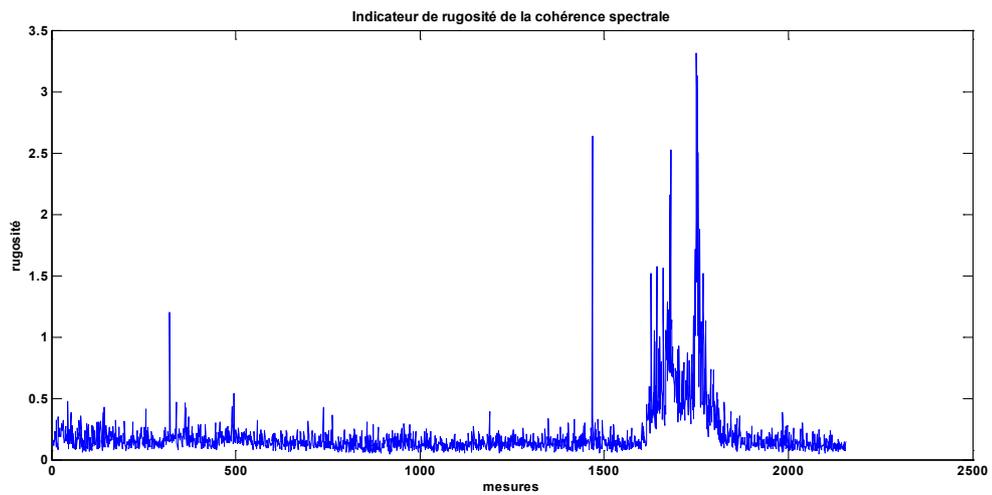


Figure 82 — Indicateur de rugosité de la cohérence spectrale, test 1 roulement 4

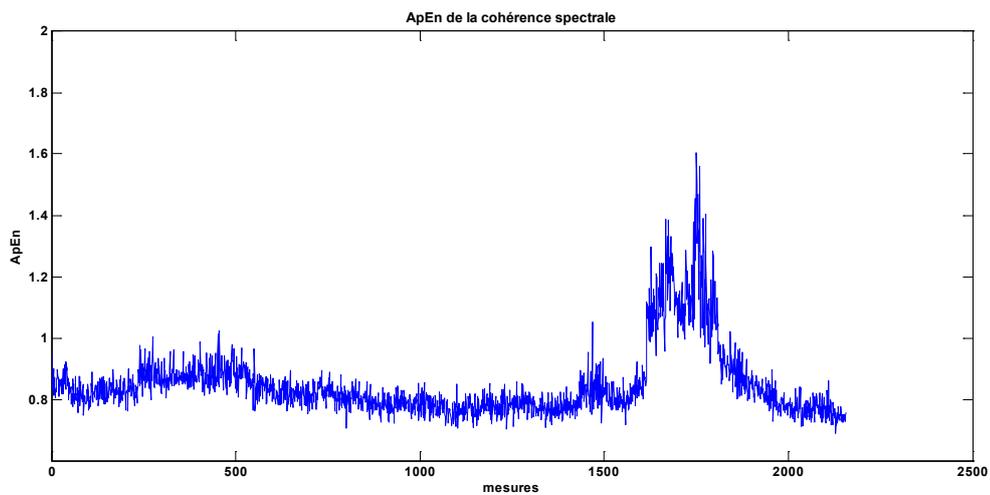


Figure 83 - - ApEn de la cohérence spectrale, test 1 roulement 4

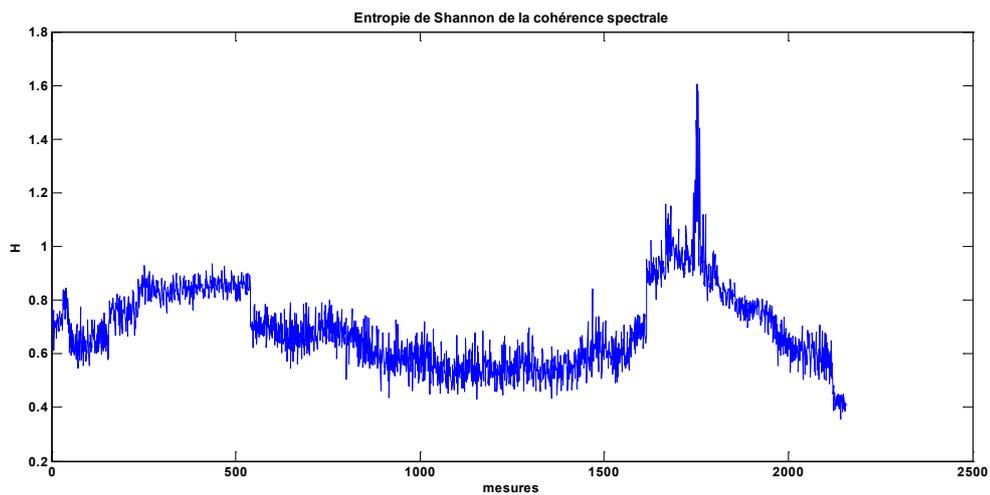


Figure 84 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, test 1 roulement 4

Jeu n° 2 roulement 1

Le jeu numéro 2 qui est en quelque sorte un cas d'école donne les résultats suivants :

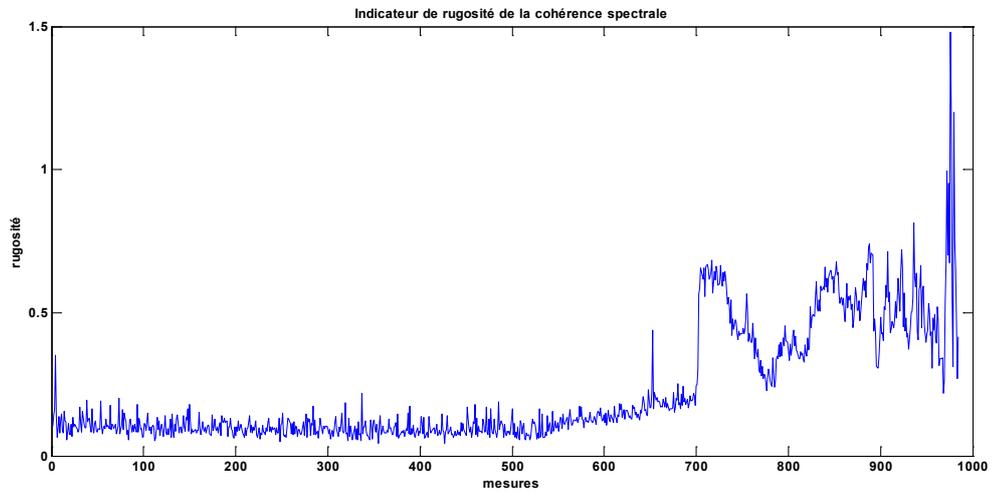


Figure 85 — Indicateur de rugosité de la cohérence spectrale, test 2 roulement 1

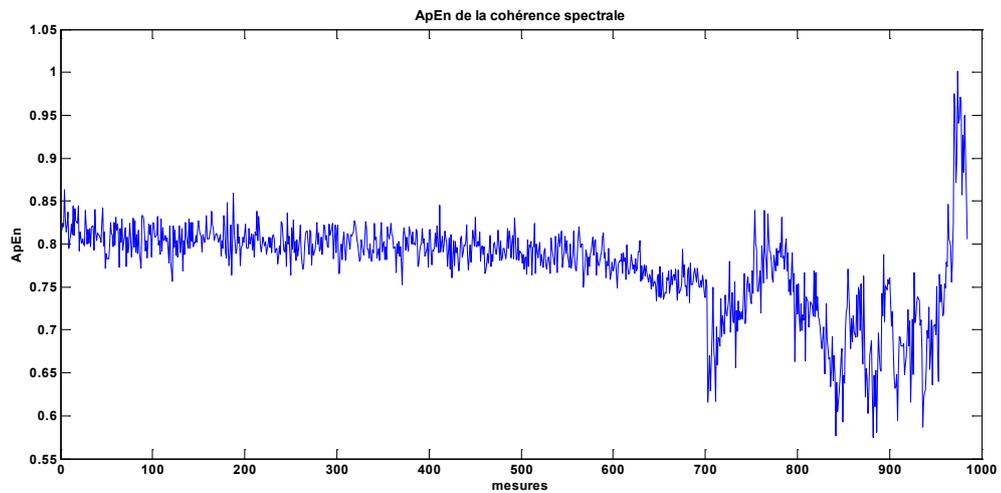


Figure 86 — ApEn de la cohérence spectrale, test 2 roulement 1

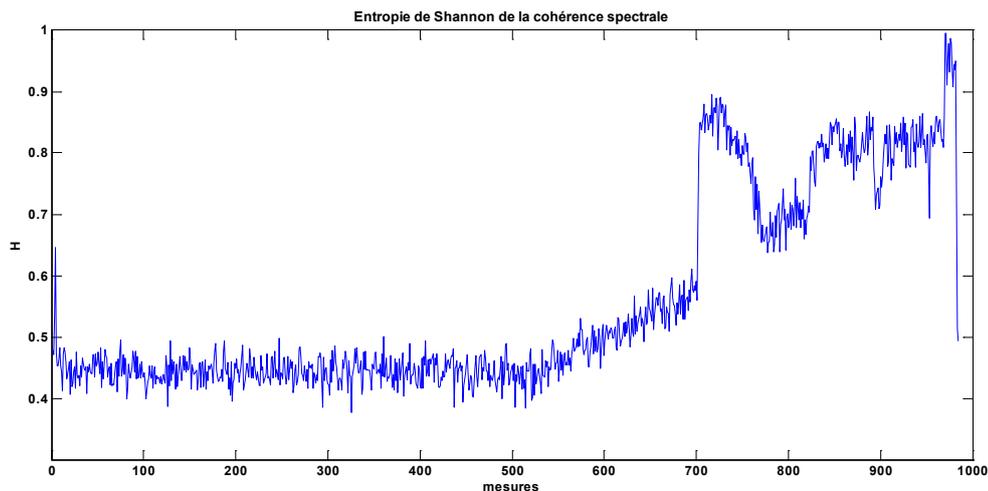


Figure 87 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, test 2 roulement 1

IV.B.1.e. Maximum de vraisemblance

Les indicateurs de maximum de vraisemblance permettent de distinguer le type d'endommagement. Dans le test numéro 1, l'indicateur réagit pareillement pour les trois types d'endommagement. Il semble difficile de s'appuyer sur le test 1 pour observer la fiabilité de cet indicateur. Pour le test 2, les indicateurs réagissent pour la bague externe comme attendu et réagissent très faiblement pour la bague interne ce qui est logique.

Jeu n° 1 roulement 3

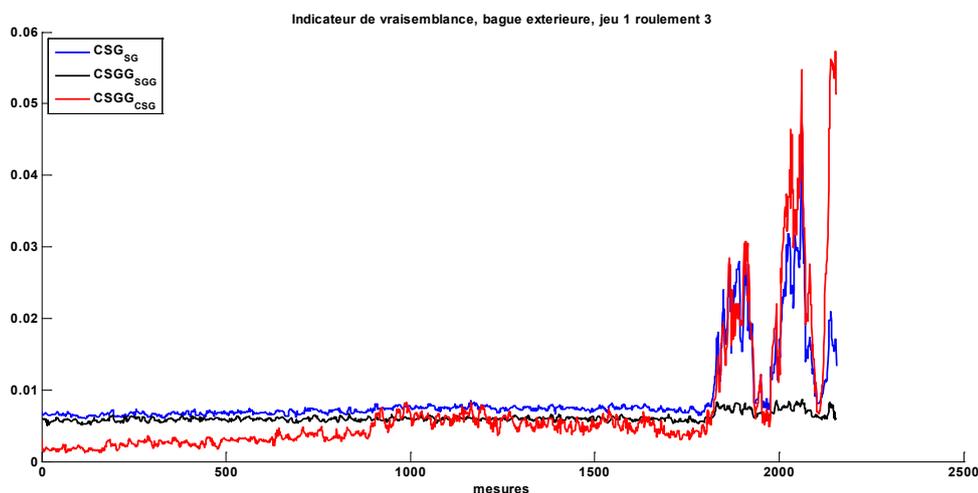


Figure 88 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieur ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

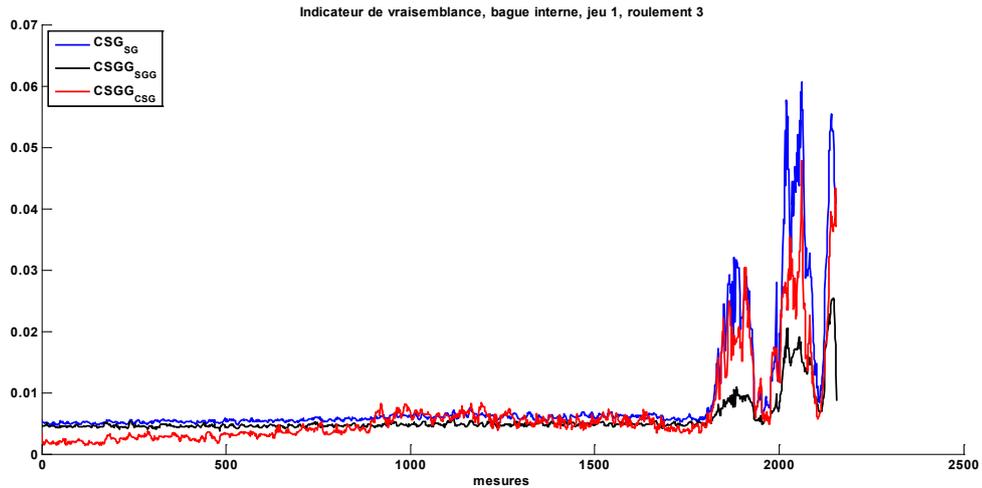


Figure 89 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague interne ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

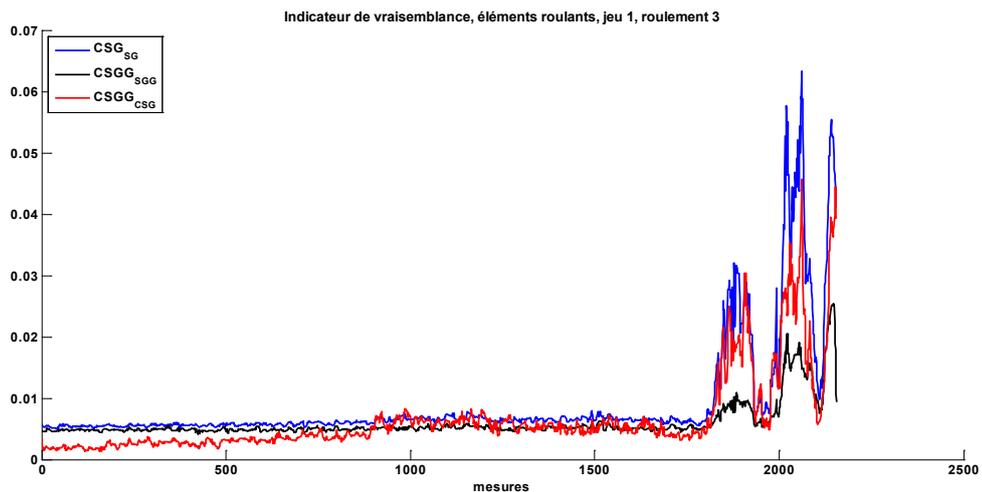


Figure 90 - Indicateur de maximum de vraisemblance, éléments roulants ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

Jeu n° 1 roulement 4

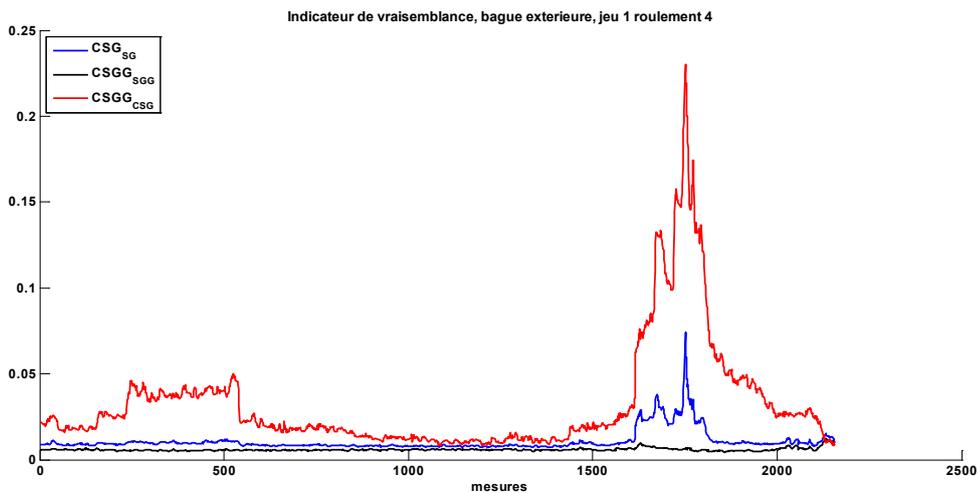


Figure 91 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieur ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

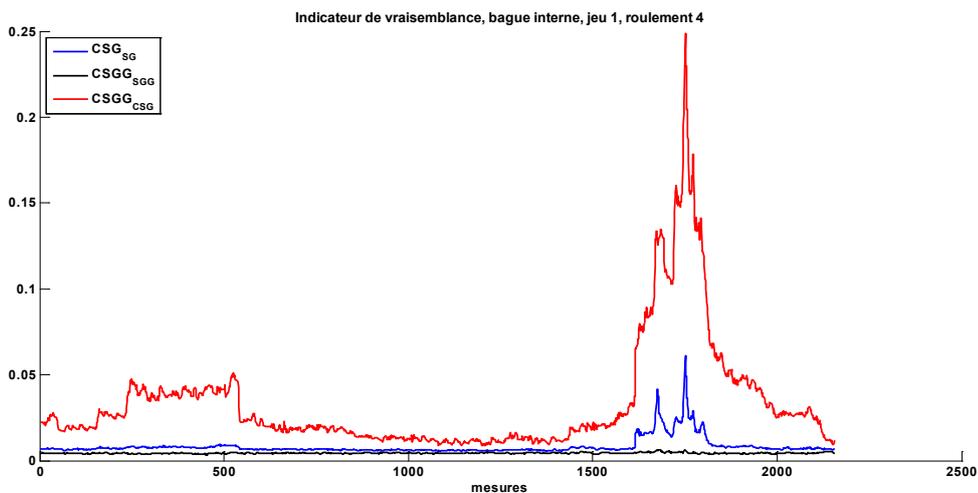


Figure 92 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague interne ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

