

THESE

pour l'obtention du Grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS
(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

Ecole Doctorale : Science et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et
Aéronautique
Secteur de Recherche : Génie Mécanique, Productique, Transport

Présentée par :

Laurent RUDLOFF

Etudes expérimentales de paliers aérostatiques hybrides et des paliers aérodynamiques à feuilles

Directeur de Thèse : Mihai ARGHIR
Co-Directeur de Thèse : Olivier BONNEAU

Soutenue le 30 novembre 2011
devant la Commission d'Examen

JURY

FRENE J.	Professeur, Université de Poitiers	Président
DUFOUR. R	Professeur, INSA de LYON, LaMCoS	Rapporteur
THOUVEREZ. F	Professeur, Ecole Centrale de Lyon, LTDS	Rapporteur
ARGHIR M.	Professeur, Université de Poitiers	Examineur
BONNEAU O.	Professeur, Université de Poitiers	Examineur
GUINGO S.	Ingénieur, SNECMA - Moteurs Spatiaux	Examineur

Résumé

Etudes expérimentales de paliers aérodynamiques hybrides et de paliers à feuilles.

Le travail présenté dans cette thèse est effectué sur deux bancs d'essais différents. Avec le premier banc d'essais, les caractéristiques dynamiques d'un palier aérostatique à air sont étudiées expérimentalement pour une configuration en rotor rigide. Le rotor est entraîné en rotation à 60 krpm par une turbine Pelton et monté horizontalement sur deux paliers aérostatiques identiques alimentés en air jusqu'à des pressions de 11 bar. La charge dynamique est appliquée soit par l'impact d'un marteau, soit par un balourd additionnel. Le banc d'essais permet la mesure de la pression et du débit d'alimentation des paliers, de la vitesse de rotation, la force d'impact, des déplacements dans les deux paliers, et de l'accélération des paliers. Ces données expérimentales et les équations du PFD appliquées au rotor permettent l'identification des coefficients dynamiques des paliers. Une validation de ces coefficients dynamiques expérimentaux est réalisée grâce à la réponse au balourd.

La seconde partie, sur le second banc d'essais, présente les résultats d'une étude expérimentale des caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier à feuilles de génération 1. Le banc d'essais est de type palier flottant, et peut atteindre des vitesses de 40 krpm. Deux modules différents sont utilisés pour mesurer les grandeurs de démarrage et les coefficients dynamiques. Avec le premier module, le banc d'essais peut mesurer les couples de démarrage. Dans sa seconde configuration, un module différent permet l'identification des coefficients dynamiques du palier à feuilles. Les coefficients de raideur et d'amortissement sont identifiés à partir des impédances complexes et permettent le calcul des fréquences propres. Les résultats expérimentaux montrent que les caractéristiques du palier testé ont une faible dépendance à la vitesse de rotation, mais varient avec la fréquence d'excitation.

Mots-clés : Palier à air, Identification, Dynamique des rotors, Vibrations, Etude modale.

Experimental Analysis of Aerostatic hybrid Bearing and of Foil Bearing

The thesis activities are made on two different test rigs. On the first test rig, the dynamic characteristics of a hybrid aerostatic bearing are experimentally investigated in a rigid rotor configuration. The rotor is driven up to 60 krpm by an impulse turbine and is horizontally

mounted on two identical aerostatic bearings fed with air pressures up to 11 bar. Dynamic loads consist either of impacts provided by a hammer or of added unbalance masses. The test rig can measure the bearing feeding pressures and flow, the rotation speed, the impact force, the displacements of the two bearings and the bearing housing accelerations. This experimental information together with the equations of motion of the rotor enables the identification of the dynamic coefficients of the bearings. A validation of these coefficients is provided by the unbalanced response of the rotor.

The second part, on the second test rig, presents the results of the experimental analysis of static and dynamic characteristics of a generation 1 foil bearing. The test rig is of floating bearing type, and can reach the speed of 40 krpm. Two different casings are used for start up and for measurement of dynamic coefficients. In its first configuration, the test rig is designed to measure the start up torque. In its second configuration, a different casing is used to measure the impedances of the foil bearing. Stiffness and damping coefficients are identified from the complex impedances and enable the calculation of natural frequencies. The experimental results show that the dynamic characteristics of the tested bearing have a weak dependence on the rotation speed but vary with the excitation frequency.

Keyword: Air Bearing, Identification, Rotor dynamic, Vibration, Modal Analysis

Remerciements

Ces travaux ont été menés au sein de l'institut PPRIME dans le département Génie Mécanique, Structures et Systèmes Complexes et avec la collaboration financière de SNECMA propulsion liquide.

L'équipe tribologie et le personnel du laboratoire ont été durant ces travaux d'une aide précieuse sans laquelle rien n'aurait été possible. A tout le monde UN GRAND MERCI !

Ma sincère reconnaissance s'adresse à M. Mihaï ARGHIR, pour son aide, ses conseils et la confiance qu'il m'a accordée.

Merci à Pierre MATTA pour nos échanges fructueux et pour la raison qu'il a apportée à mes excès d'enthousiasme.

L'engagement de la SNECMA à nos côtés dans ces travaux et les moyens qu'elle a mis en œuvre pour nous aider m'ont permis de mener à bien mes travaux de thèse. Merci pour leur confiance et leur sympathie.

Je remercie les directeurs de département, M. Olivier BONNEAU et M. Michel FILLON, qui m'ont accueilli avec bienveillance durant ces travaux.

Finalement, le soutien essentiel durant ces travaux est celui de ma femme Isabelle, sans elle mon travail n'aurait pas été aussi sérieux !

Nomenclature

a_{ij}	Accélération, [m/s ²]
A_{ij}	FFT de l'accélération, [m/s ²]
$[C]$	Matrice d'amortissements
C	Jeu radial, [m]
C_{ij}	Amortissement, [Ns/m]
D	Diamètre, [m]
e	Excentricité, [m]
f	Coefficient de frottement
f_{ij}	Force, [N]
F_{ij}	FFT de la force, [N]
h	Epaisseur du film, [m]
$h_{1,2}$	Epaisseur du film max./min. pour blochet et butée, [m]
i, j	Indices représentant les directions des grandeurs physiques
ij	Indices représentant respectivement la direction de la mesure et la direction de l'excitation. Par exemple : F_{XY} est la force mesurée suivant X pour une excitation suivant Y .
$[K]$	Matrice de raideurs
K_{ij}	Raideur, [N/m]
K_f	Raideur du capteur de force piézoélectrique, [N/m]
K_b	Raideur de la balance de force, [N/m]
L, l	Longueur, [m]
m	Masse, [kg]
n	Nombre des essais
N	Nombre des fréquences d'excitation
$N_{éch}$	Nombre des échantillons par acquisition
P	Pression moyennée suivant l'épaisseur du film, [Pa]
P_r	Pression dans l'alvéole («Recess»), [Pa]
P_s	Pression d'alimentation («Supply»), [Pa]
P_a	Pression ambiante, [Pa]
t	Temps, [sec]
T_{max}	Durée d'une période d'acquisition, [sec]
V	Vitesses linéaires d'une paroi, [m/s]
W	Charge axiale, [N]
W_m	Vitesse d'écoulement, [m/s]
x, y, X, Y	Déplacement du coussinet, [m]
$\dot{x}, \dot{y}, \dot{X}, \dot{Y}$	Vitesse du coussinet, [m/s]
$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{X}, \ddot{Y}$	Accélération du coussinet, [m/s ²]
Z	Impédance, [N/m]
ε	Excentricité relative, e/C

μ	Viscosité dynamique, [Pa·s]
ρ	Densité, [kg/m ³]
Λ	Paramètre (nombre) de compressibilité
φ	Déphasage du signal, [rad]
ω	Pulsation d'excitation, [rad/s]
Ω	Vitesse de rotation, [rad/s]

Table des matières

Introduction	11
I.1 Contexte.....	11
I.2 Comportement dynamique des paliers aérodynamiques (fouettement/ <i>whip</i>).....	13
I.3 Comportement dynamique des paliers aérostatiques (instabilité pneumatique/ <i>pneumatic hammer</i>).....	16
I.4 Utilisation des paliers aérostatiques hybrides dans le domaine aérospatial	18
I.5 D'autres solutions : les paliers aérodynamiques à feuilles	20
I.5.1 Historique	20
I.5.2 Concept.....	20
I.5.3 Domaines d'application.....	23
I.5.4 Contexte des travaux de recherche	23
I.6 Dispositifs d'essais	24
I.7 Conclusion	26
Chapitre 1 : Le banc paliers aérostatiques hybrides	27
II. Analyse bibliographique	27
III. Conception du banc	31
III.1 Les paliers aérostatiques hybrides.....	32
III.2 Le socle des paliers et balance de force	35
III.3 Le rotor.....	37
III.4 La turbine Pelton, son distributeur et les arrêts axiaux	38
III.5 Circuit pneumatique.....	39
III.6 Le marteau	41
III.7 L'instrumentation des paliers.....	42
IV. Identification des coefficients dynamiques	44
IV.1 Identification des coefficients dynamiques des paliers à partir des équations du PFD du rotor (1 ^{ère} méthode)	44
IV.2 Identification des coefficients dynamiques des paliers à partir du PFD du coussinet (2 ^{ème} méthode).....	49
V. Procédure expérimentale	50
V.1 Réglages préliminaires	50
V.1.1 Alignement de l'arbre.....	50
V.1.2 Réglage des arrêts axiaux	51
V.1.3 Acquisition des données.....	54
V.2 Identification des coefficients dynamiques	55
V.2.1 Evaluation de la plage de fréquence acceptable.....	56
V.2.2 Correction des accélérations.....	57
V.2.3 Procédure de mesure des coefficients dynamiques	58
VI. Résultats	59
VI.1.1 Mesure de la raideur statique des paliers.....	59
VI.1.2 Le couple de la turbine Pelton.....	61

VI.1.3	Mesure des débits dans les paliers.....	62
VI.2	Coefficients dynamiques.....	63
VII.	Validation des coefficients identifiés. Réponse au balourd	70
VIII.	Recherche des instabilités.....	72
IX.	Conclusion.....	76
Chapitre 2 : Le banc palier à feuilles.....		78
X.	Analyse bibliographique	78
XI.	Le palier et le rotor testés	82
XII.	Mesures des caractéristiques de démarrage	86
XII.1	Description du banc d'essais.....	86
XII.2	La mesure du couple	89
XII.3	Les résultats des essais de démarrage	90
XIII.	Mesure des caractéristiques dynamiques.....	93
XIII.1	Description du banc d'essais.....	93
XIII.2	Résolution des problèmes de mésalignement	94
XIII.3	Caractéristiques statiques du palier.....	96
XIII.4	Stabilité du palier non-chargé	97
XIII.5	Mesure préliminaires : estimation de la raideur statique du coussinet compliant ..	98
XIII.6	Caractéristiques dynamiques linéaires du palier à feuilles	101
XIII.6.1	Identifications des coefficients dynamiques.....	101
XIII.6.2	Essais effectués avec une force dynamique constante.....	104
XIII.6.3	Essais effectués avec un déplacement dynamique constant.....	105
XIII.7	Calcul des fréquences propres du module d'essais. Exemple d'utilisation des coefficients dynamiques	108
XIV.	Conclusion et perspectives	111
Conclusion et perspectives.....		112
Annexe		114
Annexe 1 : Etude paramétrique de l'influence de la raideur des capteurs de force piézoélectriques sur les valeurs des coefficients dynamiques identifiés.....		115
Annexe 2 : Comparaison des réponses au balourd relevées et calculées à partir des coefficients identifiés.		116
Annexe 3 : Coefficients dynamiques identifiés du palier à feuilles.....		124
Annexe 4 : Orbite obtenue lors de l'instabilité subsynchrone déclenchée par excitation externe.....		128
Annexe confidentielle		131
Références		131

Introduction

I.1 Contexte

La lubrification à gaz et plus spécialement à air est un sujet qui a connu un premier essor dans les années '50 et '60 quand elle était évaluée pour la réalisation des guidages des gyroscopes [1]. Comme pour la lubrification classique qui utilise un fluide incompressible (huile ou eau), il existe deux grands types de palier à air : le palier aérodynamique, où la capacité de charge est créée uniquement par la vitesse de rotation de l'arbre, et le palier aérostatique, où la génération du champ de pression et la capacité de charge qui en résulte sont principalement dues à une source externe (compresseur, réseau pneumatique). Quelques réalisations notables des années '60 sont la turbine dentaire, les ventilateurs de cabine utilisés dans l'aéronautique et les broches d'usinage de grande vitesse. Toutes ces réalisations visent des machines tournantes de petites dimensions.