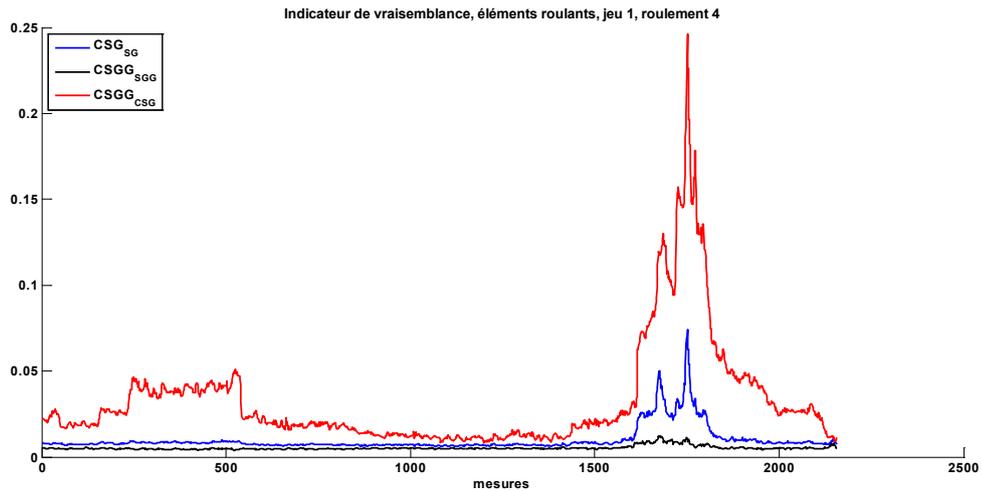


Figure 93 - Indicateur de maximum de vraisemblance, éléments roulants ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

Jeu n° 2 roulement 1

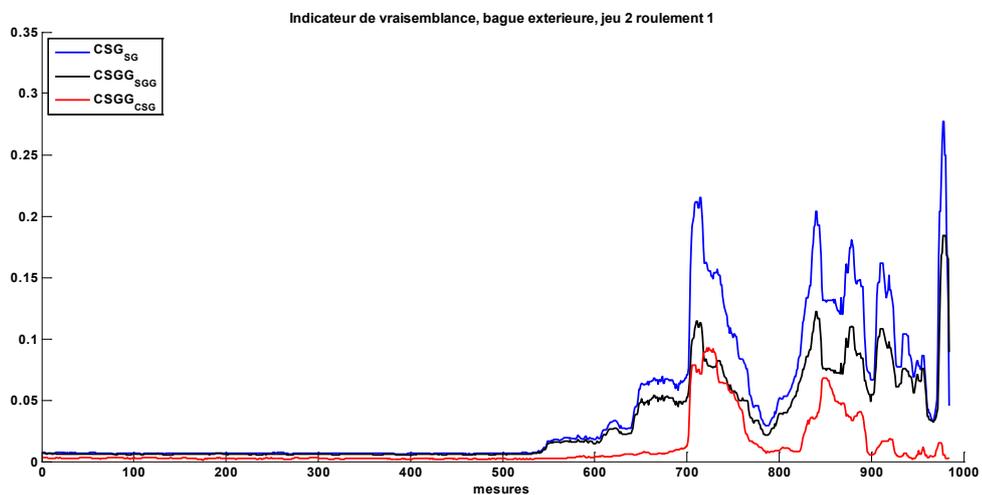


Figure 94 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieur ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Cyclostationnaire Gaussien Généralisé.

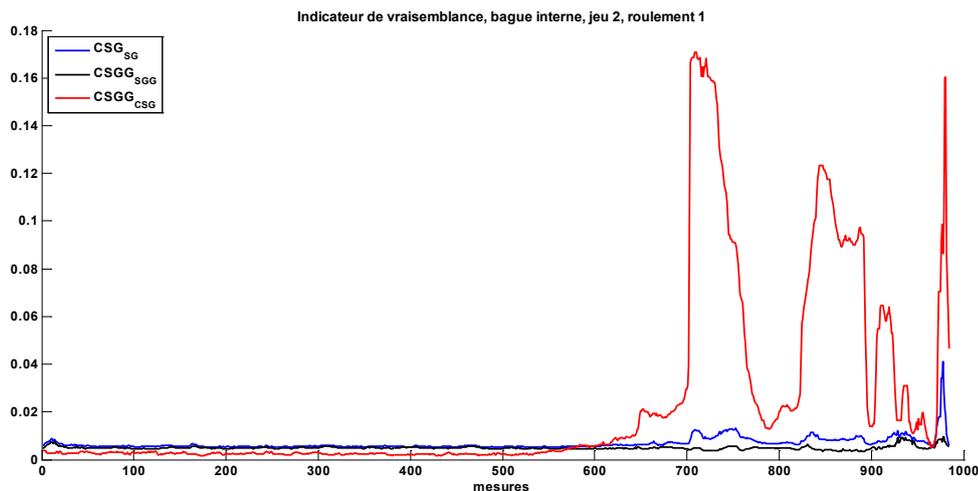


Figure 95 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague interne ; CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

IV.B.1.f. Bilan de pertinence de chaque indicateur

Il apparait rapidement que certains indicateurs ne semblent pas appropriés dans le cadre du pronostic, d'autres en revanche semblent pertinents pour être utilisés dans le cadre du pronostic :

- Il semble qu'on ne puisse pas tirer de conclusion des indicateurs testés sur le jeu de données numéro 1.
- L'ApEn ne semble pas être pertinente pour une utilisation dans le pronostic
- Le suivi des fréquences cycliques d'endommagement semble pouvoir être exploitable pour le pronostic
- Parmi les indicateurs de régularité cyclique, la rugosité et l'entropie de Shannon sont les plus pertinentes.
- Les indicateurs de maximum de vraisemblance sont intéressants également.
- Les indicateurs mentionnés comme pertinents ci-dessus ont tous une tendance similaire (surtout dans le cas du test 2)

IV.B.2. Pronostia Femto

IV.B.2.a. Suivi de fréquence

Les spectrogrammes temps-fréquences des signaux de la base de données Pronostia étant inexploitables, le suivi de fréquence n'est ici pas proposé.

IV.B.2.b. Entropie approchée (ApEn)

Pour les roulements b1_1 et b1_7 (Figure 96 et Figure 97), la tendance de l'ApEn est intéressante. Cependant, le cas du roulement b2_2 confirme le peu de fiabilité de cet indicateur (Figure 98).

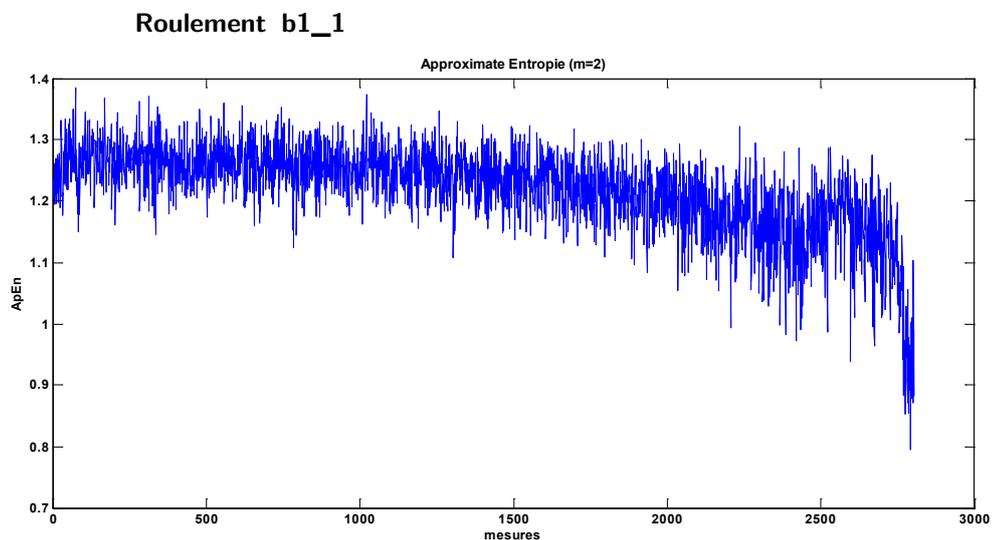


Figure 96 — ApEn du signal temporel, roulement b1_1

Roulement b1_7

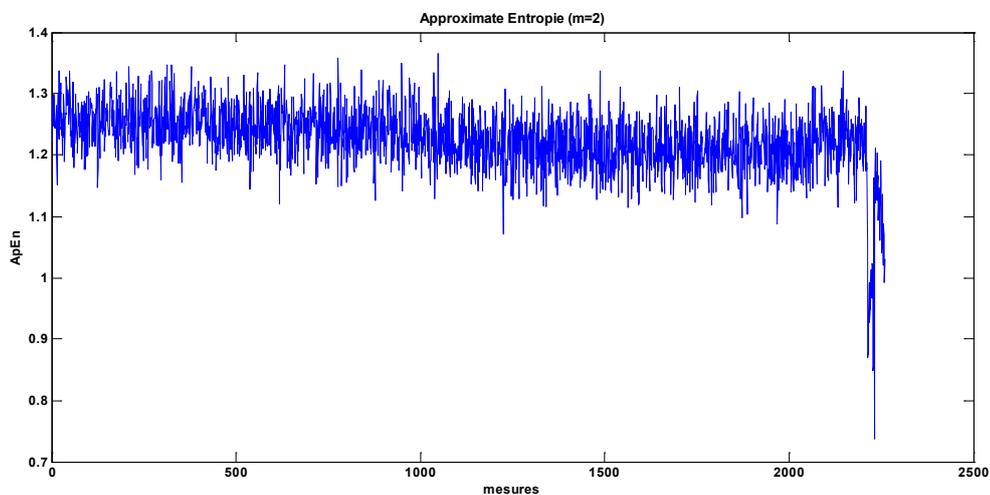


Figure 97 — ApEn du signal temporel, roulement b1_7

Roulement b2_2

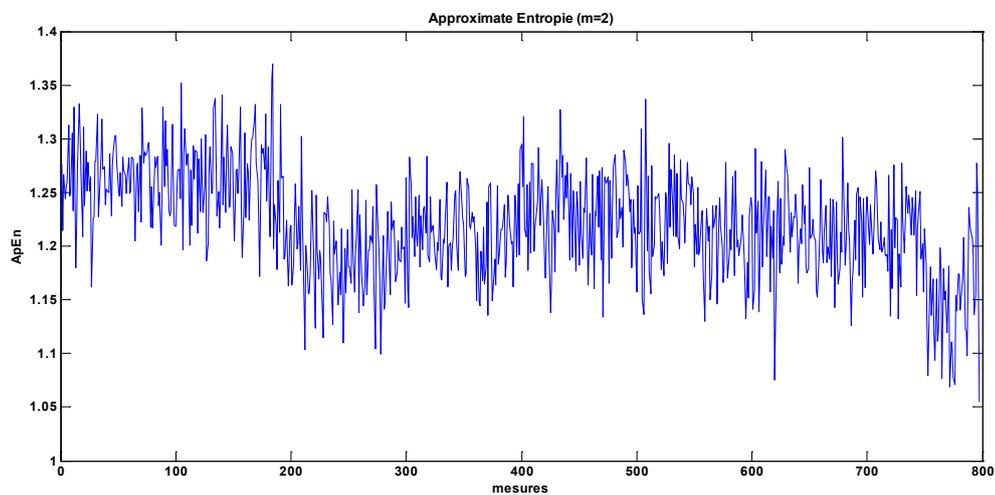


Figure 98 — ApEn du signal temporel, roulement b2_2

IV.B.2.c. Suivi de fréquence cyclique

L'extraction des harmoniques cyclique d'endommagement ne se distingue pas les unes des autres. Ceci est notamment lié à une résolution en fréquence cyclique (10 Hz) qui noie beaucoup d'informations qui nécessiteraient une résolution plus fine pour être mises en avant. On observe une certaine tendance dans toutes les harmoniques, mais sans que les BPFO, BPFI et BSF ne se distinguent les unes des autres.

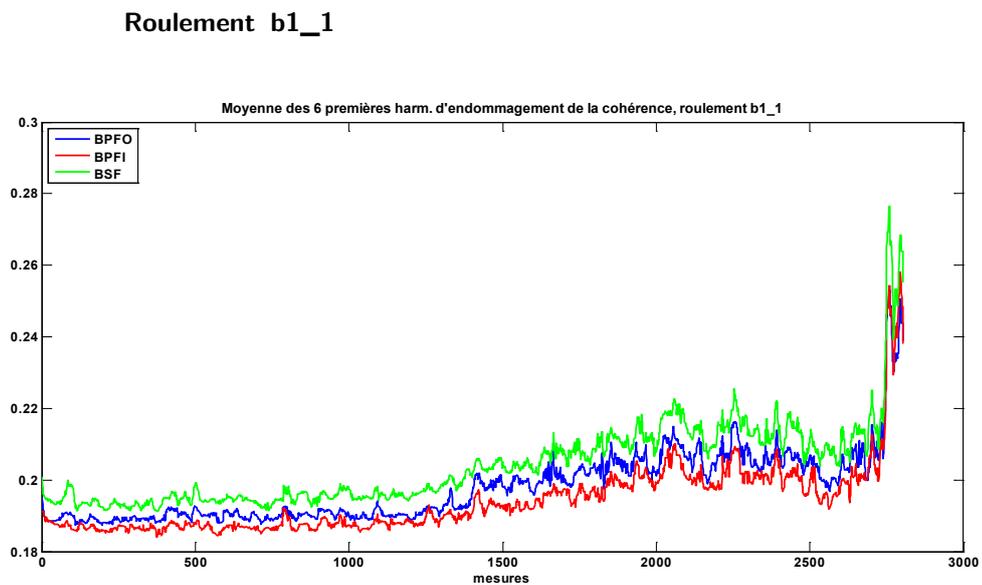


Figure 99 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, roulement b1_1

Roulement b1_7

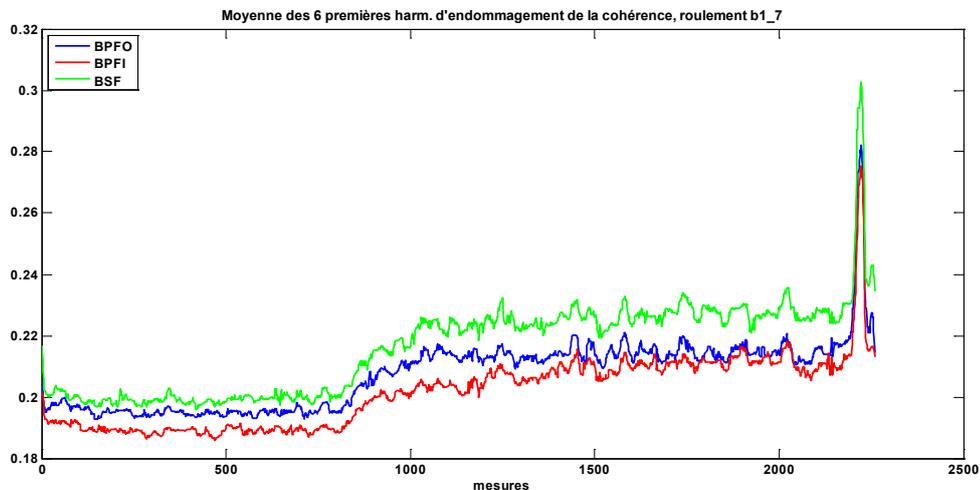


Figure 100 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, roulement b1_7

Roulement b2_2

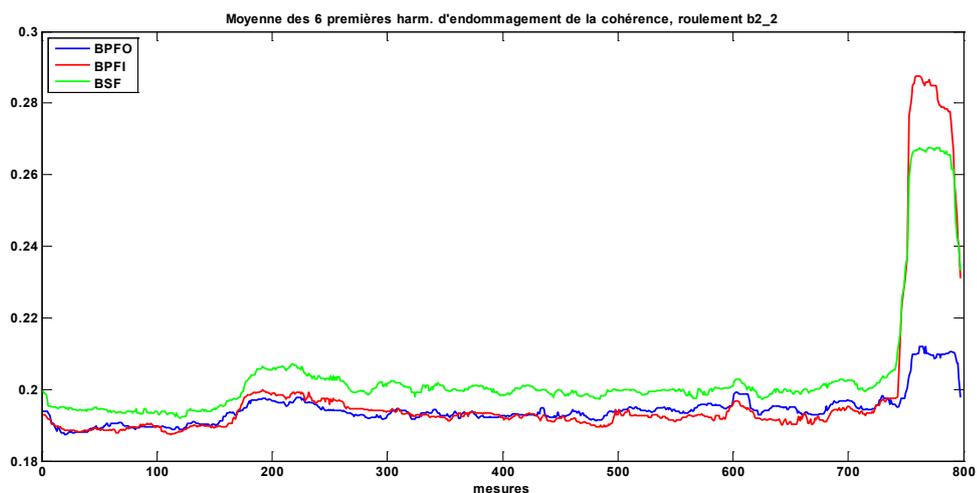


Figure 101 — Harmoniques d'endommagement de roulement issues de la cohérence spectrale, roulement b2_2

IV.B.2.d. Régularité cyclique

Les indicateurs de rugosité, et l'entropie de Shannon de la cohérence spectrale sont ici tous intéressants. On observe une tendance plutôt monotone sur chacun des indicateurs et sur les trois roulements b1_1, b1_7 et b2_2. Comme avec les données de l'IMS, l'ApEn de la cohérence spectrale manque de pertinence et n'a pas une tendance nette (Figure 109).