Les paliers à air sont revenus au premier plan durant les années '90 comme solution pour le guidage en rotation des machines tournantes de taille et de puissance moyenne, inférieure à 400 kW [2]. Ce revirement a eu lieu sous l'impulsion de plusieurs facteurs. Le premier est la diminution de la taille des machines tournantes utilisées dans le domaine aéronautique et aérospatial. Cette tendance est apparue après avoir tacitement reconnu que l'utilisation des matériaux alternatifs plus légers est une solution qui atteint rapidement ses limites. Il est donc accepté que la réduction de la taille soit la solution la plus efficace pour la diminution du poids. Afin de pallier la diminution du diamètre et de fonctionner à isoperformances, les machines tournantes modernes sont donc obligées de fonctionner à des vitesses plus élevées, pour lesquelles les roulements rencontrent des problèmes liés au régime dynamique. En effet, l'augmentation de la vitesse de rotation est accompagnée par l'augmentation très importante des charges dynamiques. De plus, étant soumis à des réductions de poids, les rotors fonctionnent souvent en régime surcritique. Les roulements, ayant des capacités d'amortissement presque nulles, supportent mal les charges dynamiques et ont alors une durée de vie limitée.¹ Le palier à air ou gaz est donc un candidat pour son remplacement. De plus, la conception des machines tournantes devient plus simple parce que l'absence d'un lubrifiant

¹ Ceci est l'image qui prévaut actuellement parmi les concepteurs. Elle est correcte pour un montage rigide des roulements. Le montage de la bague extérieure sur des supports flexibles et susceptibles d'apporter de l'amortissement pourrait permettre d'éliminer les problèmes liés au comportement dynamique des roulements et d'ouvrir d'autres voies à leur utilisation. Néanmoins, une lubrification du roulement doit toujours être assurée et les caractéristiques de raideur et d'amortissement du support flexible doivent être connues avec précision.

polluant et la disponibilité quasi-permanente de l'air éliminent la nécessité d'un système d'alimentation et des étanchéités dont la fiabilité et la durée de vie sont des problèmes permanents.

Cette dernière observation pointe le deuxième facteur ayant ramené l'attention sur le palier à air : les contraintes et les normes environnementales de plus en plus sévères. En effet, n'utilisant pas d'huile minérale ni d'autre lubrifiant, le palier à air permet de réduire les émissions polluantes des machines tournantes et apparaît comme une solution « propre ».²

Le troisième facteur ayant dynamisé l'utilisation des paliers à air est le besoin actuel de sources d'énergie portables et de faibles dimensions. Les problèmes énergétiques actuels ont mis en évidence l'avantage de disposer non pas seulement de sources d'énergie centralisées, mais aussi de micro-générateurs fonctionnant avec des carburants non-conventionnels (par exemple hydrogène) ou en régime de co-génération. Ces systèmes nécessitent toujours une turbine de faibles dimensions pour la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Cette turbine doit donc fonctionner à des vitesses de rotation très élevées, doit être simple, fiable et non-polluante. Les paliers à air sont donc une solution viable.

Après avoir mentionné les avantages de la lubrification à gaz, il est nécessaire de souligner les difficultés liées à sa mise en œuvre et les problèmes soulevés par l'intégration des paliers à air dans les machines tournantes. Les machines fonctionnant avec des paliers à air sont donc de conception plus simple mais, comme la viscosité de l'air est très faible, pour générer des pressions suffisantes dans le film d'air, elles doivent fonctionner à des vitesses de rotations élevées et avec des jeux de l'ordre de dizaines de μm . Ceci met en exergue les problèmes de fabrication car le respect des tolérances dimensionnelles et de forme est souvent un aspect crucial.

Le faible jeu radial peut être affecté aussi par les dilatations thermiques. En effet, il était traditionnellement reconnu que, à cause des faibles puissances dissipées, les paliers à air fonctionnent en conditions presque isothermes [1], [3]. Ceci est vrai pour des machines tournantes de faibles dimensions, mais n'est plus la règle pour les paliers des machines tournantes de dimensions moyennes fonctionnant avec des gaz chauds.

La faible viscosité de l'air est aussi responsable de la capacité de charge réduite et du faible amortissement qui caractérisent les paliers à air. La capacité de charge va limiter d'abord la taille des machines tournantes susceptibles d'utiliser des paliers à air. Ces machines sont donc

² La disponibilité quasi-illimitée de l'air ambiant fait que les machines tournantes fonctionnant sur des paliers à air peuvent apparaître pour le large public comme des machines qui ne nécessitent aucune lubrification.

de faibles dimensions, limitées actuellement à des puissances comprises entre 200 kW et 400 kW ; les machines de 800 kW sont une cible encore éloignée. Le faible amortissement est en revanche un problème capital car le fonctionnement à des vitesses élevées génère des charges dynamiques souvent plus importantes que la charge statique. Le comportement dynamique est donc reconnu comme étant essentiel pour l'intégration des paliers à air dans les machines tournantes.

A cause de l'importance accordée dans ce travail aux aspects dynamiques, il est convenable d'expliquer plus en détail les grandes lignes qui gouvernent le comportement dynamique des paliers à air et leur stabilité.

I.2 Comportement dynamique des paliers aérodynamiques (fouettement/ *whip*)

Les forces dynamiques dans un palier sont conventionnellement exprimées par des coefficients dynamiques linéaires de raideur et d'amortissement représentés sur la Figure 1.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = -\begin{Bmatrix} \Delta W_x \\ \Delta W_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Pour supporter une charge statique, l'arbre est toujours excentré dans le palier et, généralement, les coefficients dynamiques dépendent de la position du rotor dans le palier.

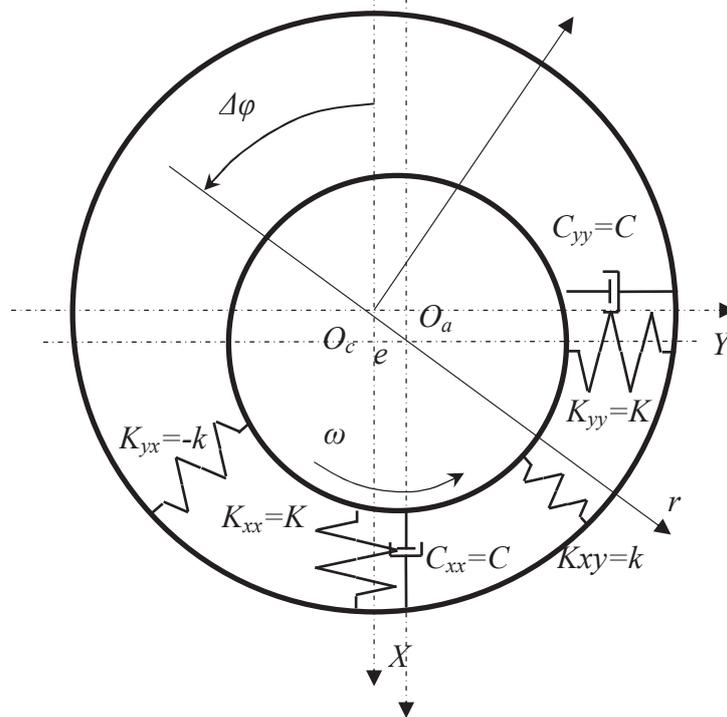


Figure 1 : Coefficients dynamiques linéaires du palier fluide

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = -\begin{Bmatrix} \Delta W_x \\ \Delta W_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Néanmoins, si la charge statique est faible et la vitesse de rotation est importante, l'excentrement statique ne dépasse pas 10% du jeu radial et les coefficients dynamiques restent constants au voisinage du centre du palier. Dans ce cas, le modèle mathématique décrit par la relation (1) se simplifie car les matrices de raideur et d'amortissement sont antisymétriques.

L'existence des effets croisés (la raideur croisée et, dans une moindre mesure, l'amortissement croisé) est une caractéristique fondamentale du palier lubrifié [4]. A cause de la raideur croisée, la vibration de l'arbre dans le palier apparaît toujours comme un mouvement de précession orbital de rayon e . Pour le palier décrit par des matrices de raideur et d'amortissement antisymétriques, l'orbite est un cercle autour du centre du palier (Figure 2) dont les forces sont :

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} e \\ e\Phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \dot{e} \\ e\dot{\Phi} \end{bmatrix} \quad (3)$$

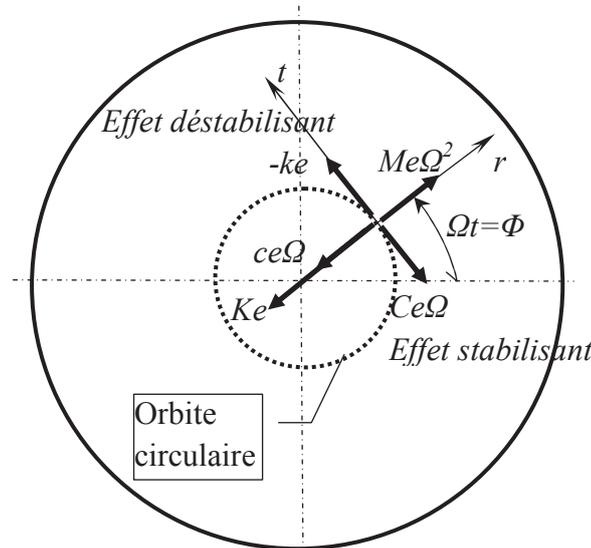


Figure 2 : Forces sur l'arbre dans un mouvement de précession centrée

La Figure 2 montre les forces issues de chacun des coefficients dynamiques. Les forces suivant la direction radiale sont dans ce cas dues à la raideur directe, à la force centrifuge et, dans une moindre mesure, à l'amortissement croisé. L'équilibre de ces forces détermine le rayon de l'orbite, donc l'amplitude des vibrations. La stabilité du mouvement de précession est déterminée par les forces tangentiels. La composante décrite par la raideur croisée a

toujours la tendance d'entraîner le rotor, tandis que la composante décrite par l'amortissement s'oppose à cette précession. La force radiale effective est $F_{reff} = -K_{eff} \bullet e$ où $K_{eff} = K + c\omega$ et la force tangente effective est $F_{eff} = -C_{eff} e \omega$ où $C_{eff} = C - k/\Omega$. Le mouvement de précession devient instable si $F_{eff} > 0$ et, dans ce cas, le palier va générer des vibrations autoentretenues car $C_{eff} < 0$; ces vibrations sont caractérisées par une fréquence sous-synchrone typique $\omega = k/C$. D'autre part, le système rotor-palier a une fréquence propre $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ où M est la masse du rotor supportée par le palier. La variation de ces pulsations avec la vitesse de rotation est représentée sur la Figure 3 pour un des plus simples paliers [5]. La pulsation des vibrations autoentretenues est plus faible que la pulsation propre du palier mais augmente avec la vitesse de rotation. La courbe $\omega = k/C$ est donc approximativement une droite de pente légèrement inférieure à $0,5\Omega$. L'intersection de cette courbe avec $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ donne la vitesse critique à laquelle le système rotor-palier va engendrer des vibrations autoentretenues.³ Le phénomène porte le nom de fouettement. Les deux paramètres pouvant retarder l'apparition des vibrations autoentretenues sont donc la raideur croisée et l'amortissement direct.

La raideur croisée est une caractéristique presque intrinsèque de tous les paliers circulaires. Elle est due à l'écoulement circonférentiel dans les paliers et ne peut être contrecarrée que par l'utilisation des lobes ou des patins oscillants [4].⁴ L'amortissement joue alors un rôle primordial.

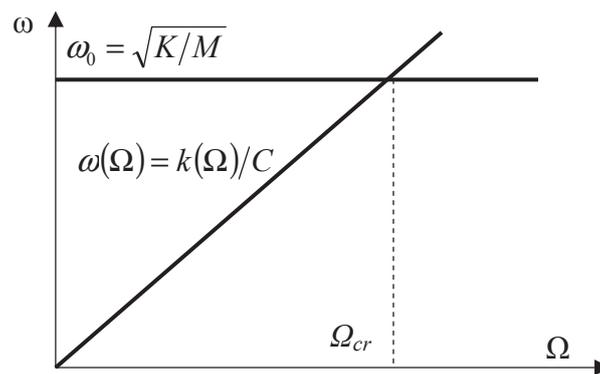


Figure 3 : Vitesse critique d'un système masse - palier décrit par équ. (2)

³ Le problème peut être présenté d'une manière différente en considérant la masse comme paramètre du système rotor-palier pour une vitesse de rotation donnée. Dans ce cas, la masse critique est $M_{cr} = KC^2/k^2$. Le palier a un fonctionnement stable si $M < M_{cr}$, sinon il engendre des vibrations autoentretenues.

⁴ Seule l'utilisation des paliers à patins oscillants permet l'élimination complète de la raideur croisée. Dans les cas des paliers à lobes, elle sera diminuée mais augmentera toujours avec la vitesse de rotation.

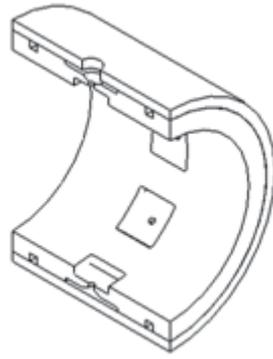


Figure 4 : Palier aérostatique [6]

I.3 Comportement dynamique des paliers aérostatiques (instabilité pneumatique/*pneumatic hammer*)

Le fonctionnement du palier aérostatique est basé sur la mise sous pression du film d'air à l'aide d'un compresseur ou de tout autre système d'alimentation extérieur (par exemple piquage de pression sur un étage de compresseur, etc...). Le principe de fonctionnement est donc identique au palier hydrostatique classique, où à partir d'une source de pression, l'air est injecté dans les alvéoles du palier qui vont le distribuer dans le film mince (Figure 3). Grâce à l'alimentation extérieure en pression et aux alvéoles, le palier aérostatique peut supporter des charges statiques plus élevées que le palier aérodynamique. Il a aussi une durée de vie théoriquement infinie car il fonctionne normalement sans contact au démarrage et à l'arrêt. La présence d'une résistance pneumatique (le plus souvent un orifice, une fente ou un matériau poreux) intercalée entre la source de pression et l'alvéole confère au palier une raideur directe à vitesse nulle assez importante qui, de plus, peut être ajustée par la modification de la pression d'alimentation. D'autre part, l'amortissement non négligeable existant dans le palier n'est que très peu modifié par la pression d'alimentation. La contrepartie de tous ces avantages est la nécessité d'une source importante d'air comprimé. Ce fait limite considérablement l'utilisation du palier aérostatique.

Le palier aérostatique peut très bien fonctionner à des vitesses de rotation élevées. Dans ce cas, la pression dans le film mince est générée par des mécanismes aérostatiques et aérodynamiques et le palier porte le nom d'hybride. Le palier (aérostatique) hybride hérite de tous les avantages des paliers aérostatiques mais aussi des caractéristiques non souhaitées du palier aérodynamique. En effet, la vitesse de rotation est accompagnée d'une raideur croisée qui est responsable des mêmes vibrations autoentretenues sous-synchrones. L'apparition du phénomène de fouettement est toujours gouvernée par l'amortissement effectif $C_{eff} = C - k/\Omega$

où la raideur croisée augmente avec la vitesse de rotation. Ce problème est d'autant plus important que le palier aérostatique ne possède aucun moyen, comme le coussinet flexible et dissipatif, permettant d'augmenter son amortissement.⁵ La valeur de l'amortissement du palier aérostatique hybride à toute vitesse de rotation est proche de celle à vitesse nulle et décroît avec la fréquence d'excitation. L'amortissement à vitesse nulle devient alors un paramètre très important car le palier aérostatique peut développer une instabilité pneumatique spécifique nommé «pneumatic hammer». Cette instabilité pneumatique est caractérisée par un amortissement direct négatif et trouve son explication dans le mécanisme d'écrasement du fluide compressible emprisonné dans l'alvéole. Ainsi pour un palier hydrostatique (lubrifié avec un fluide incompressible comme l'eau ou l'huile, où les perturbations se propagent avec une vitesse théoriquement infinie), l'écrasement se traduit par une augmentation instantanée de la pression partout dans le film lubrifiant, donc aussi dans les alvéoles. La perturbation d'écrasement et l'augmentation de pression qu'elle engendre sont donc en opposition de phase. Pour un palier aérostatique, la perturbation que constitue la vitesse d'écrasement se transmet avec une vitesse finie et met un certain temps à se propager dans la poche d'air. Si le volume de fluide compressible dans les alvéoles est important, le déphasage entre la perturbation d'écrasement et la réponse en pression peut être inférieur à 180° : un écrasement de l'épaisseur du film peut générer une diminution et non pas une augmentation de la pression dans l'alvéole d'où un amortissement négatif.

En conclusion, pour éviter le risque d'instabilité pneumatique, le volume de l'alvéole doit être faible, même si son augmentation favorise la capacité de charge et la raideur. En effet, les paliers aérostatiques sont soit dépourvus des alvéoles, auquel cas l'air est injecté directement dans le film mince, soit les alvéoles ont des faibles profondeurs (4...5 fois l'épaisseur du film) et occupent seulement 10...20% de la surface développée du palier. Pour comparaison, les alvéoles des paliers hydrostatiques classiques sont profondes⁶ et occupent 50...70% de la surface développée du palier.

Si ces règles de conception sont respectées, le palier aérostatique a un amortissement convenable. Comme la pression d'alimentation permet d'ajuster sa raideur directe, le palier aérostatique hybride présente alors un guidage en rotation précis. Il est donc utilisé depuis des

⁵ Des publications récentes présentent des paliers aérostatiques ayant un coussinet constitué de trois lobes à feuilles. La solution combine les avantages des deux solutions technologiques mais s'avère très coûteuse. [8]

⁶ La profondeur des alvéoles du palier hydrostatique est arbitraire, d'environ deux ordres de grandeurs l'épaisseur du film mince.

années pour les broches tournant à très grande vitesse où les charges statiques ne sont pas élevées (usinage grande vitesse, broches de peinture).

I.4 Utilisation des paliers aérostatiques hybrides dans le domaine aérospatial

Grâce à ses caractéristiques, le palier aérostatique hybride a été considéré comme une solution pour le remplacement des roulements des turbopompes cryogéniques dans la propulsion aérospatiale. Les pompes actuelles utilisent des roulements montés rigides et lubrifiés par le fluide de processus (LH2, LO2). De ce fait, les roulements sont utilisés dans des conditions très sévères. Les paliers aérostatiques hybrides utiliseraient le fluide de processus sous pression, apporteraient un amortissement supplémentaire au rotor et permettraient une conception plus simple et plus compacte de la turbopompe [9].

La conception et le fonctionnement correct de la turbopompe repose sur une connaissance précise des caractéristiques des composantes mises en jeu. Le palier aérostatique hybride est un composant dont les grandes lignes sont connues, mais la prédiction théorique de ses caractéristiques statiques et dynamiques est basée sur de fortes hypothèses simplificatrices qui ont besoin d'être validées expérimentalement. Un code de calcul destiné à l'analyse de ces paliers est développé au Laboratoire de Mécanique des Solides depuis dix ans. Le code porte le nom de PHARES (Paliers Hybrides Aérostatiques à fort REynoldS) et il est basé sur les équations du film mince compressible dominé par des forces d'inertie. Cette approche est plus complexe que les modèles traditionnellement utilisés dans la lubrification et basés sur l'équation de Reynolds. Elle est nécessaire car les régimes de fonctionnement visés par l'industrie aérospatiale sont caractérisés par des fortes pressions d'alimentation et des vitesses de rotation élevées.

Jusqu'à présent, le code PHARES a été validé pour des essais effectués dans des conditions réalistes (pressions d'alimentation et vitesses de rotation caractérisées par de forts nombres de Reynolds), mais avec un fluide incompressible (eau chaude). La réalisation des essais avec des fluides cryogéniques est délicate, mais l'utilisation de l'air donne la possibilité de valider le code dans des conditions simples et assez proches de la réalité. En effet, les caractéristiques du fluide de processus (LH2) qui sert aussi de lubrifiant pour les paliers hybrides dans la turbopompe TPX (Figure 5) sont assez proches de celles de l'air en termes de viscosité et compressibilité. Le but de la première partie de ce travail sera donc de fournir des données expérimentales (caractéristiques statiques et dynamiques) des paliers aérostatiques hybrides qui seront confrontées dans un autre volet aux prévisions théoriques.

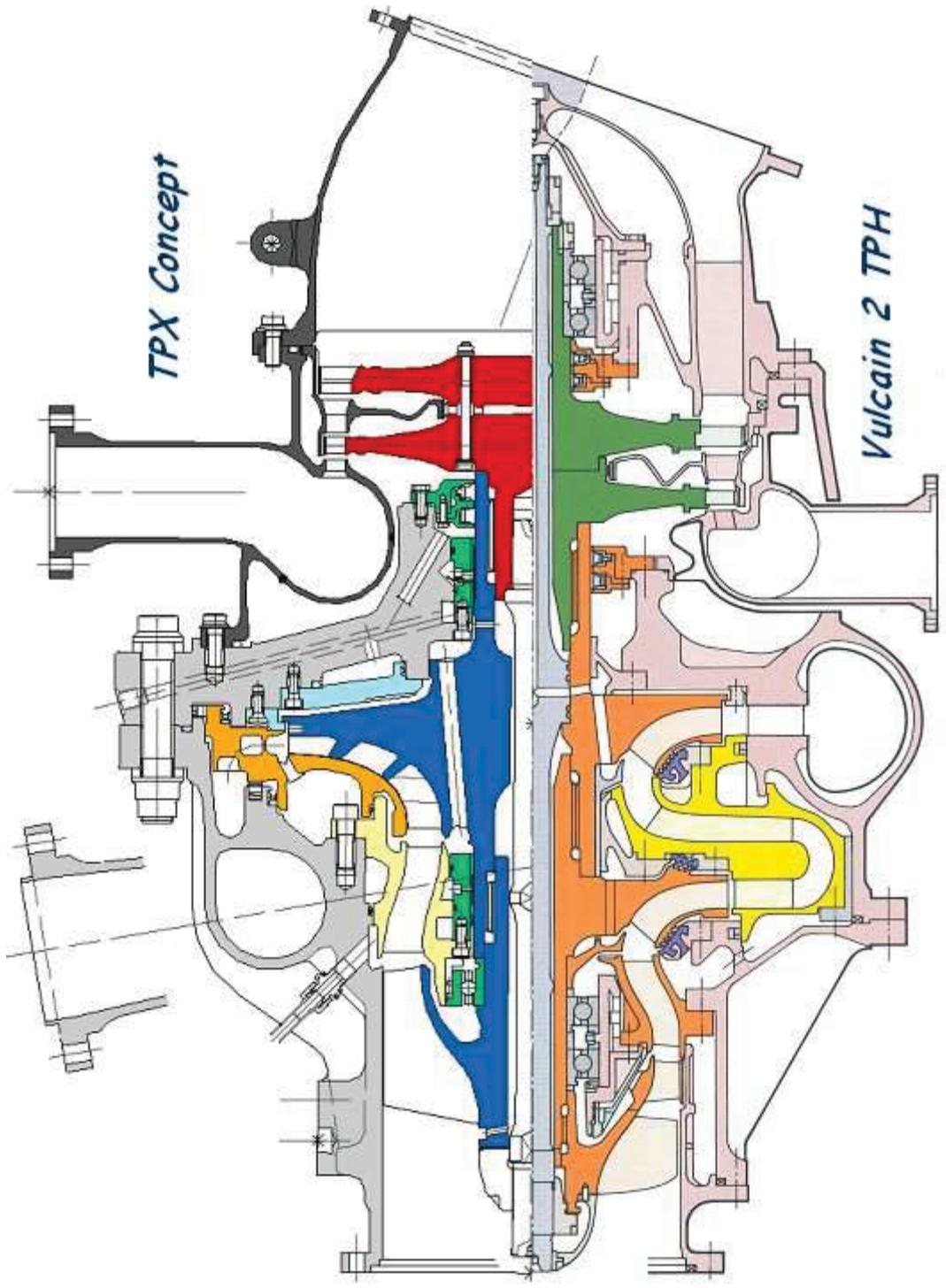


Figure 5 : Turbopompe cryogénique TPX qui fait partie du moteur Vulcain équipant Ariane V [8].