Roulement b1_1

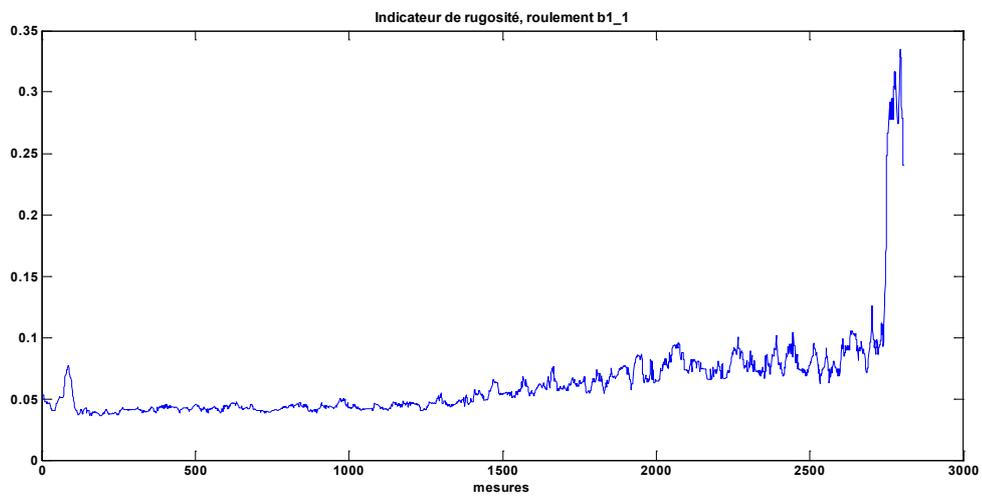


Figure 102 — Indicateur de rugosité, roulement b1_1

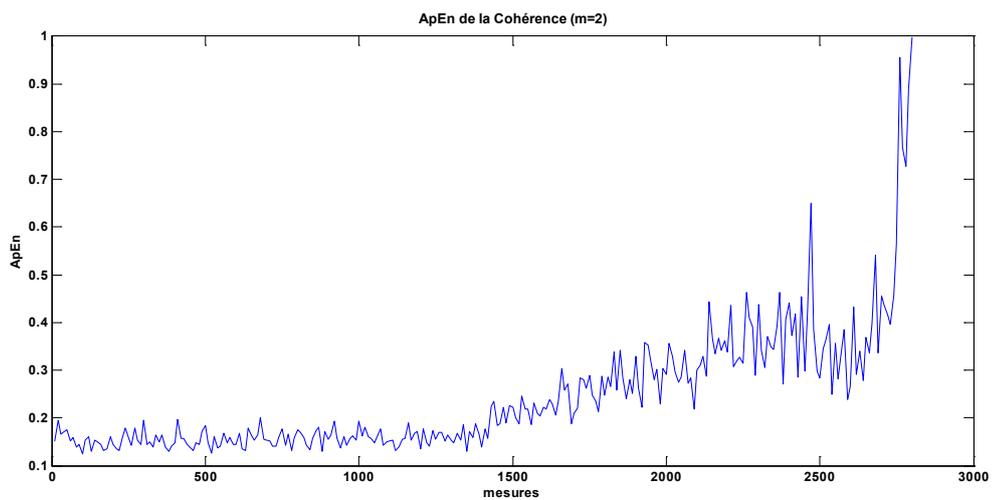


Figure 103 — ApEn de la cohérence spectrale, roulement b1_1

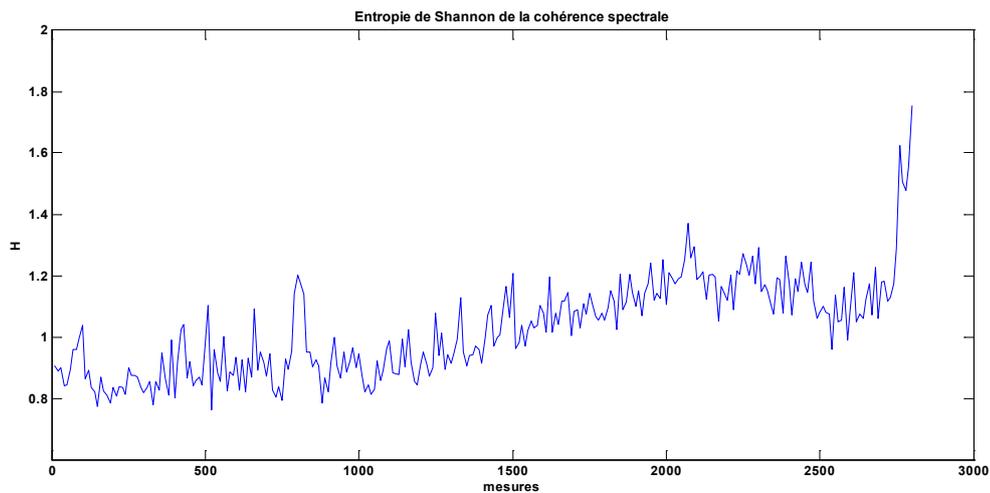


Figure 104 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, roulement b1_1

Roulement b1_7

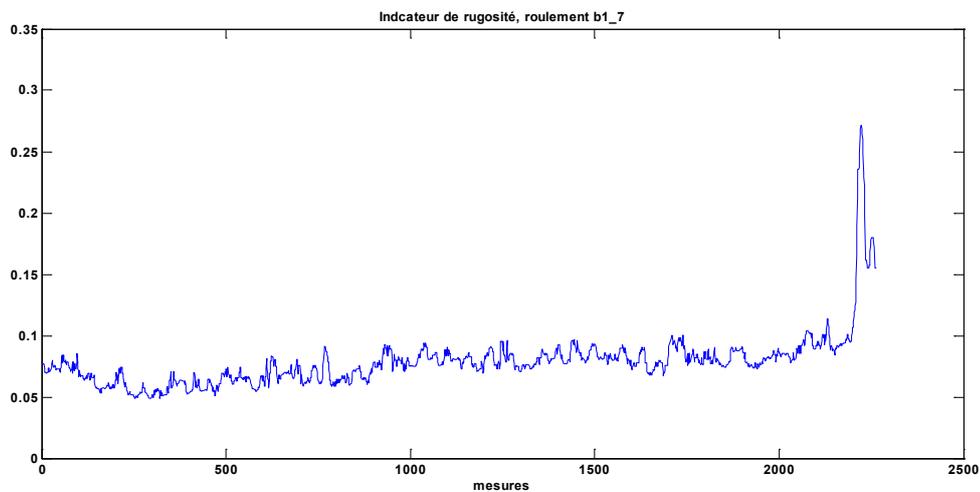


Figure 105 — Indicateur de rugosité, roulement b1_7

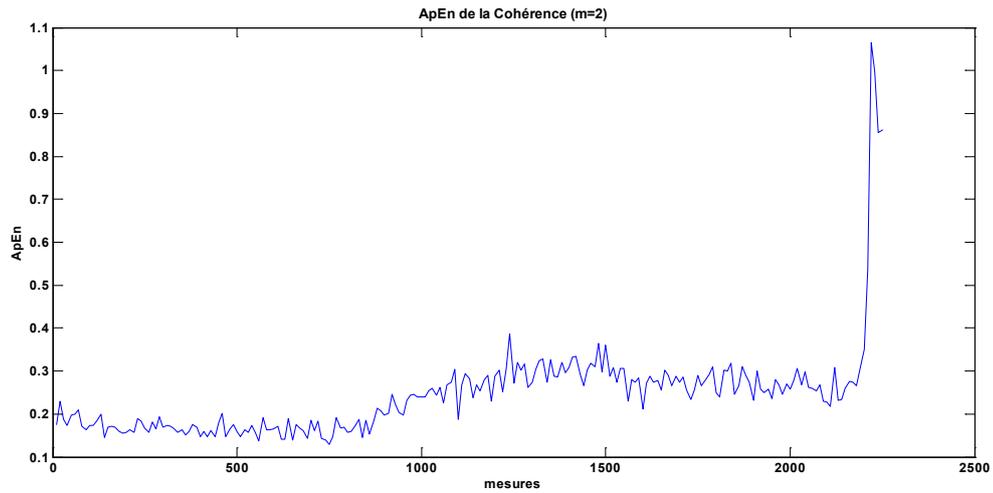


Figure 106 — ApEn de la cohérence spectrale, b1_7

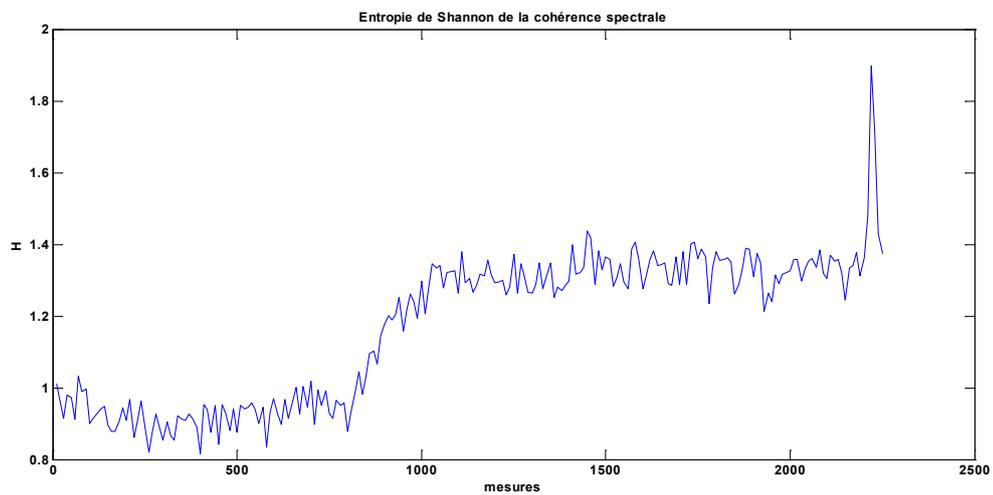


Figure 107 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, roulement b1_7

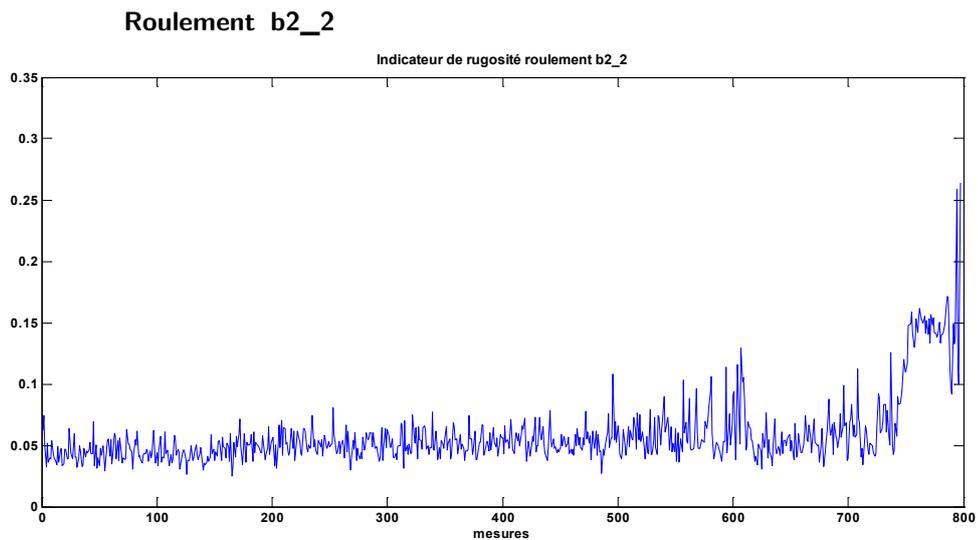


Figure 108 — Indicateur de rugosité, roulement b2_2

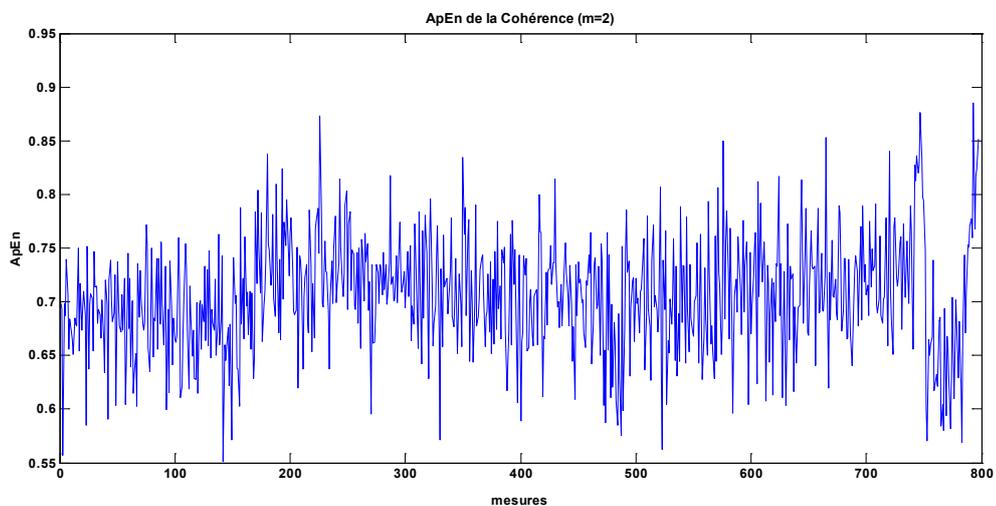


Figure 109 — ApEn de la cohérence spectrale, roulement b2_2

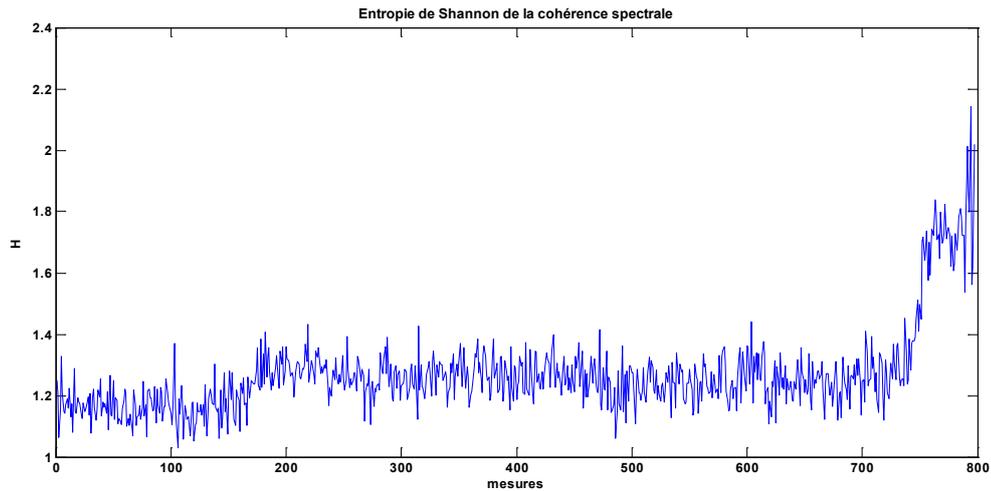


Figure 110 — Entropie de Shannon de la cohérence spectrale, roulement b2_2

IV.B.2.e. Maximum de vraisemblance

Les indicateurs de maximum de vraisemblance sont ici complexes d'interprétations. La durée d'acquisition de 0,1 s toutes les 10 minutes ne favorisent pas la qualité de ces indicateurs. On ne distingue que tardivement les endommagements. L'identification du type d'endommagement est également complexe.

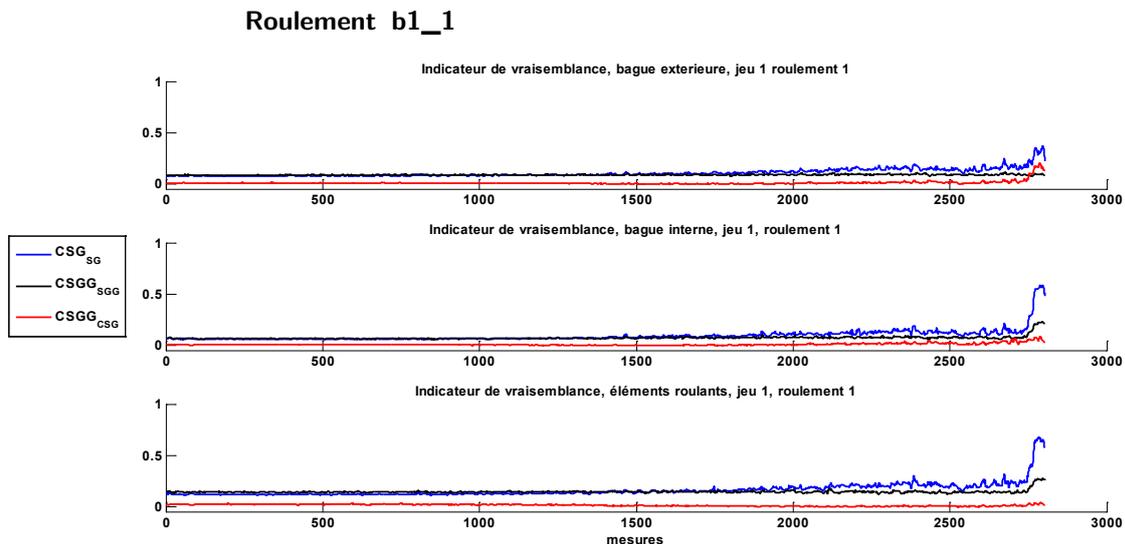


Figure 111 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieure, bague intérieure et éléments roulants ;
 CSG_{SG} : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_{SGG} : Cyclostationnaire Gaussien
 Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_{CSG} : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

Roulement b1_7

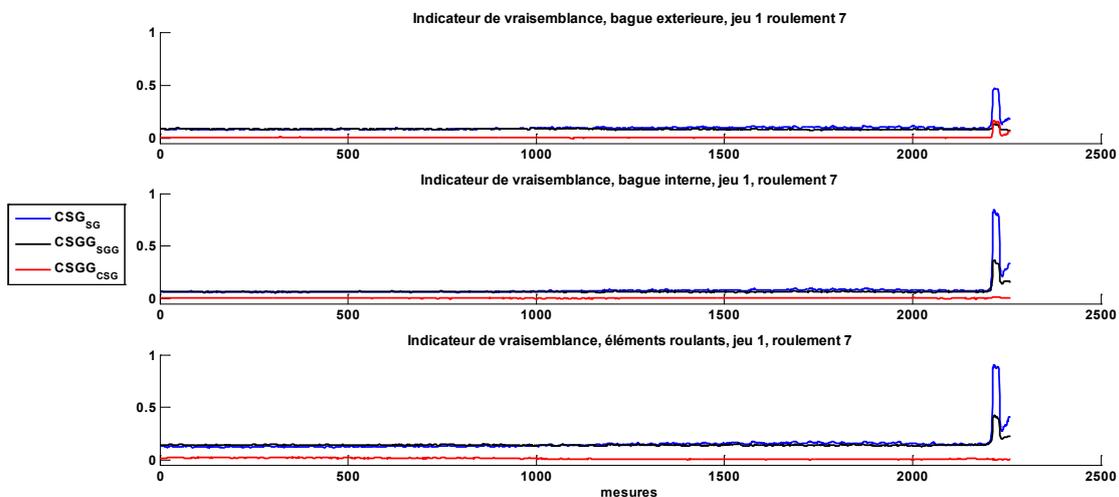


Figure 112 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieur, bague interne, éléments roulants ;
 CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien
 Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