I.5 D'autres solutions : les paliers aérodynamiques à feuilles

I.5.1 Historique

Comme il a été mentionné, la faible valeur de l'amortissement représente un handicap sérieux pour les paliers lubrifiés à gaz. Il est donc nécessaire de concevoir des paliers avec des capacités d'amortissement convenables. Les paliers à feuilles représentent une solution. Ces paliers ont vu le jour dans les années '50 dans l'aéronautique⁷ et sont basés sur l'utilisation d'un coussinet réalisé à partir d'une structure compliant et dissipative. Le développement est passé par différentes solutions techniques comme représenté sur la Figure 6.

La formation du film d'air dans le palier est possible grâce à la vitesse de rotation et à la viscosité de l'air. Sous l'effet de la vitesse de rotation élevée, l'air ambiant est entraîné par cisaillement entre l'arbre et la feuille supérieure du coussinet compliant. Un champ de pression est ainsi généré dans le film d'air et les feuilles du palier sont comprimées. Un jeu radial de fonctionnement apparaît suite à cette déformation et se répartit dans le palier. La déformation des feuilles du palier est accompagnée par des forces de frottement à l'intérieur du coussinet compliant. En régime dynamique, ces forces de frottement génèrent un effet d'amortissement.

I.5.2 Concept

La solution la plus répandue à l'heure actuelle est une structure de coussinet compliant utilisant une ou plusieurs feuilles plissées. Cette solution se décline en plusieurs générations (Figure 6 et Figure 7). Les paliers à feuilles de génération 1 représentés sur la Figure 6 sont réalisés avec une seule feuille qui occupe toute la circonférence et toute la longueur axiale du palier et les plissés ont tous les mêmes dimensions. Les paliers de génération 2 (Figure 7 – a), sont réalisés avec plusieurs feuilles de plissés (généralement trois feuilles de la même longueur) suivant la direction circonférentielle ; les feuilles continuent d'occuper toute la longueur axiale du palier. Cette solution ressemble aux lobes des paliers circulaires et l'expérience a montré qu'elle possède une capacité de charge et un amortissement augmentés. Cette amélioration par rapport aux paliers de génération 1 est due au fait que les plissés participent d'une manière inégale à l'amortissement. Ainsi seuls les plissés près de l'extrémité libre glissent contre le fourreau et la feuille extérieure et participent à l'amortissement, tandis que les plissés près de la soudure ont tendance à être bloqués.

⁷ Les ventilateurs de cabine utilisés en aéronautique (Air Cycling Machines ou ACM) sont des applications typiques des paliers à feuilles depuis des années.

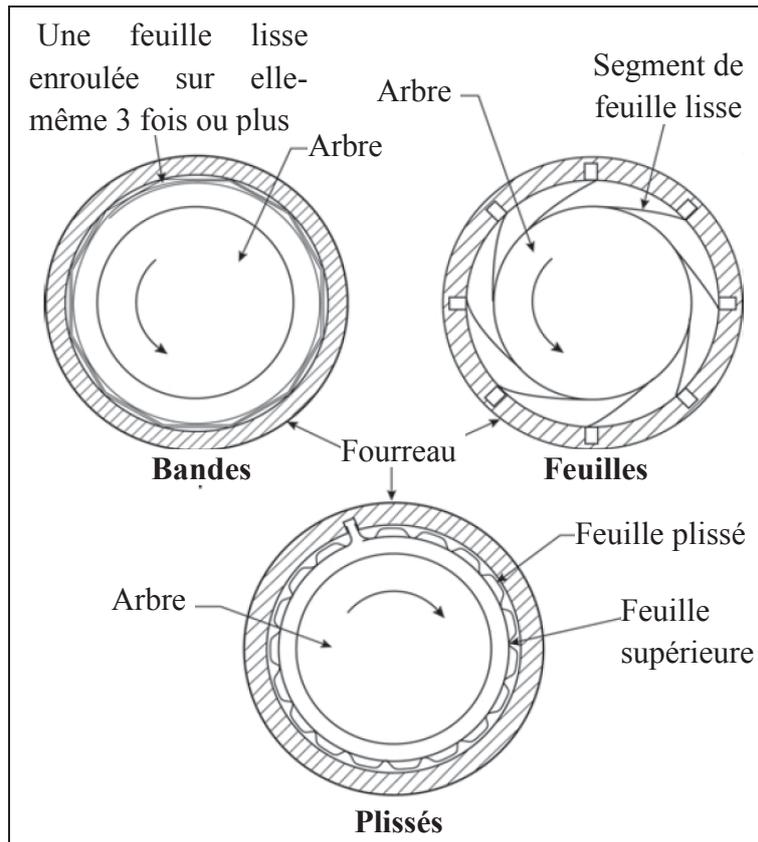


Figure 6 : Les différents types de palier à feuilles [9].

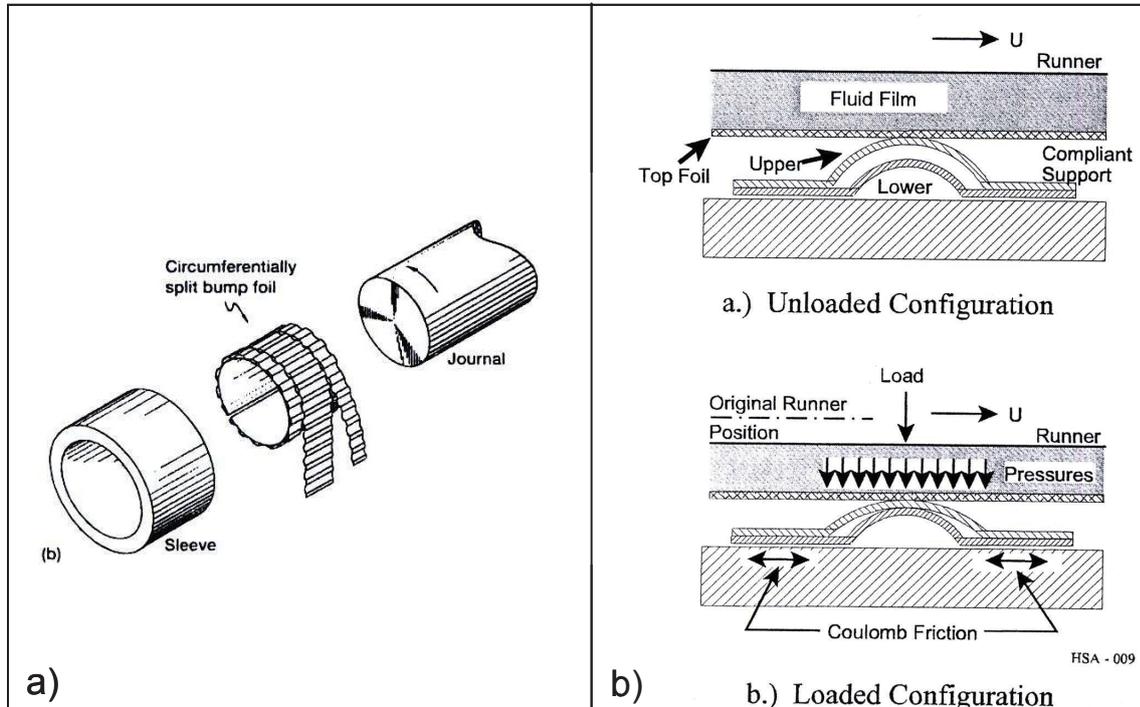


Figure 7 : La technologie des paliers à feuilles [9].

De ce fait, presque tous les plissés du palier 2 contribuent à l'amortissement contre seulement une partie des plissés du palier de génération 1. Les paliers de génération 3, utilisent plusieurs feuilles de plissés aussi bien dans la direction circonférentielle que dans la direction axiale. L'utilisation de plusieurs feuilles dans la direction axiale permet d'usiner des plissés de formes différentes et de réaliser un coussinet avec une élasticité variable. Ceci est une nette amélioration car le champ de pressions aérodynamiques qui déforme la structure flexible du coussinet est variable suivant la direction axiale, avec des valeurs importantes dans la zone centrale et nulles aux extrémités. Les paliers de génération 3 utilisent donc des plissés plus raides dans la zone centrale et plus flexibles vers les deux extrémités.

Les paliers de génération 4 (Figure 7 – b), sont réalisés à partir de l'observation selon laquelle le coussinet devrait avoir une raideur variable en fonction du régime de fonctionnement. Ainsi, le coussinet doit d'abord être assez flexible pour faciliter la formation du film d'air au démarrage et pour permettre à l'arbre de décoller. Ensuite, au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, le palier est soumis à des forces dynamiques de plus en plus élevées et engendre des vibrations sous-synchrones qui s'additionnent aux vibrations synchrones dues au balourd. L'amplitude des vibrations augmente considérablement et engendre des déformations élastiques importantes des plissés. En même temps, cette énergie est dissipée par les forces de frottement entre les feuilles du coussinet, et le rotor décrit généralement des cycles limites périodiques ou quasi-périodiques de grande amplitude mais stables. Le coussinet flexible doit donc avoir une raideur assez importante pour pouvoir contenir les grandes déformations des plissés, mais pas excessive pour permettre des déplacements dynamiques qui vont dissiper de l'énergie. Compte tenu des observations faites sur le régime de démarrage, une structure élastique linéaire du coussinet ne serait pas convenable. Les analyses théoriques et expérimentales ont montré que les coussinets ont un comportement élastique non linéaire pour des grandes déformations : les plissés ont ainsi tendance à se raidir sous charge. Néanmoins, l'expérience a montré qu'il est souhaitable d'augmenter encore plus le raidissement sous charge. Ce raidissement est obtenu en empilant deux feuilles de plissés⁸. Les plissés ont la même amplitude, le même pas, mais des hauteurs différentes. De ce fait, les charges faibles et modérées vont déformer seulement la première feuille tandis que les fortes charges vont déformer les deux feuilles (Figure 7 – b).

⁸ Les feuilles sont généralement en Inconel, un acier fortement allié dont les propriétés élastiques sont peu sensibles aux températures. Pour des raisons de contraintes lors de la mise en forme, l'épaisseur des feuilles est limitée à 100...250 μm .

I.5.3 Domaines d'application

Malgré le fait qu'ils soient connus depuis des décennies, l'utilisation des paliers aérodynamiques à feuilles reste limitée. La première raison est le fait que les paliers à feuilles n'ont pas une capacité de charge statique significativement plus grande que le palier aérodynamique. Sa capacité de charge ultime est donnée par la raideur du coussinet flexible. Toutefois, le rôle du coussinet flexible est l'apport de l'amortissement. Une deuxième raison qui limite le champ d'application du palier à feuilles est le fait que la précision du guidage en rotation de l'arbre n'est pas élevée. En effet, le palier à feuilles est adapté aux grandes vitesses de rotation où il fonctionne avec des cycles limites de grande amplitude. La précision du guidage en rotation est donnée par l'amplitude de ces cycles limites. Le palier à feuilles n'est donc pas une solution pour les applications où la précision du guidage est primordiale, comme par exemple les broches d'usinage grande vitesse. Une autre raison qui a longtemps limité l'utilisation des paliers à feuilles est le fait que le couple au démarrage est assez élevé. En effet, avant le démarrage, le rotor repose sur un coussinet compliant et le contact est donc surfacique. En l'absence d'un lubrifiant liquide, le démarrage a lieu en régime de frottement sec avant que le film d'air puisse générer des pressions suffisantes.⁹ Les surfaces en contact doivent donc être recouvertes des revêtements spéciaux à faible coefficient de frottement et résistants à l'usure. Les solutions les plus simples sont de recouvrir la feuille supérieure du coussinet avec du Téflon ou du MoS₂ et de réaliser une surface de l'arbre dure et de rugosité aussi faible que possible. L'utilisation du palier à feuilles dans les zones chaudes nécessite d'autres revêtements qui ont été mis au point seulement durant les années '90 (P300, P400 de la NASA, Korolon de MiTi) [11][12].

Une dernière raison qui limite l'utilisation des paliers à feuilles est le fait que leur conception et leur réalisation sont délicates. Leur réalisation a été longtemps le monopole de quelques fabricants avant que la NASA n'ouvre cette technologie au grand public [13]. De même, leur conception est difficile car elle met en jeu des couplages multi-physiques complexes et le fonctionnement du palier est éminemment non linéaire.

I.5.4 Contexte des travaux de recherche

Quoiqu'il en soit, la conception maîtrisée de ce type de composant s'appuie sur une analyse numérique, qui doit être validée par des approches expérimentales. Les présents travaux sur le

⁹ L'expérience a montré qu'une interférence entre le rotor et le coussinet flexible (le serrage de l'arbre sur le palier) améliore le comportement dynamique en retardant l'apparition des vibrations sous-synchrones. Toutefois, le couple de démarrage est encore augmenté.

palier à feuilles font partie de cette logique de développement, s'inscrivent dans la continuité de la thèse de Sébastien Le Lez [13] et s'appuient sur l'expérience acquise grâce aux travaux de thèse de Pierre Matta [14]. Les travaux visent la réalisation de bancs d'essais spécifiquement dédiés aux paliers aérodynamiques et à feuilles.

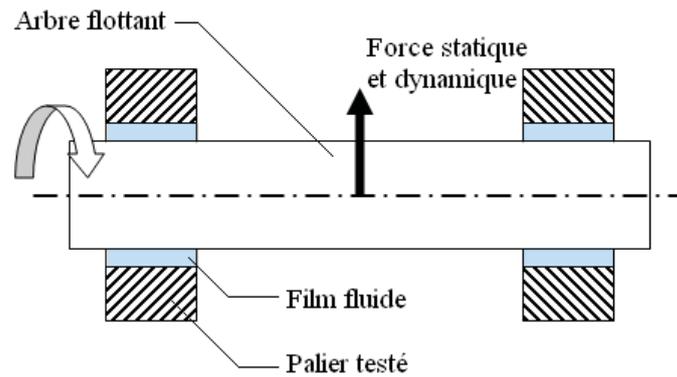
I.6 Dispositifs d'essais

Plusieurs dispositifs d'essais développés pour déterminer les caractéristiques statiques et dynamiques des paliers à air sont présentés dans la littérature. Parmi eux, deux types sont communément utilisés : la configuration « arbre flottant » et la configuration « palier flottant ».

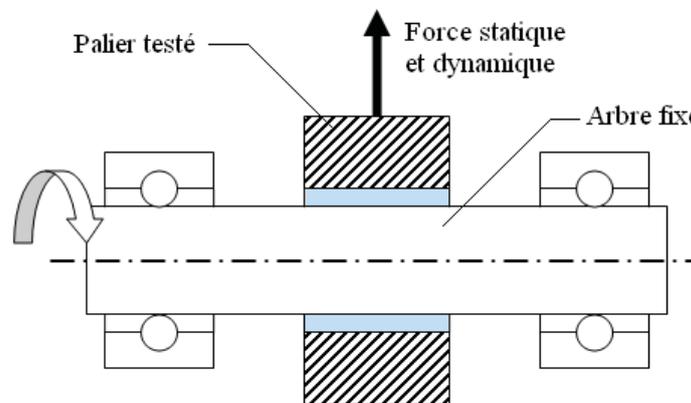
La première configuration (Figure 8 – a) consiste en un arbre (rigide ou élastique) supporté par deux paliers. Les deux paliers sont le plus souvent identiques, mais il existe des conceptions avec des paliers différents, auquel cas les caractéristiques de l'un des paliers doivent être connues. Cette approche permet d'analyser le comportement global des machines tournantes, car le rotor peut être conçu avec des caractéristiques de masse et d'inertie très proches de la machine réelle. Ce type de banc peut être désigné comme étant à « arbre flottant », car le mouvement du rotor dans le coussinet n'est aucunement entravé et les forces (statiques et dynamiques) sont appliquées directement sur l'arbre.

Le deuxième type de banc d'essai (Figure 8 – b) consiste en un arbre fixé (bloqué en translation) et en un coussinet libre de se déplacer radialement. Les forces sont maintenant appliquées sur le coussinet qui est désigné comme étant « flottant » sur l'arbre. Le coussinet instrumenté peut être positionné dans la partie centrale entre les deux éléments de support ou bien à l'extrémité de l'arbre (en porte-à-faux). Ce type de banc est donc très clairement orienté vers l'analyse expérimentale d'un composant (le palier) et non pas de la machine tournante.

Les méthodes d'identification mises en œuvre sont en corrélation avec les deux types de banc d'essais [16], et peuvent être groupées en trois catégories :



(a) Dispositif à arbre flottant



(b) Dispositif à coussinet flottant

Figure 8 : Configuration des dispositifs d'essai

- La méthode d'incrémentation de la force statique permet de déterminer la raideur d'un palier en mesurant la variation de la position de l'arbre suite à une augmentation de la charge statique [17]. Cette méthode, simple et rapide à mettre en œuvre, permet de déterminer seulement les raideurs statiques du palier sans aucune information sur l'amortissement.
- L'utilisation d'une excitation synchrone (balourd) est simple à mettre en œuvre (à l'aide d'un disque fixé à l'arbre et une masselotte excentrée) mais ne peut être appliquée que pour des fréquences synchrones et que pour des dispositifs d'essais de type « rotor flottant ». De plus, le palier ayant le plus généralement deux degrés de liberté,¹⁰ il est donc nécessaire d'appliquer deux balourds linéaires indépendants. L'excitation du rotor par des

¹⁰ L'identification des coefficients dynamiques du palier à quatre degrés de liberté excité par balourd est encore plus improbable.

balourds asynchrones reste marginale [18], et les paliers ayant des coefficients dynamiques qui dépendent de la fréquence d'excitation ne peuvent pas être testés.

- L'utilisation d'une force d'excitation périodique et pseudo-périodique est privilégiée pour identifier des coefficients dynamiques des paliers. Si l'arbre est rigide, comme dans les dispositifs d'essais de type « coussinet flottant », la force d'excitation est appliquée sur le coussinet. L'application de la force d'excitation se fait aisément avec des pots vibrants, avec un palier magnétique ou avec un marteau d'impact. Cette méthode est largement utilisée pour l'identification des coefficients dynamiques des paliers, des joints d'étanchéité dynamiques [19] et des amortisseurs à film fluide. Pour les dispositifs d'essais à « rotor flottant », l'application sans contact de la force d'excitation soulève quelques problèmes. En effet, l'excitation ne doit pas interférer avec la rotation de l'arbre. De ce point de vue, le palier magnétique est l'excitateur idéal [20] mais le marteau d'impact peut aussi être utilisé après quelques adaptations [21].

Il est à souligner que les paliers magnétiques permettent une conception des bancs entièrement différente. En effet, le palier magnétique peut être utilisé pour l'excitation de l'arbre ou du coussinet flottant, pour le guidage en rotation de l'arbre et pour la mesure des efforts transmis. Un seul palier magnétique peut remplir toutes ces fonctions ou une seule. Il résulte ainsi une liberté de conception qui n'est exploitée que depuis quelques années.

I.7 Conclusion

Le travail développé dans cette thèse est focalisé sur l'analyse expérimentale des paliers aérostatiques hybrides et des paliers à feuilles. Comme cela a été mentionné, ceci est une continuation des activités théoriques et expérimentales développées depuis des années au sein du Département Génie Mécanique et Systèmes Complexes de l'Institut Pprime de Poitiers (ex-LMS de l'Université de Poitiers) visant la lubrification avec des fluides compressibles (air et fluides cryogéniques).

La première partie du travail présente la conception et la mise en œuvre d'un dispositif d'essais de type « arbre flottant » destiné à l'analyse expérimentale des paliers aérostatiques hybrides ; y sont également présentés la méthode d'identification des coefficients dynamiques et les résultats obtenus.

La deuxième partie décrit un dispositif d'essais de type « coussinet flottant » et les résultats expérimentaux obtenus pour un palier à feuilles.

Chapitre 1 : Le banc paliers aérostatiques hybrides

Ce chapitre présente la conception d'un banc basé sur un arbre supporté par deux paliers aérostatiques hybrides (PAH) identiques. Le but du banc est la mesure des coefficients dynamiques des deux PAH, la mesure de la réponse au balourd et la mise en évidence des instabilités. Le rotor se trouve dans une situation proche de la réalité car il est supporté par les deux paliers qui sont fixés au bâti. Les caractéristiques inertielles (masse, moments d'inertie) et élastiques de l'arbre ont une importance capitale pour le fonctionnement de la machine et du palier.

II. Analyse bibliographique

Plusieurs prototypes de machines tournantes mettent en œuvre un rotor supporté par deux paliers, dans lesquelles la butée axiale est présentée ou non. Néanmoins ces réalisations ne sont pas spécifiquement dédiées à l'analyse des caractéristiques dynamiques des paliers et pour cette raison ne sont pas toujours suffisamment bien décrites pour pouvoir se prêter à une analyse détaillée. Seuls deux bancs, considérés comme les plus représentatifs de cette catégorie, seront donc présentés dans ce paragraphe.

Le banc d'essais utilisé par San Andrés et ses collaborateurs [21]-[26] est présenté sur la Figure 9. Le banc consiste en un rotor entraîné en rotation par un moteur électrique et supporté à ses extrémités par deux paliers à air identiques. La partie rotorique du moteur est située directement sur l'arbre. Chaque palier à air est fixé sur le bâti à l'aide de deux butées à billes qui permettent le réglage de l'alignement axial. L'alignement radial est séparément assuré par trois tiges filetées fixées sur le bâti et sur le palier. Des capteurs piézoélectriques sont montés sur le palier et aux extrémités des tiges et permettent de mesurer la force dynamique. Outre la mesure de la force dynamique, le banc est prévu avec quatre capteurs de inductifs de déplacement (deux pour chaque palier) et un capteur optique infrarouge pour mesurer la vitesse de rotation. L'arrêt axial de l'arbre est réalisé par deux contacts ponctuels à très faible frottement (doigts d'arrêts en Téflon). Le banc ne permet pas l'application d'une charge statique autre que la masse du rotor. Les charges dynamiques sont représentées par des balourds. Dans ce but, le rotor est prévu à ses deux extrémités avec des trous taraudés, qui permettent le montage des masselottes.

Le rotor a une longueur de 190 mm et une masse totale de 0,827 kg. Les différents paliers qui peuvent être montés sur le banc ont un diamètre de 28,5 mm. Son premier mode propre libre-libre est autour de 1850 Hz (110 krpm). Le moteur électrique a une puissance de 0,9 kW et permet l'entraînement du rotor jusqu'à des vitesses de 100 krpm.

Le banc a été utilisé pour étudier plusieurs types de paliers aérostatiques hybrides : à lobes [21],[22], à patins oscillants [23],[24] et avec des poches de Rayleigh [25].

La réponse du rotor au balourd a permis l'estimation des facteurs d'amortissement autour des fréquences critiques. Les coefficients de raideur et d'amortissement synchrones directs n'ont été identifiés que pour le palier à patins oscillants qui est connu comme ayant des coefficients dynamiques croisés nuls.

L'excitation du rotor uniquement par balourd n'a pas permis d'identifier la variation des coefficients dynamiques avec la fréquence d'excitation.

Le banc utilisé par Belforte et ses collaborateurs [26],[27] est présenté sur la Figure 10. Le banc consiste en un arbre court (1) entraîné par une turbine Pelton (2) et guidé en rotation par deux paliers aérostatiques (5). L'arrêt axial est réalisé grâce à une double butée aérostatique (14).