Roulement b2_2

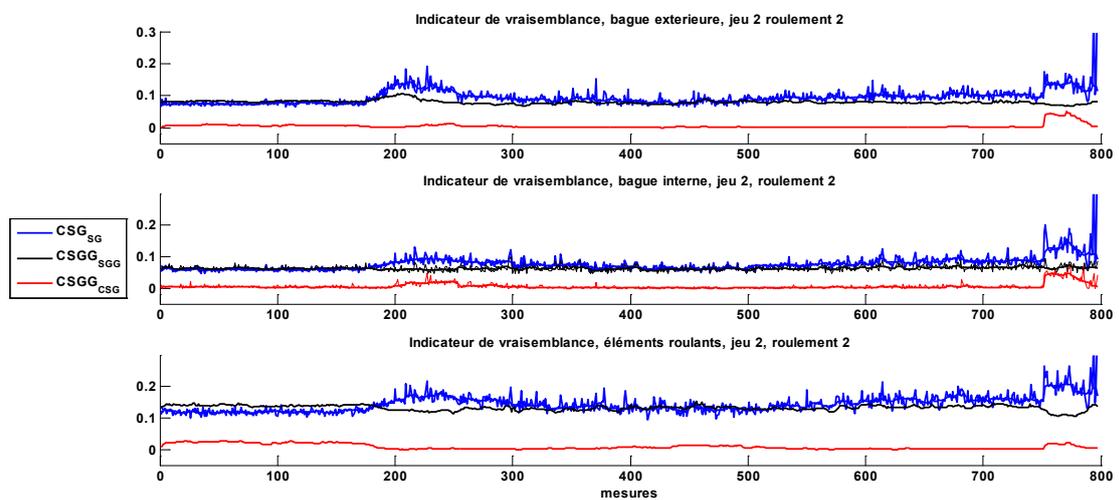


Figure 113 — Indicateur de maximum de vraisemblance de bague extérieur, bague interne, éléments roulants ;
 CSG_SG : Cyclostationnaire Gaussien vs Stationnaire Gaussien ; CSGG_SGG : Cyclostationnaire Gaussien
 Généralisé vs Stationnaire Gaussien Généralisé ; CSGG_CSG : Cyclostationnaire Gaussien Généralisé

IV.B.2.f. Bilan de pertinence de chaque indicateur

Comme pour les données IMS, certains indicateurs ne semblent pas appropriés dans le cadre du pronostic d'autres, en revanche, méritent un intérêt pour la suite :

- L'ApEn ne semble pas être pertinente pour une utilisation dans le pronostic comme pour l'IMS
- Le suivi des fréquences cycliques d'endommagement semble pouvoir être exploitable pour le pronostic.
- Parmi les indicateurs de régularité cyclique, la rugosité et l'entropie de Shannon sont les plus pertinentes confirmant ce qui a été vu dans les jeux de données de l'IMS.
- Les indicateurs de maximum de vraisemblance sont intéressants également, mais doivent avoir un temps d'acquisition plus long pour une meilleure précision.
- Les indicateurs mentionnés comme pertinents ci-dessus ont tous une tendance similaire pour un même roulement.

IV.B.3. Modèle phénoménologique

L'approche phénoménologique a été appliquée sur les données IMS et Pronostia. Les résultats ainsi que leur interprétation sont présentés ici. Dans cette démarche présentée au paragraphe IV.A.3.a, Nous avons d'abord calculé les dommages cumulés pour chaque fréquence d'endommagement (bague interne, bague externe, et éléments roulants]). Ensuite, tous ces dommages sont additionnés pour obtenir le dommage cumulé total. En effet, il est fréquent que l'apparition d'un endommagement entraîne dans sa dégradation l'apparition sur d'autre partie du roulement d'un autre endommagement. Le dommage cumulé total représente donc l'ensemble des dommages du roulement.

IV.B.3.a. Modèle phénoménologique appliqué aux bases de données

Données IMS Cincinnati

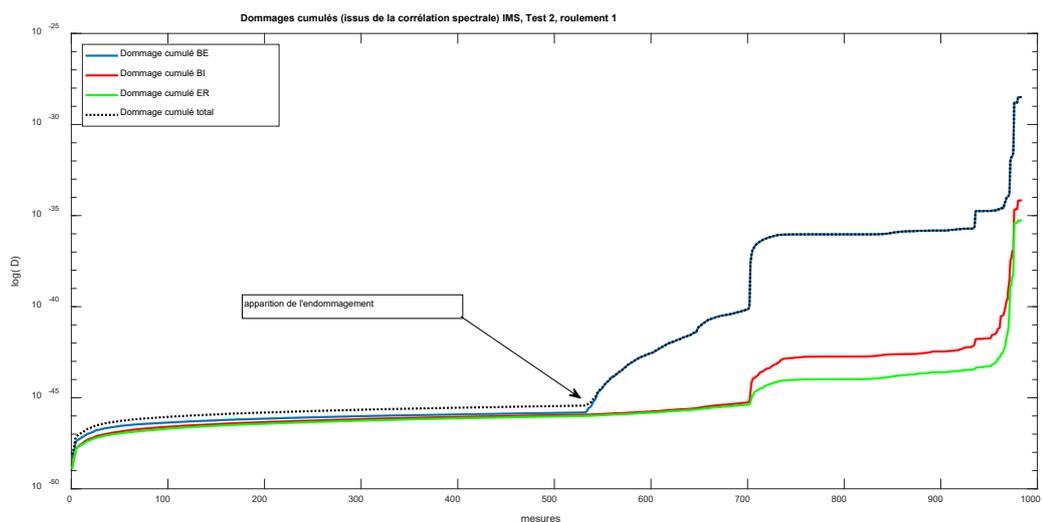


Figure 114 - Dommages cumulés, base de données IMS, test 2 roulement 1

Dans ce cas, on distingue aisément les trois types de dommage cumulé. L'endommagement de bague externe se détache nettement et confirme les analyses précédentes. Dans ce cas le point d'apparition de l'endommagement s'affiche comme un point de rupture et il est facilement identifiable.

Nous observons également que les valeurs des dommages sont très faibles. Le facteur C n'est ici pas calculé ($C=1$), ce facteur est lié au matériau mais inclut aussi des facteurs liés à la structure et au positionnement des accéléromètres.

Pronostia

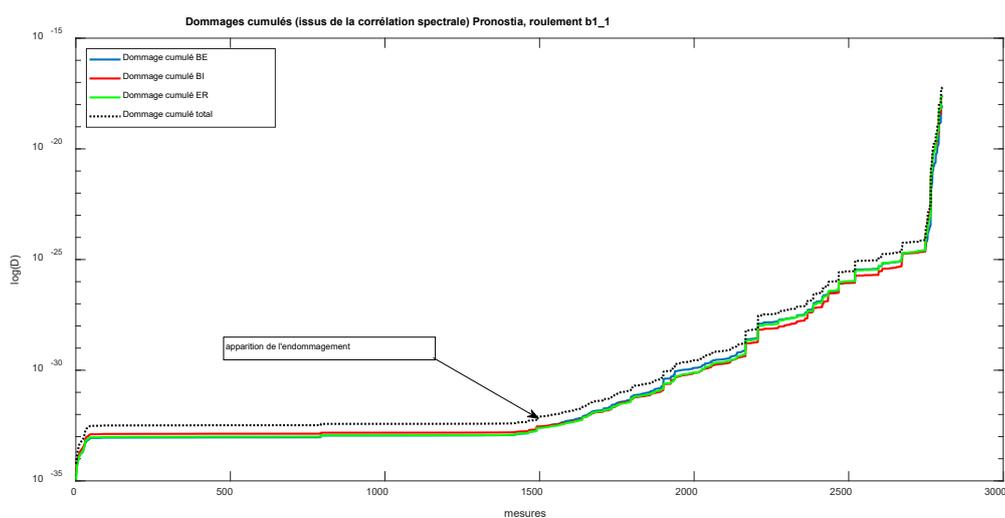


Figure 115 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b1_1

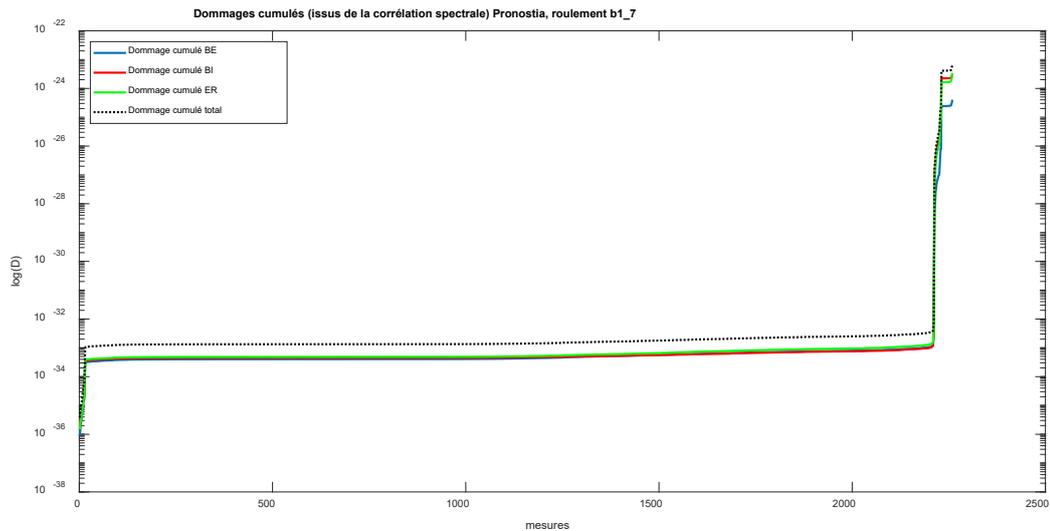


Figure 116 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b1_7

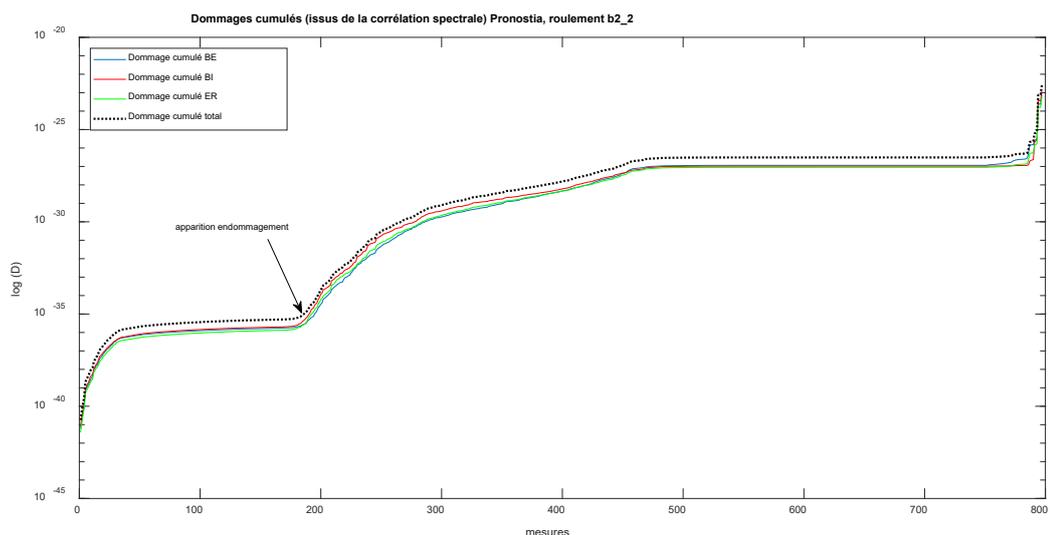


Figure 117 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b2_2

Les résultats issus des données de la plateforme Pronostia ne distinguent pas nettement les endommagements de bague interne, externe ou d'éléments roulants, contrairement au résultat de l'IMS. On est ici confronté encore une fois aux limites liées à la résolution fréquentielle imposée par la durée d'acquisition de 0,1 s. Ceci a été expliqué dans l'analyse de la base de données au Chapitre II.

On remarque que le moment d'apparition de l'endommagement est repérable et que dans les cas b1_1 et b2_2, on peut distinguer différentes étapes de l'endurance. Ainsi la Figure 118 montre les différentes étapes que l'on peut distinguer. On peut constater que dans les cas des roulements b1_1 et b1_7 il n'y a pas de phase de rodage de l'endommagement.

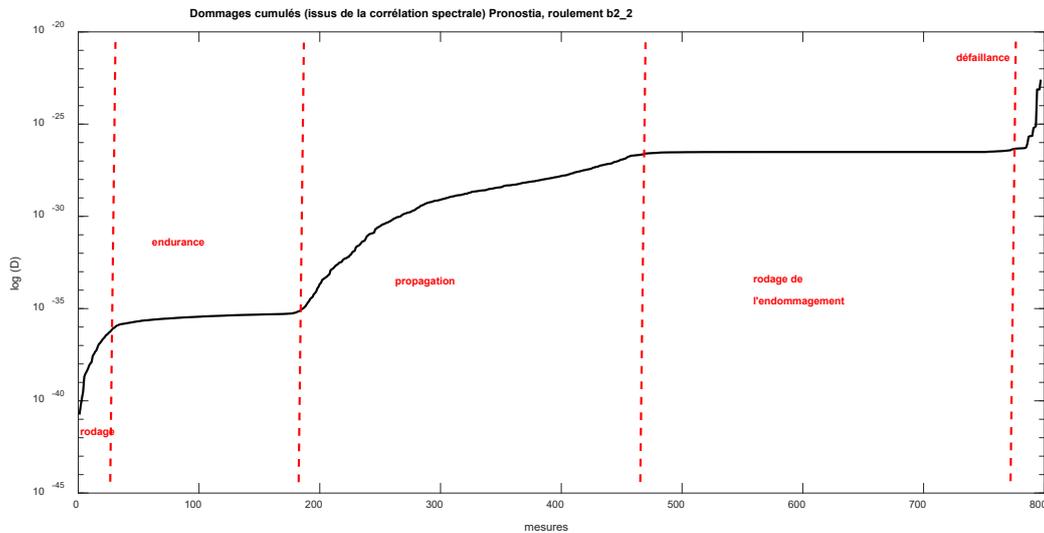


Figure 118 — Étapes de l'endurance de roulement

Il est également important de mettre en avant que pour les trois roulements issus de la Plateforme Pronostia la valeur de D en fin d'endurance est très différente : autour 10^{-17} pour b1_1, 10^{-23} pour b1_7 et 10^{-22} pour b2_2.

IV.B.3.b. Modèle phénoménologique modifié

Dans cette démarche, la formule originelle utilise la contrainte, l'effort appliqué à l'endommagement. Ici nous partons d'une valeur de la corrélation spectrale calculée à partir de vibration. La vibration captée par l'accéléromètre est impactée par le chemin de propagation de la vibration : des effets de structure sont inclus dans le calcul de D . Pour s'affranchir des effets de structure, nous avons testé deux méthodes :

- Méthode 1 : lors du calcul de la corrélation spectrale à chaque instant t , nous avons égalisé le diagramme $S_t(\alpha, f)$ par la moyenne. $\overline{S_{t=0 \rightarrow 50}}(\alpha, f)$
 $S_t(\alpha, f) / \overline{S_{t=0 \rightarrow 50}}(\alpha, f)$ Ainsi le diagramme est égalisé, et atténue les effets de structure pouvant impacter les vibrations au cours du temps. Le calcul du dommage cumulé suit ensuite le processus présenté précédemment.
- Méthode 2 : par une méthode de déconvolution aveugle (MED), nous avons estimé la fonction de transfert de la structure et convolué cette dernière avec le signal vibratoire. Nous calculons ensuite les corrélations spectrales pour chaque mesure et procédons au calcul des dommages cumulés comme précédemment.

IMS Cincinnati, méthode 1 et 2

Le résultat de la méthode 1 appliquée aux données de l'IMS Cincinnati est visible en Figure 119.