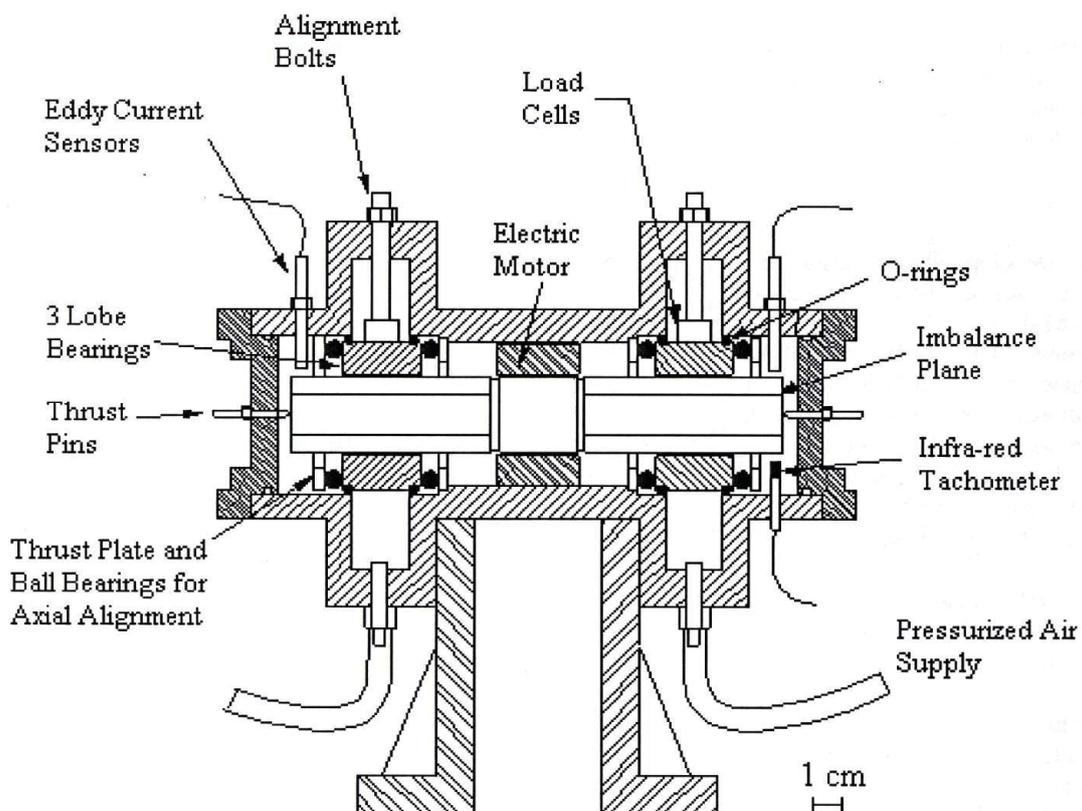


Figure 9 : Banc utilisé par San Andres et ses collaborateurs.[21]-[25]

La turbine Pelton est alimentée par le distributeur (9) prévu avec une gorge d'alimentation (10). Les deux paliers aérostatiques sont alimentés par une canalisation commune débouchant sur deux gorges d'alimentation (7), l'air étant évacué soit latéralement, soit via une gorge. L'alimentation de la double butée est représentée par les canaux (13) et (15).

Le banc est conçu avec un système d'application d'une charge statique (12) censé reproduire l'effort d'usinage sur une broche. Pour chaque direction (axiale et radiale), le système consiste en une sphère montée avec un très faible jeu dans un conduit calibré ; la pression de l'air dans le conduit pousse la sphère contre l'extrémité du rotor (3) et permet l'application d'une charge normale. Le faible couple de roulement de la sphère ne perturbe pas la rotation de l'arbre. La charge dynamique du rotor est représentée par le balourd résiduel.

Le rotor a un diamètre de 37 mm, une longueur de 160 mm et un poids de 0.96 kg ; il est réalisé en acier et est destiné à fonctionner comme un arbre rigide jusqu'à des vitesses de 150 krpm. Le double palier aérostatique a une longueur de 57 mm, et un jeu radial de $17.5 \pm 1 \mu\text{m}$; le jeu axial sur chaque face de la double butée est de $9.5 \mu\text{m}$. La double butée et les paliers aérostatiques sont alimentés avec des orifices de 0.2 mm de diamètre débouchant directement dans le film mince. Chaque palier aérostatique est prévu avec une double rangée d'orifices. Cette conception est censée apporter une raideur très importante aussi bien pour les perturbations de déplacement (excentricité) que pour les perturbations angulaires (mésalignement). Le banc est instrumenté avec 8 capteurs inductifs de déplacement placés dans 4 plans de mesure et avec un tachymètre optique pour mesurer la vitesse de rotation.

Les paliers et la butée sont alimentés en air à des pressions relatives variant de 0 à 6 bar. Les auteurs ont indiqué que le rotor a montré un comportement instable dominé par des vibrations auto-entretenues à partir des vitesses de rotation assez faibles, ce qui a même mené au grippage. Pour cette raison, le banc a été modifié en ajoutant un support viscoélastique (4 joints toriques) entre le double palier aérostatique (5) et le stator (4). Avec cette modification, le rotor dispose d'un amortissement qui permet d'atteindre des vitesses de rotation de 70 krpm. Ce banc fait partie d'un effort de recherche beaucoup plus important mené à *Politecnico di Torino* en Italie et qui vise la maîtrise des problèmes posés par la lubrification aérostatique dans la réalisation des broches d'usinage de précision. Une synthèse des activités expérimentales est donnée dans la référence [28].

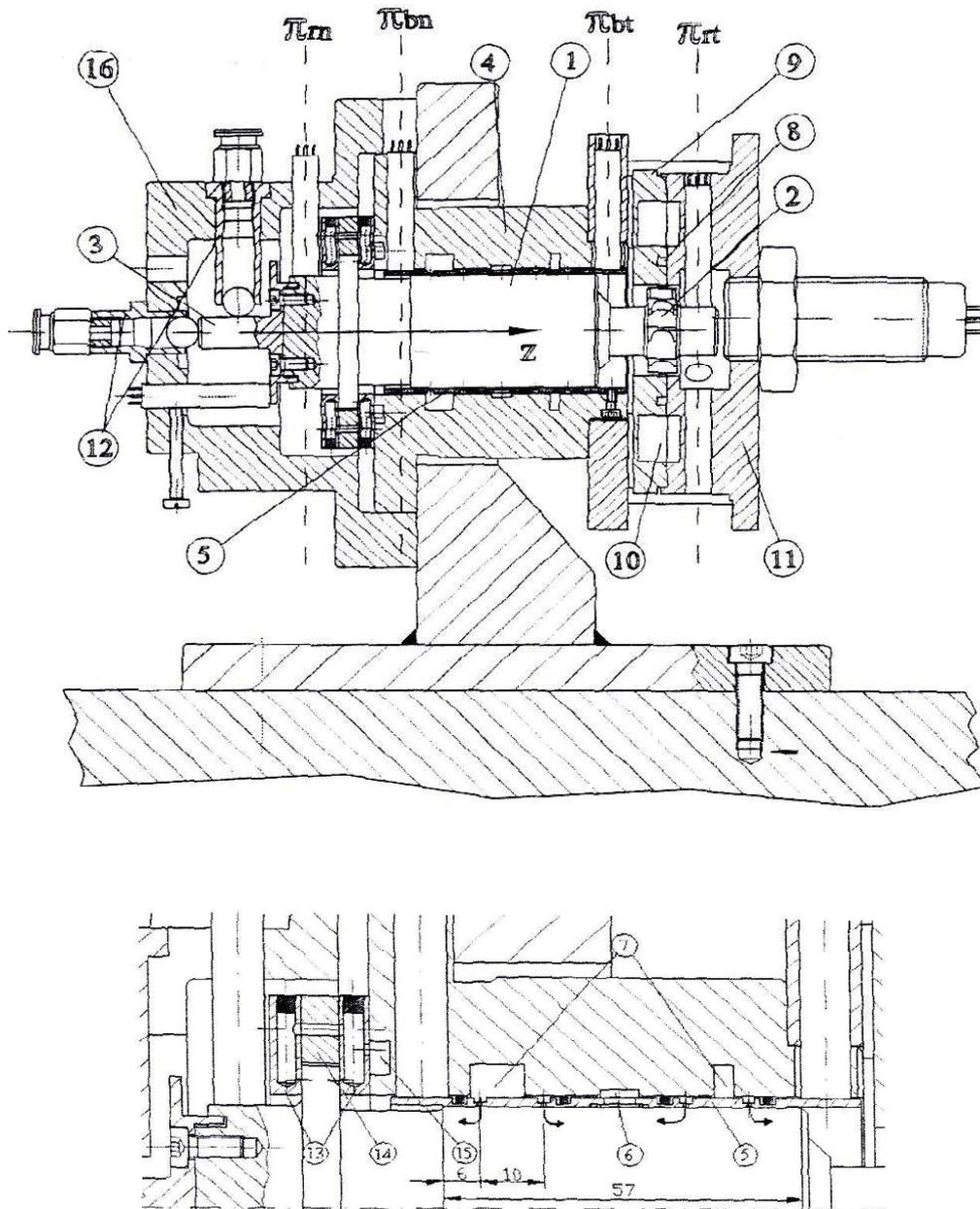


Figure 10 : Banc utilisé par Belforte et ses collaborateurs. [26],[27]

III. Conception du banc

L'idée est de réaliser une machine simple représentant la mise en œuvre du modèle de rotor de Jeffcott. La machine est donc basée sur un arbre horizontal, supporté à ses extrémités par deux paliers aérostatiques hybrides (PAH) identiques et entraîné en rotation par une turbine Pelton. La charge statique sur l'arbre est donc son propre poids (l'arbre est horizontal) tandis que la charge dynamique est représentée par le balourd (résiduel ou apporté) et par des impacts fournis avec un marteau spécial.

Le banc est schématiquement représenté sur la Figure 11 et montre les parties importantes :

- Les paliers aérostatiques hybrides
- Les socles des paliers et les balances de force
- Le rotor
- La turbine Pelton, son distributeur et les arrêts axiaux.

D'autres parties du banc ne sont pas visibles sur la **Figure 11** mais seront détaillées par la suite :

- Le circuit pneumatique
- Le marteau d'impact
- L'instrumentation des paliers.

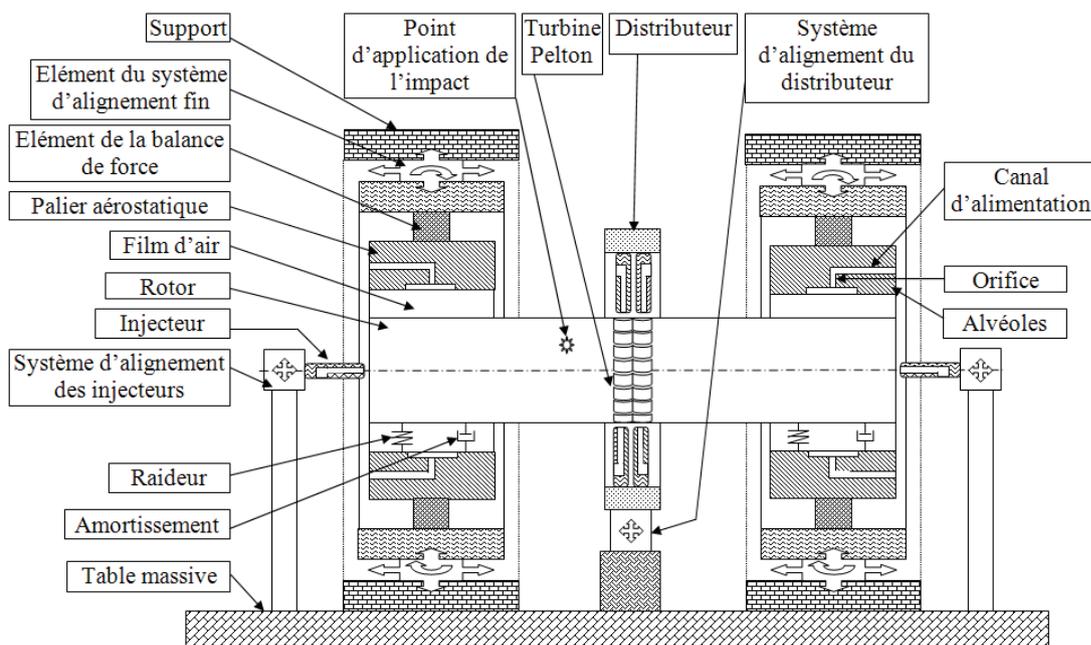


Figure 11 : Représentation schématique du banc d'essais.