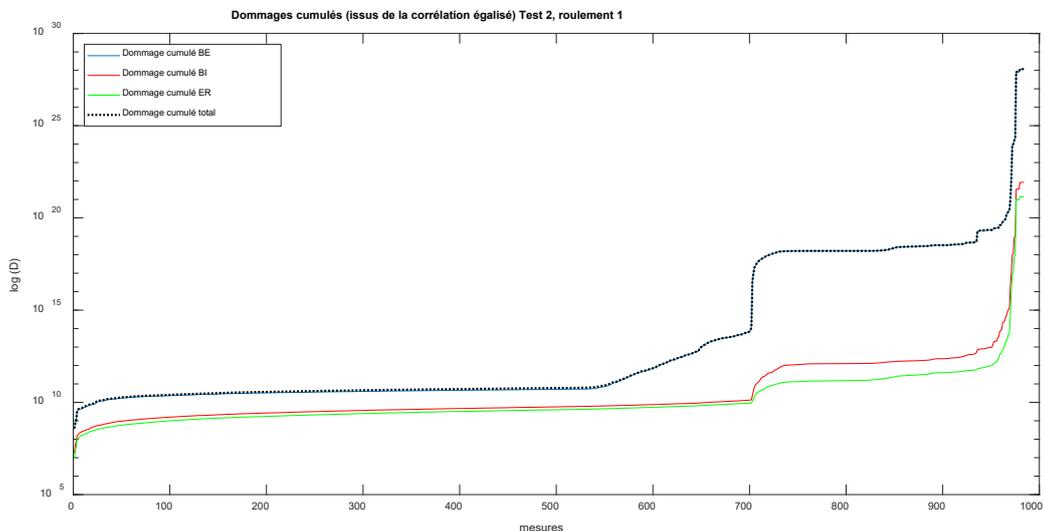


Figure 119 - Dommages cumulés, IMS test 2, roulement 1 ; méthode 1

La méthode 2, donne les résultats montrés en Figure 120. La Figure 121, montre la fonction de transfert de la structure

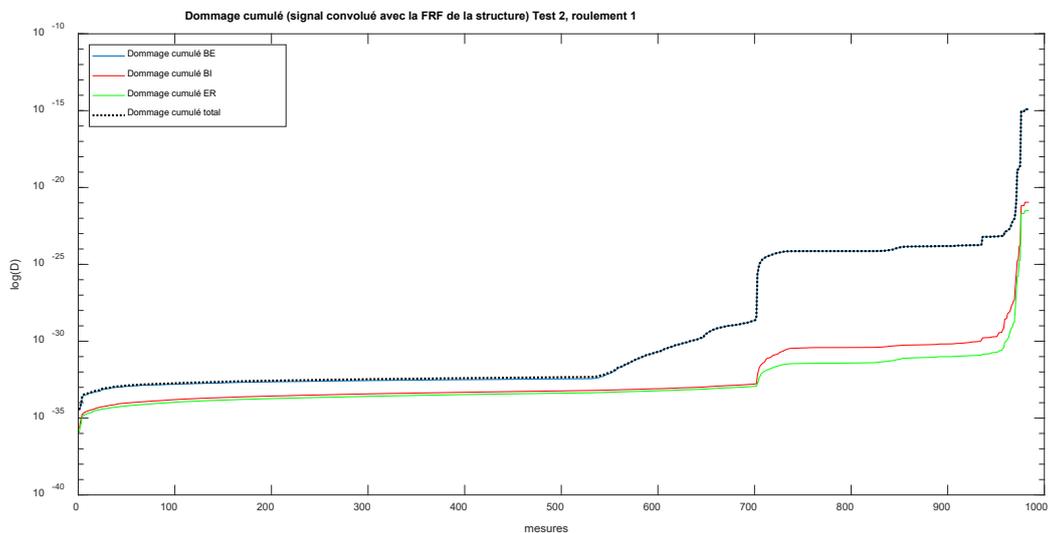


Figure 120 Dommages cumulés, IMS test 2 roulement 1 ; méthode 2

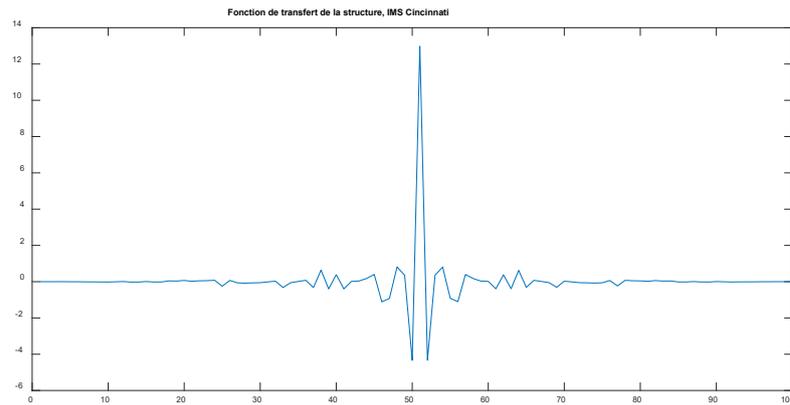


Figure 121 - Fonction de transfert, IMS Cincinnati. Utilisée dans la Figure 120

On remarque que le comportement de l'indicateur D est inchangé. Seul un facteur d'échelle est appliqué. La méthode 1 a contribué à faire énormément monter la valeur de D (jusqu'à 10^{30}). La méthode 2, fait passer l'indicateur d'un maximum à 10^{-28} à 10^{-15} .

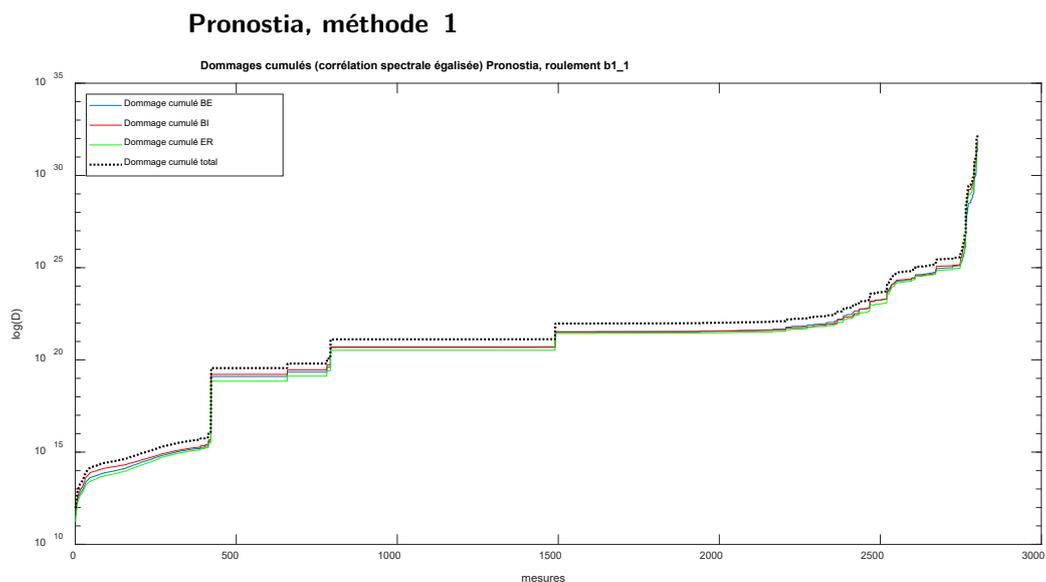


Figure 122 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b1_1, méthode 1

On remarque sur la Figure 122 que l'indicateur D du roulement b1_1 a un comportement différent de la Figure 115. L'atténuation de l'effet de la structure met ici en valeur plus d'étapes avant la défaillance.

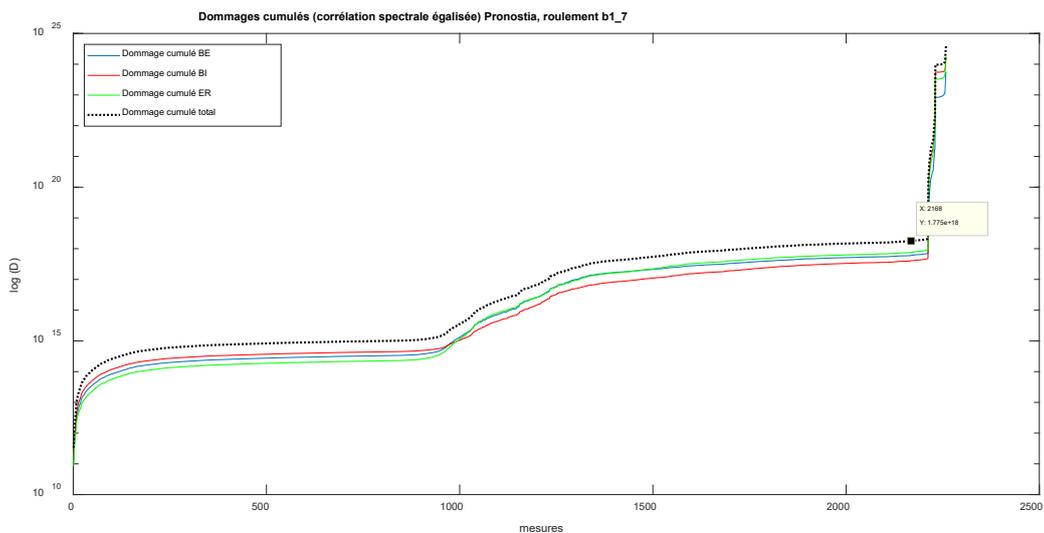


Figure 123 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b1_7, méthode 1

La tendance de D (Figure 123) a ici clairement changé en comparaison de la Figure 116. On distingue plus nettement les différentes phases de l'endurance. L'égalisation de la corrélation spectrale présente ici un intérêt.

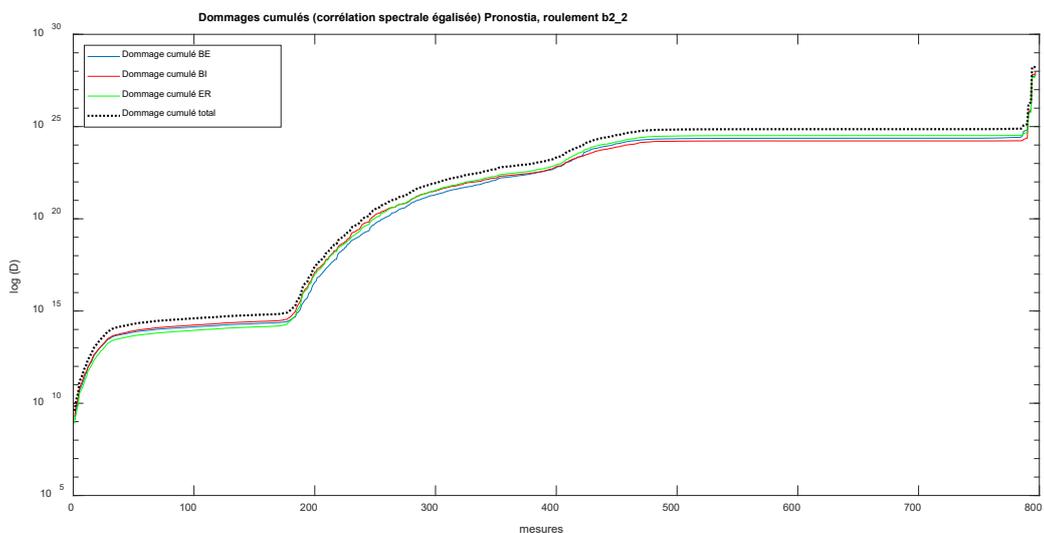


Figure 124 - Dommages cumulés, Pronostia, roulement b2_2, méthode 1

Le comportement de D (Figure 124) est le même en appliquant la méthode 1 ou sans l'appliquer. On observe ici un facteur d'échelle, comme dans tous les autres cas d'ailleurs.

De manière générale, la méthode 1 semble avoir un intérêt.

Pronostia, méthode 2

Avec la méthode 2, le roulement b1_1 (Figure 125) revient à un comportement sans traitement. Cependant, l'indicateur réagit beaucoup plus tardivement. On peut se poser la question de la pertinence de la méthode 2 dans ce cas-là.

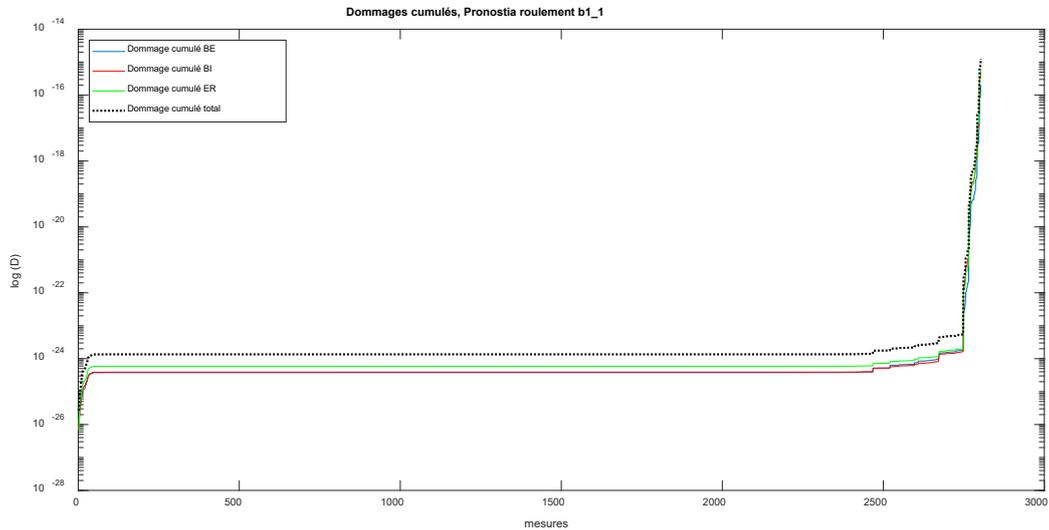


Figure 125 - Dommages cumulés, Pronostia roulement b1_1, méthode 2

Pour les roulements b1_7 et b2_2 (Figure 126 et Figure 127), les résultats sont proches de ceux obtenus avec la méthode 1. On distingue assez aisément plusieurs étapes. Cette méthode est intéressante et mérite d'être testée sur d'autres cas encore.

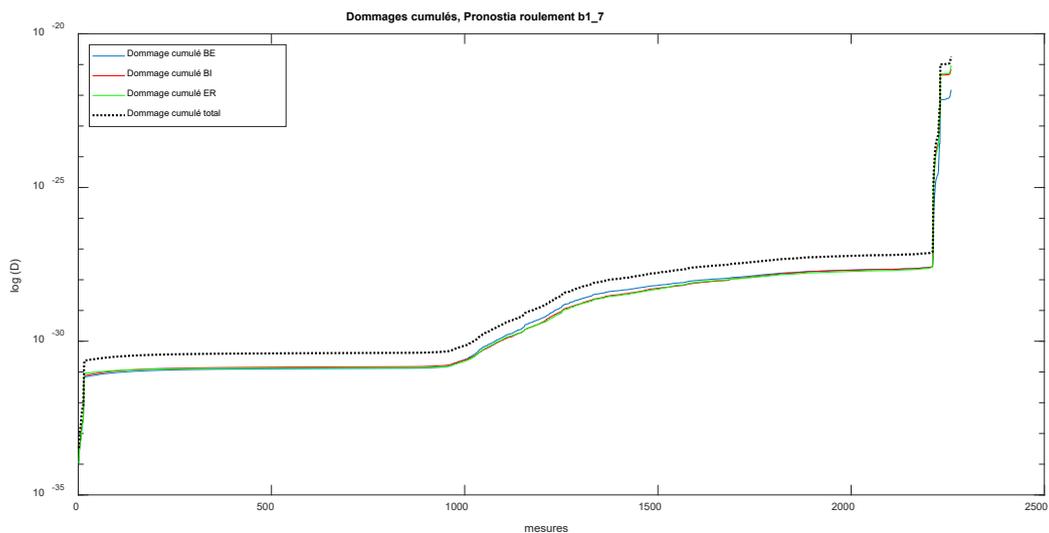


Figure 126 - Dommages cumulés, Pronostia roulement b1_7, méthode 2

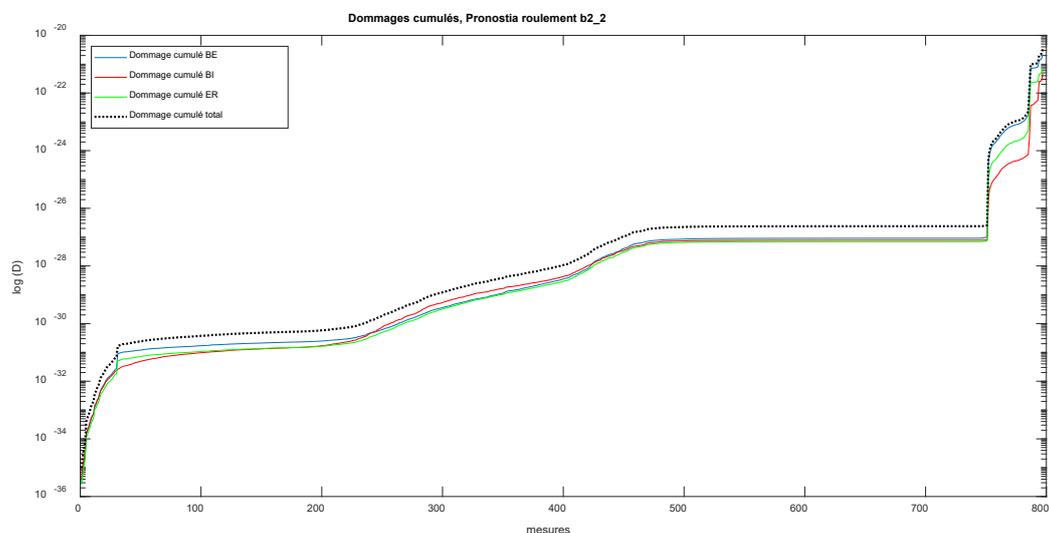


Figure 127 - Dommages cumulés, Pronostia roulement b2_2, méthode 2

IV.B.3.c. Conclusions

La méthode phénoménologique donne des résultats probants. Cette méthode mérite d'être approfondie. Cette approche met en évidence plusieurs étapes de l'endurance qu'il est important de pouvoir distinguer.

IV.C. Projections sur données Safran Aircraft Engines

Nous ne disposons que de très peu de données issues de moteurs en condition de banc ou de vol. Surtout, nous n'avons pas de données dites « d'endurance ». Nous ne disposons pas de suffisamment de données au cours du temps pour constater une évolution d'indicateurs. Les données sont des mesures courtes (quelques minutes) jugées ponctuelles par rapport à la durée de vie d'un roulement (plusieurs dizaines de milliers d'heures). Nous verrons, sur quelques signaux, comment réagissent les indicateurs sélectionnés précédemment.

Les seuls signaux issus d'une endurance dont nous disposons correspondent aux conditions décrites précédemment [37]. Cette endurance a duré 250h et nous disposons de signaux à 4 étapes de l'endurance : l'état sain (t_0 , roulement sain), le début de l'endurance (t_0+23h , roulement artificiellement endommagé sur un rouleau), 155h plus tard (t_0+155h) et la défaillance (t_0+250h). Les acquisitions sont donc espacées irrégulièrement. Quatre

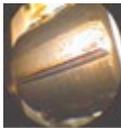
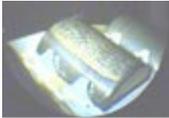
acquisitions pour une endurance de 250 h, cela semble peu pour faire un suivi, une estimation de tendance et donc un pronostic. Point particulier, les signaux ont été acquis lors de la phase d'arrêt du moteur.

IV.C.1. Application sur signaux SAFRAN

IV.C.1.a. Détails sur les données

L'endurance de 250h a été réalisée sur un moteur complet avec un endommagement artificiel sur un rouleau du palier 4 (Tableau 19). Le palier quatre a les deux bagues tournantes. Ainsi la fréquence théorique d'endommagement est $F_{BSF}=11.7x (N2-N1)$ avec $N2$ et $N1$ respectivement la vitesse de l'arbre haute pression et la vitesse de l'arbre basse pression. Les différents signaux ont une durée moyenne de 1 min 30 s échantillonnés à 50 kHz. L'endurance a été réalisée sur plusieurs jours avec plusieurs démarrages et arrêts afin d'inspecter visuellement le rouleau endommagé. Les signaux ont été acquis lors de la phase d'arrêt moteur, c'est-à-dire entre 60 % de la vitesse maximum du rotor HP et l'arrêt complet.

Tableau 19 — Évolution de l'endommagement au cours de l'endurance [37]

Time	Roller inspection
t_{0+23h}	
t_{0+155h}	
$0+255h$	

IV.C.1.b. Corrélation spectrale appliquée aux signaux Safran

Dans un premier temps la corrélation spectrale a été calculée pour chaque signal préalablement rééchantillonné par la vitesse de rotation ($N2-N1$).

A t0

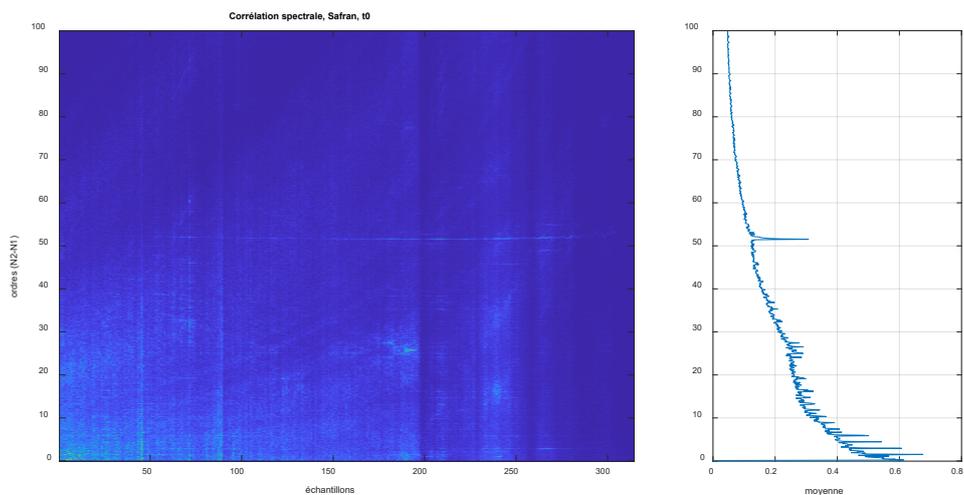


Figure 128 — Corrélation spectrale à t0, en phase d'arrêt moteur

A t0 (Figure 128) on observe surtout un pic à l'ordre 52 : il correspond approximativement à la fréquence engrènement du rotor HP avec l'arbre radial

A t0+23h

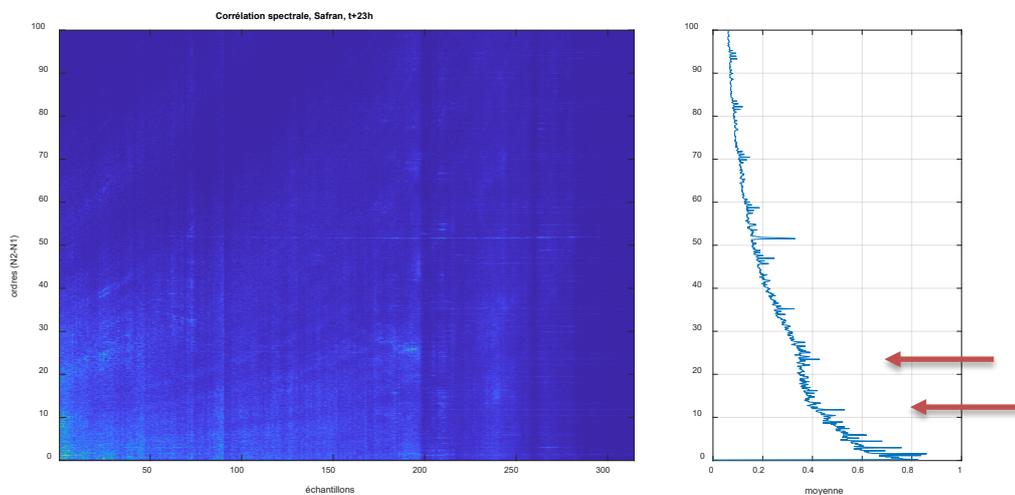


Figure 129 — Corrélation spectrale à t0+23h, en phase d'arrêt moteur

A t0+23h (Figure 129), on observe à l'ordre 11,7 (BSF) un pic correspondant à l'endommagement ainsi que pour les harmoniques supérieures.

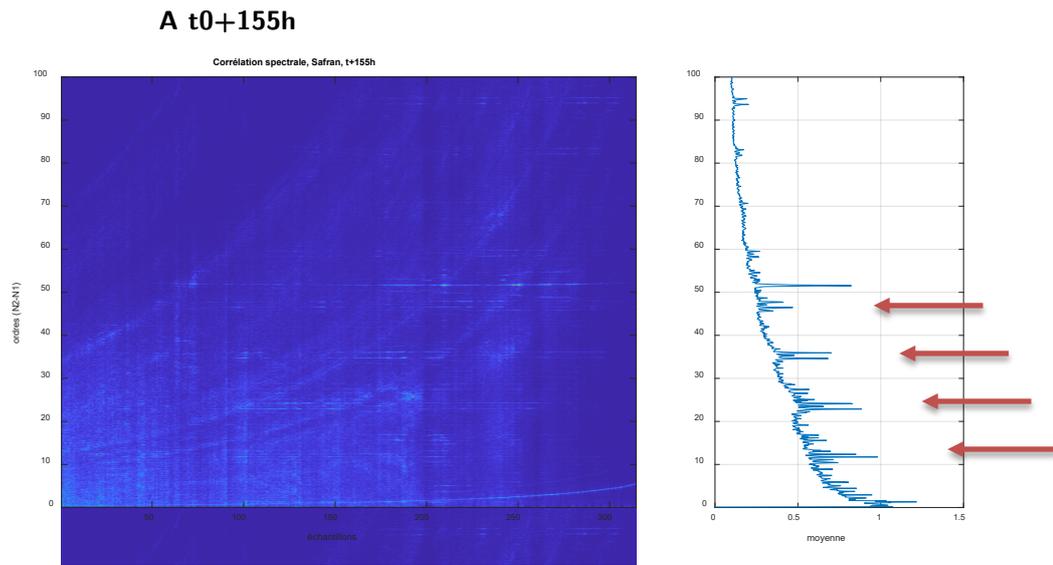


Figure 130 — Corrélation spectrale à t0+155h, en phase d'arrêt moteur

À t0+155h, on distingue nettement l'ordre 11,7 (BSF) et des harmoniques. On observe également des raies latérales autour des harmoniques d'endommagement (Figure 130).

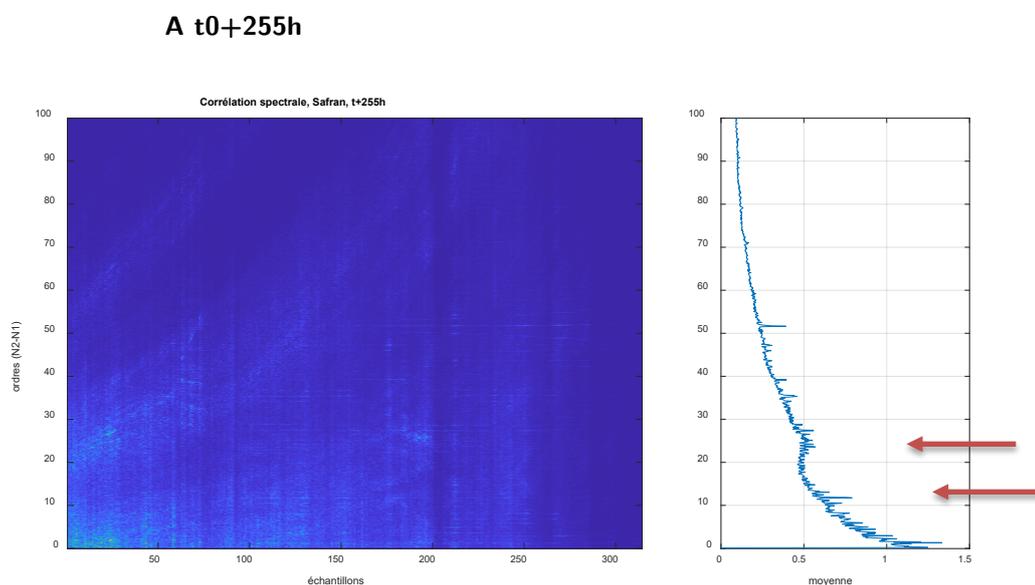


Figure 131 — spectrale à t0+255h, en phase d'arrêt moteur

Étonnamment, à t0+255h les harmoniques d'endommagement des éléments roulant sont moins visibles qu'à t0+155h. On les distingue tout de même ainsi que les raies latérales

(Figure 131). On peut expliquer ce résultat par le fait que l'endommagement ne soit plus aussi impulsif que durant l'endurance car il est "étalé".

La corrélation spectrale est donc utilisable sur les signaux Safran Aircraft Engine. C'est un résultat important pour pouvoir ensuite appliquer la méthode phénoménologique.

IV.C.1.c. Approche phénoménologique

La méthode phénoménologique vue au paragraphe IV.A.3.a a été utilisée sur les signaux de Safran

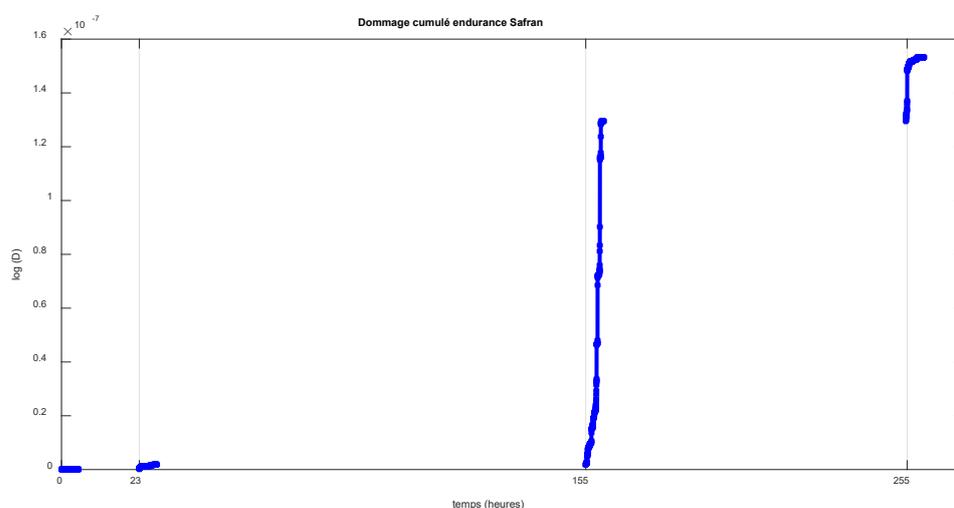


Figure 132 - Dommages cumulés total de l'endurance Safran à partir des signaux acquis en phase arrêt moteur

Tout d'abord, on remarque que l'écart entre les acquisitions est préjudiciable à un suivi pertinent de cet indicateur. La pertinence de cet indicateur est ici limitée puisqu'on ne comptabilise que 6 min de dommages cumulés sur 255 h d'endurance : c'est-à-dire 0,04 % de l'endurance.

IV.C.2. Comment rendre applicable au domaine aéronautique

IV.C.2.a. La nécessité d'avoir des essais de fatigue en condition opérationnelle

On a pu l'observer précédemment, il est nécessaire d'avoir une acquisition régulière et continue. Les signaux acquis doivent couvrir un maximum la durée de fonctionnement du moteur.

Les différentes analyses proposées dans ces travaux ont été réalisées avec des roulements de qualité standard. Les roulements aéronautiques conçus chez Safran Aircraft Engines ont une durée de vie théorique infinie. Dans le cadre du modèle phénoménologique proposé, la constante « C » est propre au matériau, et même aux conditions opérationnelles. Il est donc nécessaire de réaliser des essais d'endurance avec les roulements Safran pour pouvoir calculer une première valeur de C, quitte à l'affiner par plusieurs essais.

Pour pouvoir tester les autres indicateurs (maximum de vraisemblance, rugosité et régularité cyclique) une acquisition continue (ou régulière comme dans les durées des bases de données vue au Chapitre II) est également nécessaire. Cela signifierait que pour faire du pronostic Safran Aircraft Engines devrait modifier son protocole d'acquisition de signaux vibratoire afin que celui-ci soit régulier et plus représentatif de la durée de fonctionnement du moteur. Dans un premier temps, il serait intéressant d'ajuster un modèle réaliser à partir d'un banc partiel à partir d'un essai moteur complet.

IV.C.3. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté différents indicateurs issus de technique de traitement du signal particulièrement à partir de la corrélation et la cohérence spectrale : la régularité cyclique, la rugosité cyclique, le ratio de maximum de vraisemblance et le modèle phénoménologique. Tous ces indicateurs ont été testés sur les bases de données présentées précédemment. Plusieurs de ces indicateurs ont donné satisfaction : la régularité cyclique, l'indicateur de maximum de vraisemblance, le modèle phénoménologique. L'indicateur issu du modèle phénoménologique est le plus intéressant puisqu'il s'appuie sur une logique physique. Nous l'avons testé sur les signaux issus des bases de données puis sur des données provenant d'une endurance d'un moteur Safran.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'ensemble des travaux présente plusieurs méthodes et indicateurs pour passer d'une maintenance préventive vers une maintenance prédictive pour les roulements de moteurs d'avion uniquement basée sur l'étude des vibrations. C'est un enjeu majeur dans le contexte aéronautique tant les roulements sont des composants essentiels au bon fonctionnement de ce même moteur. L'ensemble des travaux s'intéresse ici à l'évolution de la signature vibratoire d'un endommagement une fois que celui-ci a été détecté et qu'il se propage. Il est apparu que l'évolution des signatures vibratoires est complexe : il est difficile de faire un lien direct entre les vibrations et la physique d'endommagement ou de propagation. Les travaux ont cherché à mettre en avant plusieurs indicateurs s'appuyant sur différentes techniques de traitement du signal avancées dont l'évolution au cours du temps (et de la propagation de l'endommagement) semble pertinente à suivre et à interpréter.

Dans le premier chapitre nous avons rappelé les différentes techniques de traitement du signal utilisées dans la surveillance vibratoire de machines tournantes et particulièrement des roulements. De même nous avons présenté les méthodes utilisées chez Safran Aircraft Engines et la particularité du contexte aéronautique pour la surveillance des roulements. Ainsi, la plupart des méthodes communément utilisées en surveillance vibratoires se trouvent être inutilisables dans ce contexte. Un tour d'horizon de méthodes de pronostic est également proposé afin d'évaluer quelle approche serait la plus judicieuse dans le cadre proposé par Safran Aircraft Engines.

Dans le Chapitre II, un tour d'horizon des nombreuses bases de données vibratoires de roulement est proposé. Deux bases, les plus pertinentes pour le pronostic, sont retenues et étudiées en profondeur avec différentes techniques de traitement du signal avancées.

Le troisième chapitre présente la démarche de conception d'un banc d'essai d'endurance de roulement. En effet les bases de données étudiées au Chapitre II présentent des limites (en vitesse, chargement, acquisition etc.) et il nous est apparu important de combler à travers notre banc d'essai. Bien que ce banc n'ait pu être opérationnel durant la thèse, sa conception a fait partie prenante de celle-ci. De plus, les données qui en sortiront

à l'avenir seront exploitées par Safran Aircraft Engines à partir des propositions faites dans nos travaux.

Le dernier chapitre présente nos indicateurs issus de techniques de traitement du signal avancées mais également une méthode phénoménologique à partir des lois de Miner et Paris et de la corrélation spectrale. Ces indicateurs novateurs ont été testés sur les bases de données présentées en Chapitre II afin d'avoir des premières estimations de leur comportement. En toute fin sur un cas original d'endurance d'un moteur Safran Aircraft Engines nous avons testé la méthode phénoménologique.