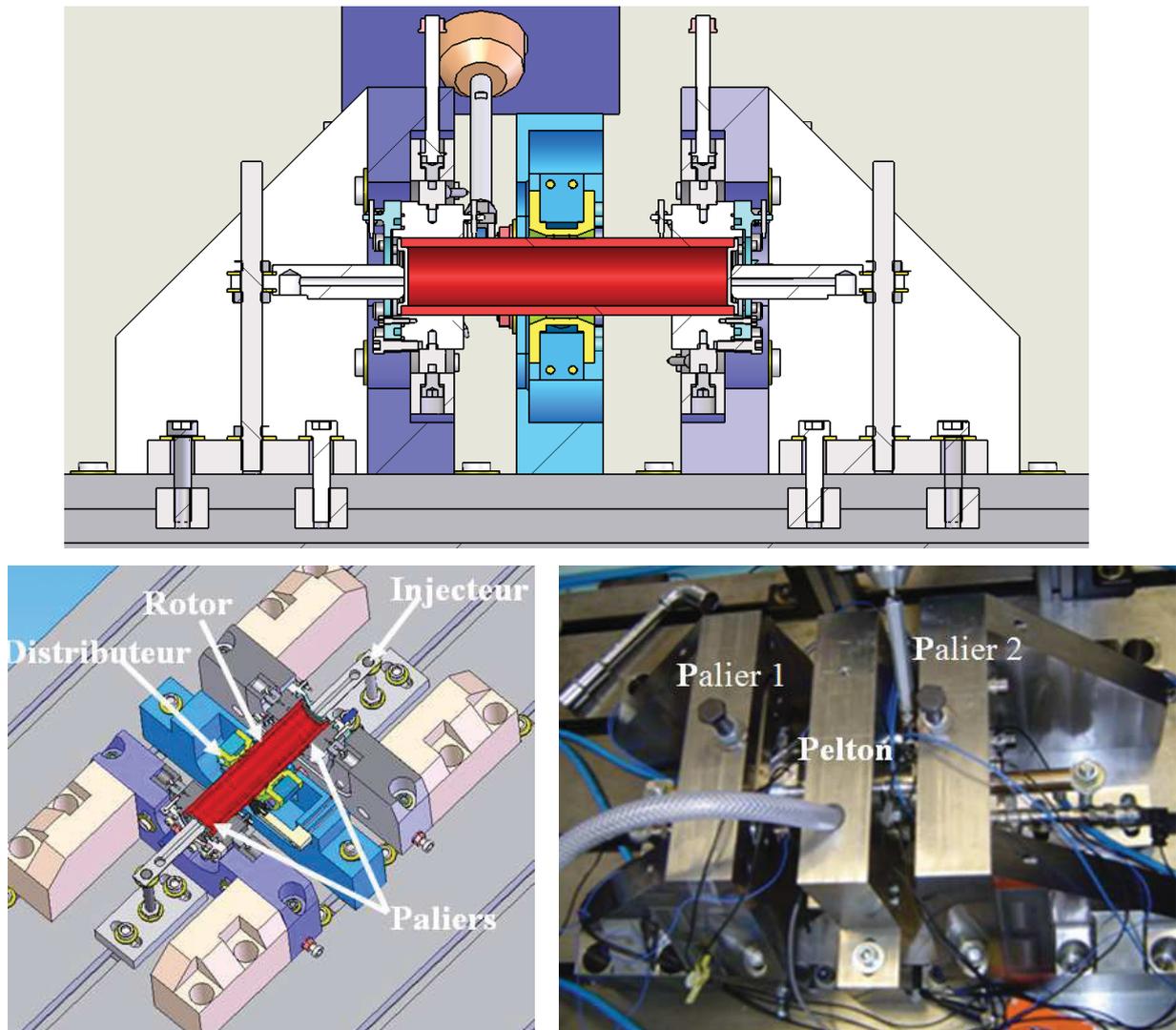


Figure 12 : Le banc d'essais en vue de coupe, isométrique et réelle.

La **Figure 12** présente une vue en coupe, une vue isométrique et une photographie du banc ainsi réalisé.

III.1 Les paliers aérostatiques hybrides

Les paliers aérostatiques hybrides sont des paliers alvéolés avec des poches de faible profondeur comme présentés sur la Figure 4. Les dimensions de ces paliers sont données dans le Tableau 10 en annexe confidentielle.

La conception des paliers a été faite en gardant à l'esprit que l'instabilité pneumatique est le premier risque majeur rencontré dans les PAHs. Cette instabilité est caractérisée par des vibrations auto-entretenues favorisées par deux paramètres [6] : le volume de l'alvéole et le rapport entre la pression dans l'alvéole et la pression d'alimentation du palier: P_r/P_s .

La pratique usuelle pour des paliers à air est d'éviter les alvéoles et d'utiliser des orifices d'alimentation qui débouchent directement dans le film mince. Ce choix permet d'éviter les instabilités pneumatiques, mais diminue la capacité de charge du palier et sa raideur statique. Une voie complémentaire est de cibler une valeur élevée du rapport P_r/P_s . Par exemple, une valeur du rapport proche de 0,7 assure une raideur directe maximale du palier, mais augmente le risque d'une instabilité pneumatique. Des valeurs plus élevées du rapport permettent d'éviter ce risque, au prix d'une diminution de la raideur directe du palier. Un compromis a donc été recherché afin d'éviter le risque d'instabilité pneumatique du palier tout en lui assurant une raideur directe convenable. Le palier a donc été conçu avec des alvéoles peu profondes de 200 μm de profondeur, de 15 mm de longueur circonférentielle, 20 mm de longueur axiale, un diamètre de 45 mm et un jeu radiale de conception de 50 μm . Cette valeur élevée du diamètre de l'orifice mène à des valeurs du rapport de pression P_r/P_s proches de 0,9. La conception des PAHs est présentée sur la Figure 13. Les paliers sont réalisés en deux parties. La partie comportant les canaux d'alimentation et les étanchéités est en aluminium pour faciliter l'usinage. La partie en contact avec le rotor est un insert en acier avec un chromage dur à l'interface rotor-stator. Cet insert a l'avantage de permettre son remplacement en cas de contact destructif. Il rend l'utilisation du revêtement plus simple, car l'aluminium nécessite un traitement avant la dépose du chrome.

Chaque alvéole du palier est prévue avec un orifice calibré qui doit jouer le rôle d'une résistance hydraulique entre l'alimentation à pression constante et le volume de la poche. Les orifices sont de type gicleur, avec une partie fileté pour permettre leur remplacement. Ils sont étanchés par collage et implantés dans une chambre alimentée en pression. Le montage des orifices est fait avant l'usinage par électroérosion, pour assurer un raccordement sans discontinuité entre les alvéoles et les orifices. La rugosité des paliers est fixée à $R_a = 0,2 \mu\text{m}$.

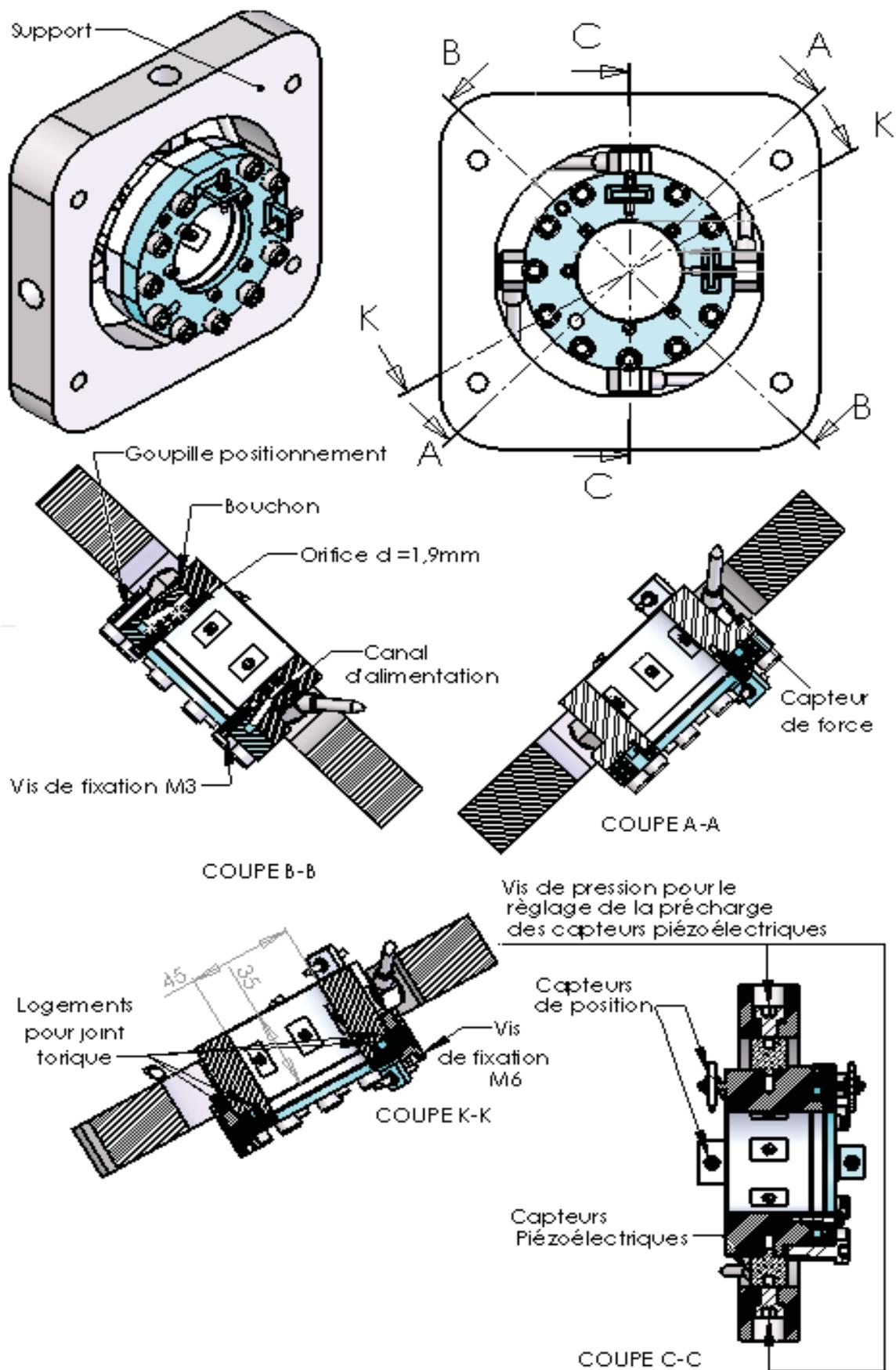


Figure 13 : Détail du palier sur son support

III.2 Le socle des paliers et balance de force

Les paliers sont montés sur deux socles rigides, indépendants, positionnés et fixés sur une table de fraiseuse.¹¹ Chaque palier est monté dans son support via quatre capteurs de force piézoélectriques comme indiqué sur la Figure 14. Ceci permet la réalisation d'une balance de force simplifiée destinée à mesurer l'effort transmis par le palier à son support. Le montage avec quatre capteurs de force est hyperstatique. Pour permettre la mise en position et la précontrainte correcte des capteurs, ceux-ci sont fixés sous contrainte par des vis d'appui comme décrit sur la Figure 13.¹² Cette configuration apporte une certaine souplesse de montage des paliers par rapport à la table et nécessite l'utilisation de deux accéléromètres sur chaque palier.

Les socles doivent être rigides pour toutes les vitesses de fonctionnement du banc. Leur première fréquence propre doit alors être suffisamment éloignée de la vitesse maximale ciblée.¹³ Cette vitesse est actuellement de 65 krpm. Toutefois, pour conserver une marge d'évolution et de sécurité sur le banc, la première fréquence propre du support est fixée à environ 2300 Hz. L'allure du mode propre est décrite sur la Figure 15.

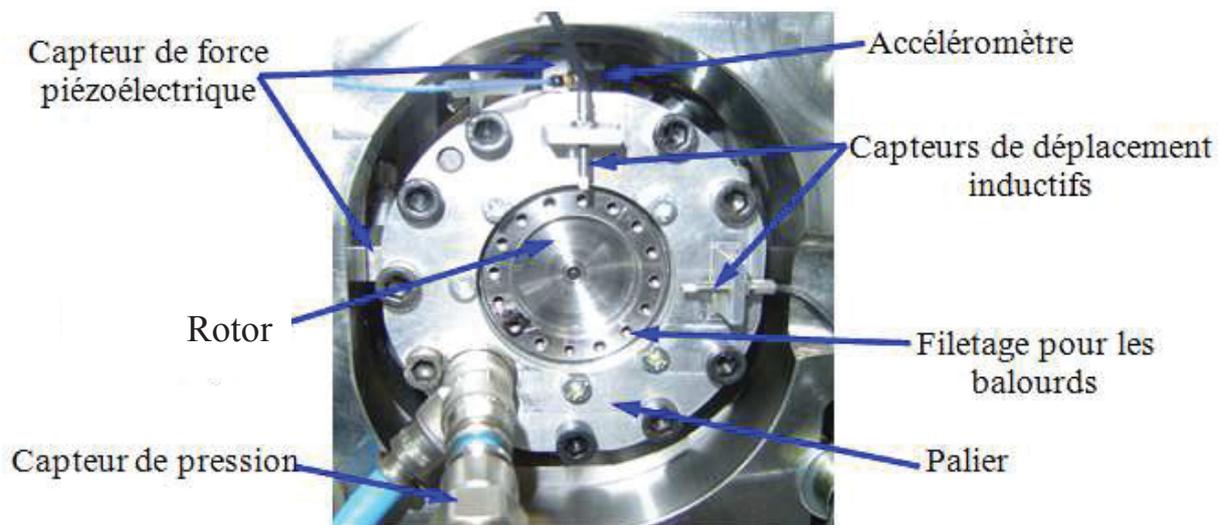


Figure 14 : Configuration des capteurs piézoélectriques.