Les résultats obtenus dans ces travaux sont encourageants et méritent de pouvoir être validés dans un premier temps sur les signaux issus du banc dès que celui-ci sera opérationnel. Il apparaît également qu'il sera nécessaire de passer par des durées de roulement aéronautique dans des conditions opérationnelles (ou le plus proche possible de celle-ci) afin d'étalonner et calibrer les méthodes proposées.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] M. Abdel-Sayed, D. Duclos, G. Faÿ, J. Lacaille, and M. Mougeot, "Anomaly detection on spectrograms using data- driven and fixed dictionary representations," in *ESANN*, 2016, pp. 3–8.
- [2] M. Abdel-Sayed, D. Duclos, G. Faÿ, J. Lacaille, and M. Mougeot, "Dictionary comparison for anomaly detection on aircraft engine spectrograms," in *Lecture Notes in Computer Science (including subseries Lecture Notes in Artificial Intelligence and Lecture Notes in Bioinformatics)*, 2016, vol. 9729, pp. 362–376.
- [3] M. S. Darlow and R. H. Badgley, "Early Detection of Defects in Rolling-Element Bearings." SAE International , 1975.
- [4] P. D. McFadden and J. D. Smith, "Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing," *J. Sound Vib.*, vol. 96, no. 1, pp. 69–82, 1984.
- [5] P. D. McFadden and J. D. Smith, "The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing," *J. Sound Vib.*, vol. 98, no. 2, pp. 263–273, 1985.
- [6] R. B. Randall and J. Antoni, "Rolling element bearing diagnostics—A tutorial," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 25, no. 2, pp. 485–520, Feb. 2011.
- [7] SKF North West Branch, "Bearing failures and their causes."
- [8] D. HO and R. B. RANDALL, "OPTIMISATION OF BEARING DIAGNOSTIC TECHNIQUES USING SIMULATED AND ACTUAL BEARING FAULT SIGNALS," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 14, no. 5, pp. 763–788, 2000.
- [9] P. D. McFadden and M. M. Toozhy, "Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 14, no. 6, pp. 891–906, 2000.
- [10] J. Antoni, "Cyclostationarity by examples," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 23, no. 4, pp. 987–1036, 2009.
- [11] J. Antoni, "Apports de la cyclostationnarité à l'analyse des signaux mécaniques," *Mécanique Ind.*, vol. 11, no. 1, pp. 57–68, 2010.
- [12] H. Endo and R. B. Randall, "Enhancement of autoregressive model based gear tooth fault detection technique by the use of minimum entropy deconvolution filter," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 21, no. 2, pp. 906–919, 2007.
- [13] N. Tandon and B. C. Nakra, "Comparison of vibration and acoustic measurement techniques for the condition monitoring of rolling element bearings," *Tribol. Int.*, vol. 25, no. 3, pp. 205–212, 1992.
- [14] N. Tandon and B. C. Nakra, "Detection of defects in rolling element bearings by vibration monitoring," *Indian J. Mech. Eng. Div.*, vol. 73, pp. 271–282, 1993.
- [15] T. Miyachi and K. Seki, "An Investigation of the Early Detection of Defects in Ball Bearings Using Vibration Monitoring, Practical Limit of Detectability and Growth Speed of Defects," in

-
- Proceedings of the International Conference of Rotordynamics*, 1986, pp. 403–408.
- [16] W. Wang, “A model to predict the residual life of rolling element bearings given monitored condition information to date,” *IMA J. Manag. Math.*, vol. 13, no. 1, pp. 3–16, 2002.
- [17] D. Dyer and R. M. Stewart, “Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis,” *J. Mech. Des.*, vol. 100, no. 2, pp. 229–235, 1978.
- [18] R. B. W. Heng and M. J. M. Nor, “Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition,” *Appl. Acoust.*, vol. 53, no. 1–3, pp. 211–226, 1998.
- [19] J. Antoni and R. B. Randall, “The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 20, no. 2, pp. 308–331, Feb. 2006.
- [20] J. Antoni, “The spectral kurtosis: A useful tool for characterising non-stationary signals,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 20, no. 2, pp. 282–307, 2006.
- [21] S. Sassi, B. Badri, and M. Thomas, “TALAF and THIKAT as innovative time domain indicators for tracking BALL bearings,” *Proc. 14th Semin. Mach. Vib.*, vol. 2, no. 1, pp. 24–27, 2006.
- [22] N. Tandon and a Choudhury, “A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings,” *Tribol. Int.*, vol. 32, no. 8, pp. 469–480, 1999.
- [23] D. H. Johnson, “The application of spectral estimation methods to bearing estimation problems,” *Proc. IEEE*, vol. 70, no. 9, pp. 1018–1028, 1982.
- [24] J. I. Taylor, “Identification of bearing defects by spectral analysis,” *J. Mech. Des.*, vol. 102, no. 2, pp. 199–204, 1980.
- [25] J. W. Cooley and J. W. Tukey, “An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series,” *Math. Comput.*, vol. 19, no. 90, pp. 297–301, 1965.
- [26] P. Borghesani, R. Ricci, S. Chatterton, and P. Pennacchi, “A new procedure for using envelope analysis for rolling element bearing diagnostics in variable operating conditions,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 38, no. 1, pp. 23–35, 2013.
- [27] P. W. Tse, Y. H. Peng, and R. Yam, “Wavelet Analysis and Envelope Detection For Rolling Element Bearing Fault Diagnosis—Their Effectiveness and Flexibilities,” *J. Vib. Acoust.*, vol. 123, no. 3, p. 303, 2001.
- [28] W. Wang, N. Sawalhi, and A. Becker, “Size Estimation for Naturally Occurring Bearing Faults Using Synchronous Averaging of Vibration Signals,” *J. Vib. Acoust.*, vol. 138, no. 5, p. 51015, 2016.
- [29] F. Bonnardot, R. B. Randall, and J. Antoni, “Enhanced unsupervised noise cancellation using angular resampling for planetary bearing fault diagnosis,” *Int. J. Acoust. Vib.*, vol. 9, no. 2, pp. 51–60, 2004.
- [30] G. Dong and J. Chen, “Noise resistant time frequency analysis and application in fault diagnosis of rolling element bearings,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 33, pp. 212–236, 2012.
- [31] B. Yazici and G. B. Kliman, “An adaptive statistical time-frequency method for detection of broken bars and bearing faults in motors using stator current,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 35, no. 2, pp. 442–452, 1999.
- [32] J. Antoni and M. Sidahmed, “Contrôle et diagnostic à partir des signaux acoustiques et vibratoires,” *Acoust. Tech.*, vol. 38, pp. 9–15, 2004.
- [33] R. B. Randall and N. Sawalhi, “A new method for separating discrete components from a signal,” *Sound Vib.*, vol. 45, no. 5, p. 6, 2011.
- [34] J. Antoni, “Cyclostationarity by examples,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 23, no. 4, pp. 987–1036, May 2009.
- [35] J. Antoni, “Cyclic spectral analysis in practice,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 21, no. 2, pp. 597–630, Feb. 2007.
- [36] J. Antoni, G. Xin, and N. Hamzaoui, “Fast computation of the spectral correlation,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 92, pp. 248–277, 2017.
- [37] W. Gousseau and J. Griffaton, “Vibration signature evolution of an aircraft engine rotating at

- low speed with a damaged bearing,” in *Surveillance 8, International Conference*, 2015, pp. 1–6.
- [38] C. P. Griffaton, F. Application, and P. Data, “Method for detecting damage in at least one engine roller bearing,” US 2012/0272736 A1, 2013.
- [39] ISO 13381-1; “Condition monitoring and diagnostics of machines prognostics Part1 : General guidelines,” 2004.
- [40] J. K. Kimotho, C. Sondermann-Woelke, T. Meyer, and W. Sextro, “Machinery prognostic method based on multi-class support vector machines and hybrid differential evolution - Particle swarm optimization,” *Chem. Eng. Trans.*, vol. 33, pp. 619–624, 2013.
- [41] P. Cochetoux and P. C. Contribution, “Contribution ` a la maintenance proactive par la formalisation du processus de pronostic des performances de syst `emes industriels To cite this version : Thèse Docte eur de l’ Univers ité Hen ri Poinc aré , Na ncy I en Automatiq,” 2010.
- [42] Y. Lei, N. Li, L. Guo, N. Li, T. Yan, and J. Lin, “Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to RUL prediction,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 104, pp. 799–834, 2018.
- [43] G. J. Vachtsevanos, F. Lewis, A. Hess, and B. Wu, *Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems*. Wiley Online Library, 2006.
- [44] X. S. Si, W. Wang, C. H. Hu, and D. H. Zhou, “Remaining useful life estimation - A review on the statistical data driven approaches,” *Eur. J. Oper. Res.*, vol. 213, no. 1, pp. 1–14, 2011.
- [45] Z. S. Yea and M. Xie, “Stochastic modelling and analysis of degradation for highly reliable products,” *Appl. Stoch. Model. Bus. Ind.*, vol. 31, no. 1, pp. 16–32, 2015.
- [46] J. Z. Sikorska, M. Hodkiewicz, and L. Ma, “Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by industry,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 25, no. 5, pp. 1803–1836, 2011.
- [47] Y. Qian, R. Yan, and S. Hu, “Bearing degradation evaluation using recurrence quantification analysis and Kalman filter,” *IEEE Trans. Instrum. Meas.*, vol. 63, no. 11, pp. 2599–2610, 2014.
- [48] K. a. Doksum and a. Hoyland, “Models for Variable-Stress Accelerated Life Testing Experiments Based on Wiener Processes and the Inverse Gaussian Distribution,” *Theory Probab. Its Appl.*, vol. 37, no. 1, pp. 137–139, 1993.
- [49] C. Park and W. J. Padgett, “Stochastic degradation models with several accelerating variables,” *IEEE Trans. Reliab.*, vol. 55, no. 2, pp. 379–390, 2006.
- [50] C. Park and W. J. Padgett, “Accelerated degradation models for failure based on geometric Brownian motion and gamma processes,” *Lifetime Data Anal.*, vol. 11, no. 4, pp. 511–527, 2005.
- [51] J. M. van Noortwijk, “A survey of the application of gamma processes in maintenance,” *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 94, no. 1, pp. 2–21, 2009.
- [52] X. Wang and D. Xu, “An Inverse Gaussian Process Model for Degradation Data,” *Technometrics*, vol. 52, no. 2, pp. 188–197, 2010.
- [53] Z. Ye, L. Chen, L. C. Tang, and M. Xie, “Accelerated Degradation Test Planning Using the Inverse Gaussian Process,” *IEEE Trans. Reliab.*, vol. 63, no. 3, pp. 750–763, 2014.
- [54] Z. Ye and N. Chen, “The inverse Gaussian process as a degradation model,” *Technometrics*, vol. 56, no. August, pp. 1–28, 2013.
- [55] J. Kharoufeh, “Explicit results for wear processes in a Markovian environment,” *Oper. Res. Lett.*, vol. 31, no. 3, pp. 237–244, 2003.
- [56] N. Z. Gebraeel and M. A. Lawley, “A neural network degradation model for computing and updating residual life distributions,” *IEEE Trans. Autom. Sci. Eng.*, vol. 5, no. 1, pp. 154–163, 2008.
- [57] Z. Tian, L. Wong, and N. Safaei, “A neural network approach for remaining useful life prediction utilizing both failure and suspension histories,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 24, no. 5, pp. 1542–1555, 2010.
- [58] S. Dong and T. Luo, “Bearing degradation process prediction based on the PCA and optimized LS-SVM model,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 46, no. 9, pp. 3143–3152, 2013.
- [59] G. Niu and B. S. Yang, “Intelligent condition monitoring and prognostics system based on data-

- fusion strategy," *Expert Syst. Appl.*, vol. 37, no. 12, pp. 8831–8840, 2010.
- [60] S. Marble and B. P. B. P. Morton, "Predicting the Remaining Life of Propulsion System Bearings," *2006 IEEE Aerosp. Conf.*, pp. 1–8, 2006.
- [61] M. N. Kotzalas and T. A. Harris, "Fatigue Failure Progression in Ball Bearings," *J. Tribol.*, vol. 123, no. 2, pp. 238–242, 2001.
- [62] R. Gouriveau, "Contribution à l'optimisation des processus de prediction et de classification pour le Prognostics and Health Management," 2016.
- [63] L. Guo, N. Li, F. Jia, Y. Lei, and J. Lin, "A recurrent neural network based health indicator for remaining useful life prediction of bearings," *Neurocomputing*, vol. 240, pp. 98–109, 2017.
- [64] A. K. Mahamad, S. Saon, and T. Hiyama, "Predicting remaining useful life of rotating machinery based artificial neural network," in *Computers and Mathematics with Applications*, 2010, vol. 60, no. 4, pp. 1078–1087.
- [65] D. D. Doan, "Prognosis of Bearing Failures Using Hidden Markov Models and the Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System Prognosis of Bearing Failures using Hidden Markov Models and the Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System," no. January, 2013.
- [66] Y. Peng and M. Dong, "A prognosis method using age-dependent hidden semi-Markov model for equipment health prediction," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 25, no. 1, pp. 237–252, 2011.
- [67] W. Wang, N. Sawalhi, and A. Becker, "Estimating Bearing Fault Size using Vibration Analysis," no. August, 2014.
- [68] N. Sawalhi and T. Pham, "Quantifying Bearing Fault Severity Using Time," no. July, pp. 12–16, 2015.
- [69] N. Sawalhi and R. B. Randall, "Simulation of the vibration generated by entry and exit to / from a spall in a rolling element bearing," *Int. Congr. Acoust. ICA 2010*, no. August, pp. 1–7, 2010.
- [70] G. Kogan, J. Bortman, and R. Klein, "Estimation of the spall size in a rolling element bearing," *Insight Non-Destructive Test. Cond. Monit.*, vol. 57, no. 8, pp. 448–451, 2015.
- [71] G. Prakash, S. Narasimhan, and M. D. Pandey, "A Probabilistic Approach to Remaining useful Life Prediction of Rolling Element Bearings," pp. 1–30, 2017.
- [72] "Case Western Reserve University Bearing Data Center Website." [Online]. Available: <https://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/pages/download-data-file>.
- [73] W. A. Smith and R. B. Randall, "Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: A benchmark study," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 64–65, pp. 100–131, 2015.
- [74] E. Bechhoefer, B. Van Hecke, and D. He, "Processing for Improved Spectral Analysis," *Annu. Conf. Progn. Heal. Manag. Soc.*, pp. 1–6, 2013.
- [75] C. Lessmeier, J. K. Kimotho, D. Zimmer, and W. Sestro, "Condition Monitoring of Bearing Damage in Electromechanical Drive Systems by Using Motor Current Signals of Electric Motors: A Benchmark Data Set for Data-Driven classification," *Eur. Conf. Progn. Heal. Manag. Soc. 2016*, no. July, p. 17, 2016.
- [76] H. Qiu, J. Lee, J. Lin, and G. Yu, "Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics," *J. Sound Vib.*, vol. 289, no. 4–5, pp. 1066–1090, 2006.
- [77] P. Nectoux, R. Gouriveau, K. Medjaher, E. Ramasso, B. Chebel-Morello, N. Zerhouni, and C. Varnier, "PRONOSTIA : An experimental platform for bearings accelerated degradation tests," *IEEE Int. Conf. Progn. Heal. Manag. PHM'12*, pp. 1–8, 2012.
- [78] W. Gousseau, J. Antoni, F. Girardin, and J. Griffaton, "Analysis of the Rolling Element Bearing data set of the Center for Intelligent Maintenance Systems of the University of Cincinnati," *C. Mfpt*, 2016.
- [79] A. Soualhi, H. Razik, G. Clerc, and D. D. Doan, "Prognosis of bearing failures using hidden Markov models and the adaptive neuro-fuzzy inference system," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 61, no. 6, pp. 2864–2874, 2014.
- [80] J. Ben Ali, B. Chebel-Morello, L. Saidi, S. Malinowski, and F. Fnaiech, "Accurate bearing

-
- remaining useful life prediction based on Weibull distribution and artificial neural network,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 56–57, pp. 150–172, 2015.
- [81] J. Ben Ali and B. Chebel-morello, “A new enhanced feature extraction strategy for bearing Remaining Useful Life estimation Remaining Useful Life Estimation,” no. April, 2015.
- [82] L. Guo, H. Gao, J. Li, H. Huang, and X. Zhang, “Machinery vibration signal denoising based on learned dictionary and sparse representation,” vol. 12124.
- [83] M. Mortada, S. Yacout, and A. Lakis, “Diagnosis of rotor bearings using logical analysis of data Diagnosis of rotor bearings using logical analysis of data,” no. April 2016, 2011.
- [84] “IMS bearings dataset,” 2014. [Online]. Available: <http://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/pcoe/prognostic-data-repository/>.
- [85] “Readme document for IMS Bearing Data,” 2014.
- [86] F. Camci, K. Medjaher, N. Zerhouni, and P. Nectoux, “Feature evaluation for effective bearing prognostics,” *Qual. Reliab. Eng. Int.*, vol. 29, no. 4, pp. 477–486, 2013.
- [87] F. Sun, J. Liu, X. Li, and H. Liao, “Reliability Analysis with Multiple Dependent Features from a Vibration-Based Accelerated Degradation Test,” *Shock Vib.*, vol. 2016, no. Cv, 2016.
- [88] N. Li, Y. Lei, J. Lin, and S. X. Ding, “An improved exponential model for predicting remaining useful life of rolling element bearings,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 62, no. 12, pp. 7762–7773, 2015.
- [89] B. Chouri, F. Monteiro, M. Tabaa, A. Dandache, G. KOMARASAMY, A. WAHI, S. LEELA, S. S. DASH, C. EDGAR, and J. RUIZ, “Residual useful life estimation based on stable distribution feature extraction and SVM classifier,” *J. Theor. Appl. Inf. Technol.*, vol. 55, no. 3, pp. 299–306, 2013.
- [90] J.-L. Fanchon, *Guide des sciences et technologies industrielles*. Nathan, 2013.
- [91] R. Yan and R. X. Gao, “Approximate Entropy as a diagnostic tool for machine health monitoring,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 21, no. 2, pp. 824–839, 2007.

ANNEXE A

KITS MESURE ET ACQUISITION (NOTE INTERNE SAFRAN AIRCRAFT ENGINES)

DATE 15/04/2015

ÉMETTEUR / FROM

DESTINATAIRE / TO

XXX

WILLIAM GOUSSEAU

REFERENCE

COPIES

Cahier des charges banc fatigue roulement pour XXX
pronostic vibratoire

OBJET / SUBJECT: **KITS MESURE ET ACQUISITION**

Context:

Dans le cadre de la thèse de W. Gousseau, il est prévu de concevoir un banc de fatigue de roulements pour travailler sur le pronostic vibratoire. En interne à Snecma des campagnes d'essais roulements sont prévues et pourrait permettre d'apporter une base de données significative en y ajoutant de l'instrumentation adéquate. Cette note récapitule les besoins spécifiques dans le cadre de la constitution d'une base de données pour le développement d'un algorithme de pronostic d'endommagement de roulements de moteurs d'avions. Des ordres de grandeurs sur les conditions d'essais souhaitées (vitesse de rotation, chargement du roulement) et sur les mesures (fréquence d'acquisition, types de mesures) sont présentés afin d'adapter le programme d'essai du au programme d'essai pour le pronostic.

Measurement kit:

- Main measurement kit:
 - **Accelerometers** (in G) sampled at 50 kHz with a bandwidth around 20kHz, closed and far but in contact (ex : on frame deported representative of real situation where sensor is not closed to bearing)
 - **At least bandwidth must be 11kHz (cf annexe A-A)**
 - **Tachometers** for speed (50kHz, at least 10 points per tooth passage at high speed) or calculated speed with a precision of 0.1%
 - **Oil Temperature** and frame temperature
 - Periodic (for instance, every 20 hours) visual inspections of bearings
 - Data acquisition using :
 - **At least 3s of continuous acquisition (cf Annexe A-B)**
 - **Advised acquisition: 10 s every minute for steady-states phases or continuous measurement during transient phases (Annexe A-C)**
 - a **running buffer** for continuous recording on a definite memory space while securing the acquisition system.
 - **Warning: buffer must be stopped in case of event in order to allow analysis of the measure before and during event.**
 - Vibration data shall be acquired at a **constant sampling rate** in a **binary format** ; the specification of the binary format shall be shared with Snecma who will check data readability

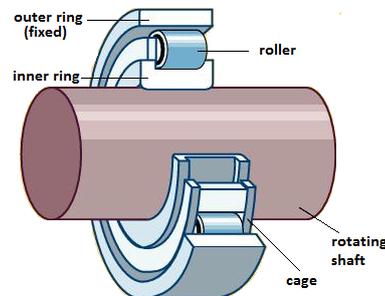
- Added measurement kit :
 - Oil flow
 - Particles in the oil : particles counter or particles analysis caught by filter or by a magnetic probe in the oil
 - Microphone.
 - Capacitance measurement of the oil film..

Test conditions kit:

- Dozen of bearing to test.
- Rotating speed : between 10 000 and 20 000 rpm
- Test duration estimated for one test (duration between first rotation and impending failure of a bearing, fonctionnement time): between 10 and 100h
- Applied radial and static load : minimum 10 000 N.
- Transient rotating speed corresponding to flight operating modes (acceleration phases, deceleration, steady-states...)
- Bearing configuration respecting appropriate scale factors.
- Inertia wheel in order to reproduce stabilised conditions of engine rotating speed

ANNEXE A-A

Standart aircraft bearing dimension given by IHETR: $D=150\text{mm}$, $Z= 30$, $d=12$



D = pitch diameter
 Z = number of rolling elements
 d = diameter of rolling element

For a varying speed N , with a fixed outer race of bearing and in order to have a relevant vibration analysis we calculate the ball passing frequency which is the frequency of a rolling element passing on a damage on the inner race or outer race of the bearing

:

$$\text{BPF} = N \times \left(\frac{Z}{2} \pm \frac{Z \times d}{2 \times D} \right)$$

In our case it gives:

$$\text{BPF} = N \times (15 \pm 1,2)$$

and the ball spin frequency which is the frequency of a damage on a rotating element passing on either the inner or the outer race

$$\text{BSF} = N \cdot \frac{D}{2d} \times \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right)$$

$$\text{BSF} = 6,21 \times N$$

It is important to notice that the BSF is the frequency of damage apparition on one race (inner or outer). In reality, it's impossible to distinguish whether it shocks the outer or the inner race. So the recognizable frequency of BSF is the double :

$$\text{BSF} = 12,42 \times N$$

For our analysis we need to see at least the **2** first harmonics. Meaning that accerelometers must have a bandwidth of twice the highest characteristic frequency (BPFi in our case : $16,2N$). So $\Delta f = 32,4 \cdot N$.

Maximum speed is 20 000 rpm so Δf (Hz) is $\Delta f = 2 \times 5.4 \text{ kHz}$

Hence, a **10,8 kHz bandwidth** will show the 2nd firsts harmonics.

ANNEXE A-B

We need a 1Hz frequency resolution for spectrogram in the frequency domain meaning we need at least a 1s acquisition snapshot. These snapshot are used for the steady states phases. For transient operating mode, a continuous acquisition is required.

We also have to pay attention to the order tracking resolution. We usually take an order resolution of 0,03order.

The resolution order (resolo) is calculated as follow:

$$\text{resolo} \sim \frac{1}{N_{\text{rev}}} = \frac{1}{\Delta t \times N}$$

N is the rotating speed in Hertz

N_{rev} is the number of revolutions in the snapshot

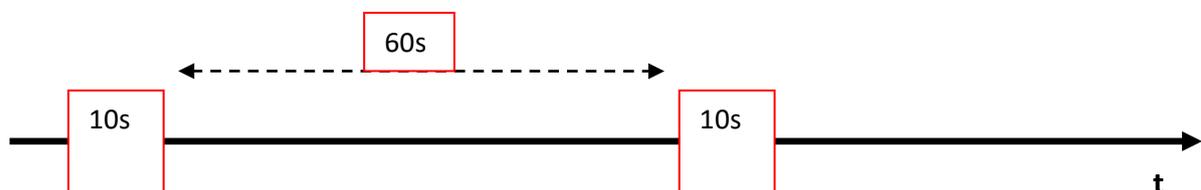
$$\Delta t = \frac{1}{N \times 0,03} \text{ hence the lowest it runs the highest the time acquisition must be}$$

Considering 1000 rpm (16,7 Hz) as the lowest rotating speed. It gives: $\Delta t \sim 2\text{s}$

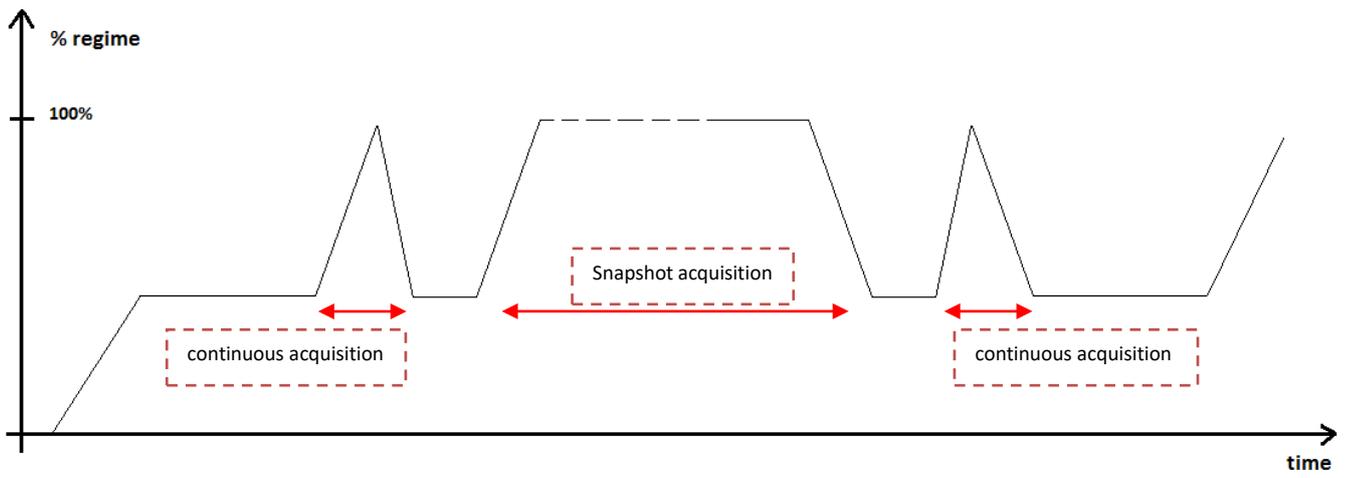
Finally including the consideration of this order resolution we need to have **3s of acquisition**. This duration permit to calculate a spectrum with a relevant resolution. Moreover, we also could make several spectra which could permit us to make an average spectrum.

ANNEXE A-C

In order to have relevant and continuous acquisition, it is better to acquire 10s of signal every minute. This duration permit to calculate quality spectrum. Moreover, we also could make several spectrum which could permit us to make average spectrum.



The figure below shows the most interesting operating mode for the vibration analysis of bearing. The red arrows show relevant moments for bearing diagnosis.



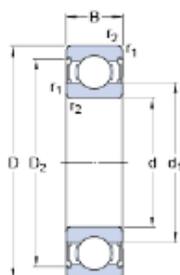
ANNEXE B

LES ROULEMENTS

6205-2Z

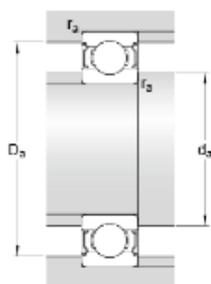
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	34.35	mm
D ₂	46.21	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 30.6	mm
d _a	max. 34.3	mm
D _a	max. 46.4	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	14.8	kN
Basic static load rating	C ₀	7.8	kN
Fatigue load limit	P _u	0.335	kN
Reference speed		28000	r/min
Limiting speed		14000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	14	

Figure B-1 : Roulement fatigué 6205-2Z

Roulement 2207-K-TVH-C3 H307

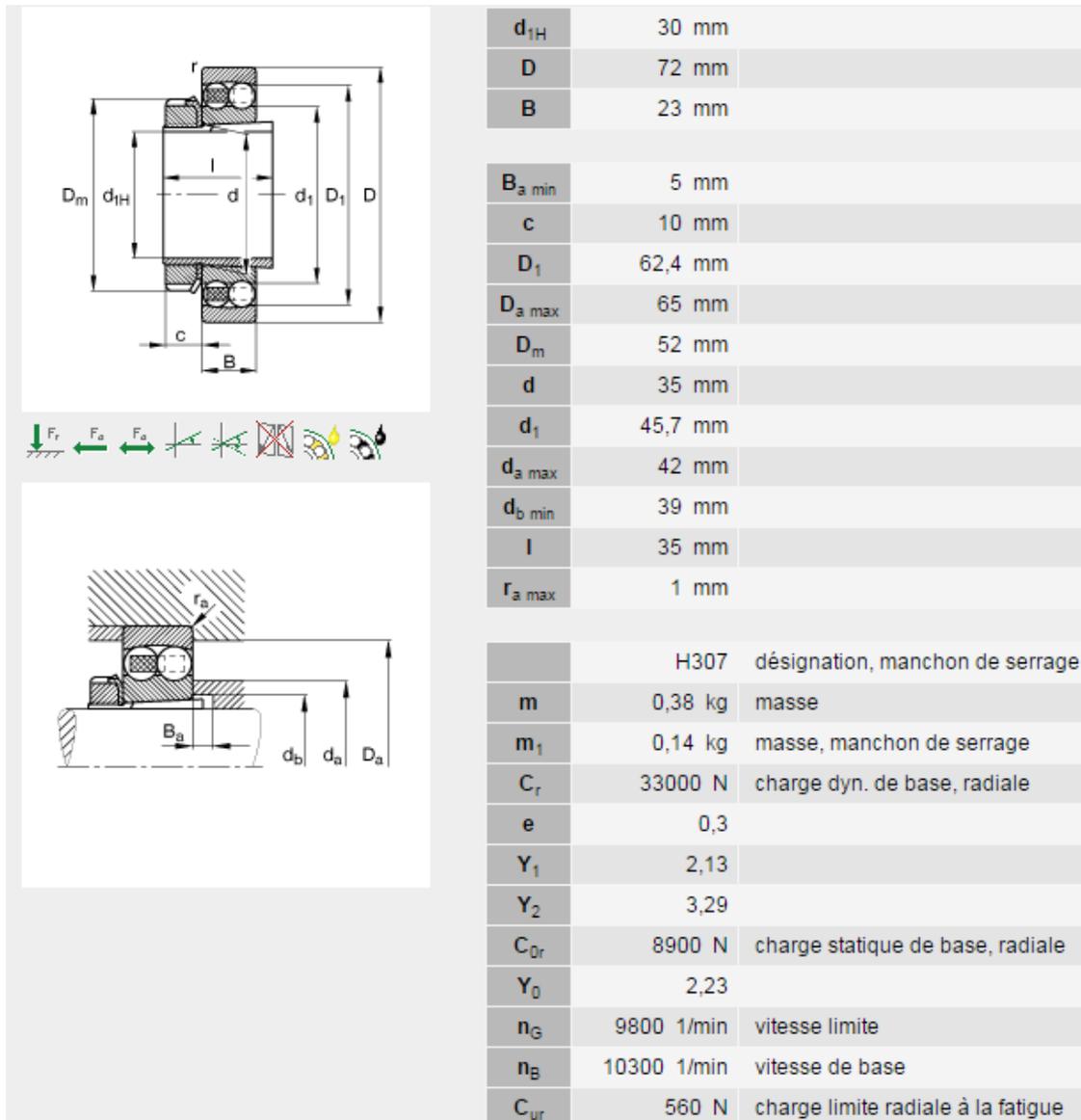


Figure B-2 : Roulement support 2207-K-TVH-C3 H307

ANNEXE C

LE MOTEUR

C-A : Dimensionnement du moteur

Les efforts au niveau de chaque roulement pour un effort d'1t sur le roulement fatigué sont donnés dans la figure ci-dessous

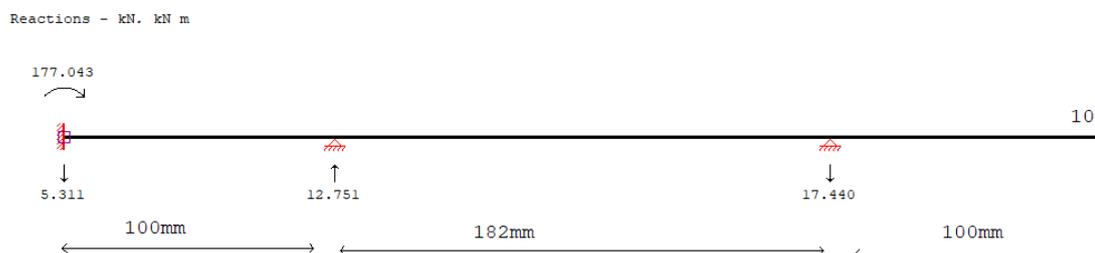


Figure C-1 : Effort au niveau des roulements supports

Pour connaître le couple nécessaire pour faire tourner le banc, il faut calculer le couple d'arrachement et au démarrage qu'impose les roulements. Il est possible d'utiliser une formule donnée par SKF pour calculer une valeur approchée, mais il existe également des calculs plus précis. Les calculs sont donnés par le code Matlab ci-dessous :

```

%CALCUL MOMENT ROULEMENT
%
% FORMULES BASEES SUR DONNEES SKF

d1=30;%diamètre intérieur roulement
d2=72;%diamètre ext.
n=10000; %rpm
v= 100; %mm2/s
d=(d1+d2)/2;% diamètre moyen
D=d1+d2; %mm
D2=d2-d1;
Fa=0;%charge axiale
Fr= 5000; % charge radiale en Newton

%%
%Moment du frottement estimation générale
P=Fr;
nu=0.0011;% d'après tableau skf

Mfe=0.5*nu*P*d

%%
% Moment de frottement par roulement

R1=2.13e-6;%SKF
S1=0.16;%SKF
S2=0.0015;%SKF

Grr= R1*d^(2.41) * Fr^0.31;

Phi_ish=1+1.84e-9*(n*d)^(1.28)*v^(0.64);
Phi_ish=1/Phi_ish;

Kr= 6e-8;%skf
Kz=5.1;%skf

Phi_rs= 1/exp(Kr*v*n*D*sqrt(Kz/(2*D2)));

Mfr=Phi_ish*Phi_rs* Grr*(v*n)^0.6

%%
% Moment de frottement par glissement

nu_bl= 0.15; % ref SKF
nu_ehl= 0.02; %ref SKF
Phi_bl=1/(exp(2.6*10^-8*(n*v)^(1.4)*d));

nu_sl=Phi_bl*nu_bl +(1-Phi_bl)*nu_ehl;

Gsl=S1*d^(0.9) * Fa + S2*d*Fr;

Mfg=Gsl*nu_sl

%% moment démarrage

```

$$M = M_{fg} + M_{fr}$$

Les calculs obtenus donnent un couple nécessaire au démarrage pour le roulement support 1, $M_{d1} = 0.28 \text{ N.m}$, pour le roulement support 2 $M_{d2} = 0.32 \text{ N.m}$. et pour le roulement fatigué : 0.17 N.m . La somme de ces moments est $M_d = 0.52 \text{ N.m}$. Ce couple total est le cas le plus extrême puisque c'est avec l'effort d'it au démarrage. Dans la pratique, le chargement est appliqué une fois la rotation initiée.

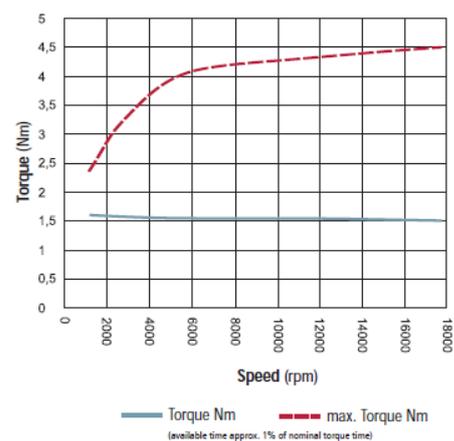
C-B : Le moteur chois

Les caractéristiques du moteur choisi sont données ci-dessous. Les points majeurs d'attention sont la vitesse de rotation et le couple. Dans les deux cas nous respectons le cahier des charges

TECHNICAL SPECIFICATION

Torque at rated speed (18.000 rpm)	Nm	4.5
Speed range	rpm	6,000 ... max. 18,000
Cut-off frequency** / Speed	Hz / rpm	300 / 18,000
Number of poles		2
Rated voltage	V	3 x 400
Rated current	A	5.4
cos Φ		0.87
Rated power (S6 = 40% Operation)	kW	3.6
Concentricity	mm	0.01
Weight	kg	23.0

TORQUE CURVES



DIMENSIONED DRAWINGS

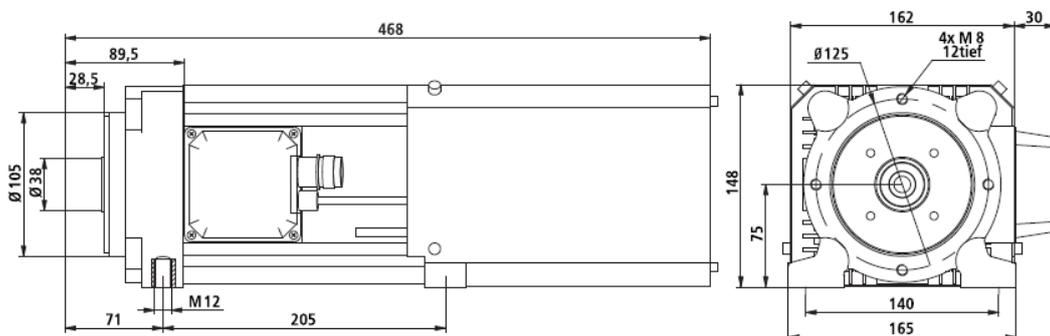


Figure C-2 : Caractéristique du moteur ISEL ISA3600



INSA