¹¹ Cette conception soulève des difficultés d'alignement des deux paliers mais elle est imposée par le cahier des charges du banc qui prévoit la possibilité d'adapter la machine à l'utilisation des arbres de différentes longueurs.

¹² Les capteurs de force peuvent aussi être contraints par des vis de serrage et des cales. Les vis traversent les cales et sont serrées directement dans les capteurs. Cette dernière solution maintient davantage le palier sur le support.

¹³ Une marge de 40% est généralement considérée comme étant acceptable.

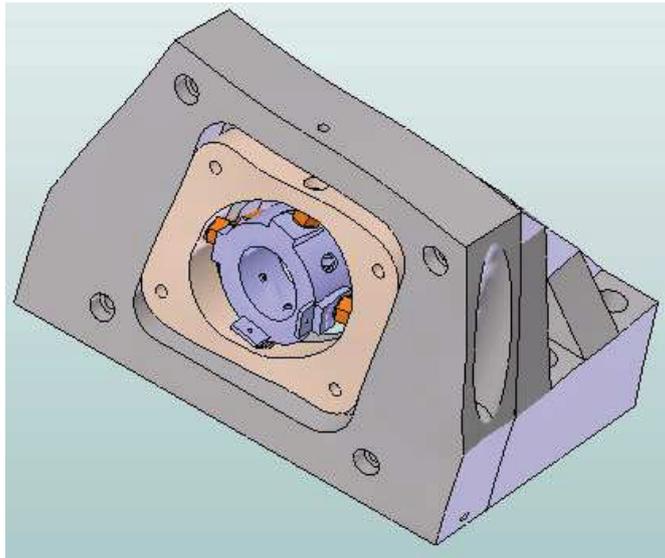


Figure 15 : Le premier mode propre du socle à 2300Hz.

Le respect de cette contrainte conduit à un support très lourd (38 kg). Les socles sont réalisés en acier inox pour éviter qu'une éventuelle corrosion gêne la procédure d'alignement.

L'alignement est possible grâce à des déplacements indépendants des socles. On dispose de deux translations (en vert et en orange sur la Figure 16) dans les directions orthogonales à l'arbre et de deux rotations (en rose et en jaune sur la Figure 16) perpendiculaires à l'axe du rotor. Ces mouvements sont rendus possibles par des glissières et des vis de pressions. Une série de vis permet le réglage de la position, une deuxième série de vis permet de bloquer le réglage. Par analogie au montage d'usinage et pour faciliter les réglages, la mise et le maintien en position sont alors dissociés. Cette solution offre une précision de réglage fine et permet de rapprocher le jeu effectif dans le palier du jeu de métrologie.

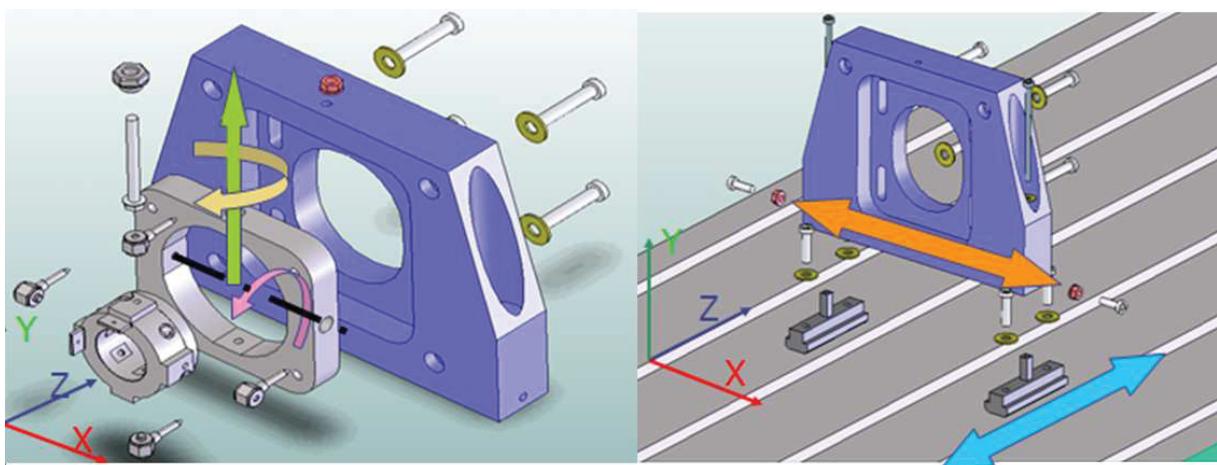


Figure 16 : Les déplacements permettant l'alignement.

III.3 Le rotor

La longueur de l'arbre et le diamètre sont des contraintes du cahier des charges. Comme la Figure 12 le montre, les paliers devront être positionnés aux extrémités du rotor ; la distance entre les plans extérieurs des paliers correspond donc à la longueur du rotor.

Le rotor doit aussi répondre à deux autres contraintes. Tout d'abord, il doit pouvoir être assimilé à un solide rigide pour des vitesses de fonctionnement inférieures à 65 krpm. Ensuite, sa masse est limitée par les caractéristiques dynamiques des paliers aérostatiques hybrides. Pour un fonctionnement stable du banc, sans vibrations auto-entretenues, la masse impartie à chaque palier doit être inférieure à une valeur critique déterminée par la raideur et l'amortissement des paliers aérostatiques hybrides. Le rotor a donc été réalisé sous la forme d'un arbre creux en acier, pour garder sa masse à de faibles valeurs, tout en assurant des caractéristiques de rigidités convenables. La rugosité de l'arbre au niveau des paliers est de $R_a = 0,2\mu\text{m}$.

Les extrémités de l'arbre sont fermées par des couvercles percés permettant l'implantation des balourds sur la circonférence. Le premier mode de flexion libre-libre estimé à l'aide d'une modélisation par éléments finis est à environ 5200 Hz (Figure 17), largement au-dessus de la plage de fonctionnement envisagée.

Les caractéristiques du rotor sont résumés dans l'annexe confidentielle.

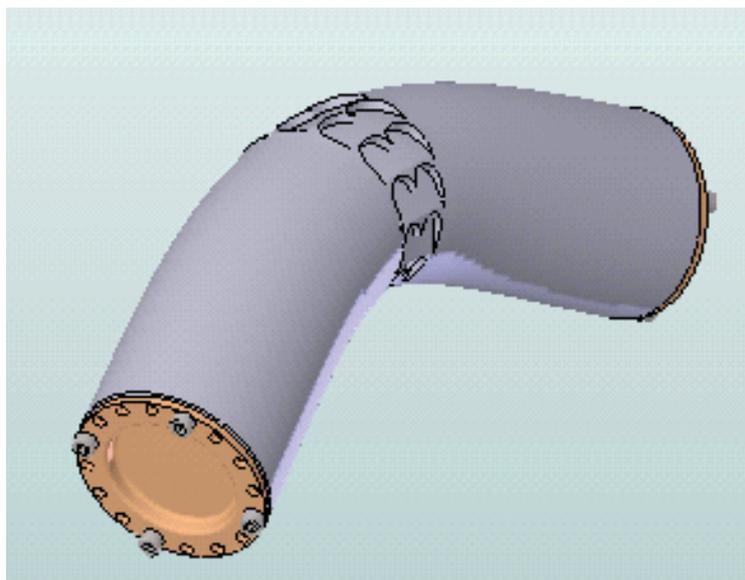


Figure 17 : Premier mode du rotor libre à 5200 Hz

III.4 La turbine Pelton, son distributeur et les arrêts axiaux

Le rotor est entraîné en rotation par une turbine Pelton. Afin de garder la masse de l'arbre à de faibles valeurs, les deux rangées d'aubages de la turbine Pelton (augets en forme de coupelle) sont usinées directement dans l'arbre à sa mi-longueur (Figure 17). La solution classique, avec les aubages usinés dans un disque monté sur l'arbre, conduirait à un rotor plus lourd avec un premier mode propre élastique plus faible.

Un autre avantage apporté par l'utilisation d'une turbine Pelton est le fait qu'elle n'induit pas de charges axiales, la présence d'une butée n'étant donc pas nécessaire. Le déplacement axial est éliminé en utilisant simplement deux injecteurs d'air pressurisé aux extrémités de l'arbre. Ces injecteurs, représentés sur la Figure 18, éliminent le degré de liberté de translation axiale du rotor avec un minimum de frottement et d'interférence avec le comportement dynamique.

La turbine Pelton est alimentée par un distributeur éjectant l'air pressurisé dans la direction tangentielle au rotor. Le distributeur représenté sur la Figure 19 est constitué d'une chambre circumférentielle fermée réalisée avec deux demi-coques et alimentée en air sous pression. La chambre permet d'alimenter des orifices également espacés. Ces orifices sont filetés, pouvant ainsi être bouchés¹⁴ ou recevoir un diamètre diminué. Ces possibilités n'ont toutefois pas été utilisées.

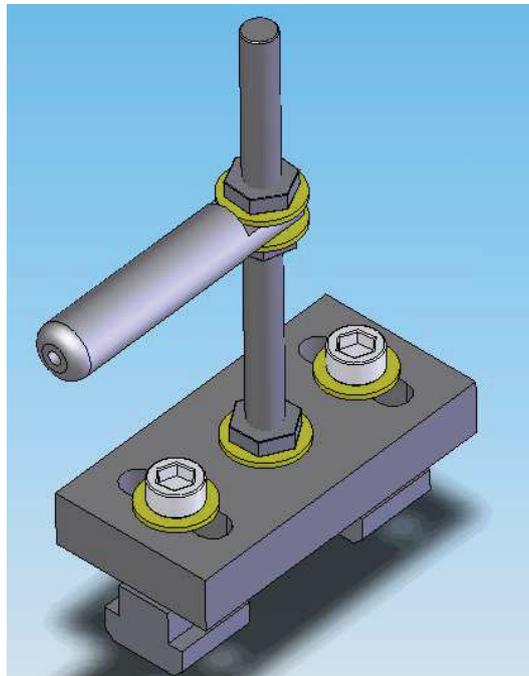


Figure 18 : Les injecteurs utilisés comme arrêts axiaux

¹⁴ L'obturation volontaire de quelques orifices permettrait d'appliquer une charge statique supplémentaire au rotor.

Le distributeur est monté sur un support mobile pour régler sa coaxialité avec le rotor. L'alignement est toutefois plus simple que celui mis en œuvre pour les socles des paliers. Une caractéristique limitant l'utilisation de la turbine Pelton est son faible couple. Pour les PAHs, ceci n'est pas un inconvénient car le démarrage de l'arbre se fait sans contact. En effet, les PAHs sont alimentés avant la mise en route de la turbine Pelton, ce qui conduit à la formation d'un film d'air sur lequel l'arbre peut tourner avec un très faible couple. La vitesse de rotation du rotor est fonction de la pression d'alimentation du distributeur de la turbine qui provient du réseau d'air du bâtiment, la turbine Pelton peut dépasser 60 krpm. Cette pression peut être modulée par un distributeur proportionnel. Il est alors possible de réaliser un asservissement entre la vitesse de rotation et la tension de commande du distributeur.¹⁵

III.5 Circuit pneumatique

Le circuit pneumatique est représenté sur la Figure 20. Il est réalisé en deux parties. La première partie est l'alimentation de la turbine et des doigts d'arrêts axiaux ; le débit, la qualité et la pression du réseau d'air du bâtiment sont suffisants pour ces éléments. Les paliers aérostatiques hybrides ont été alimentés au début par le réseau d'air du bâtiment. Ces premiers essais ont montrés que le débit du réseau d'air est insuffisant pour assurer l'alimentation des paliers à des pressions relatives supérieures à 5 bar.

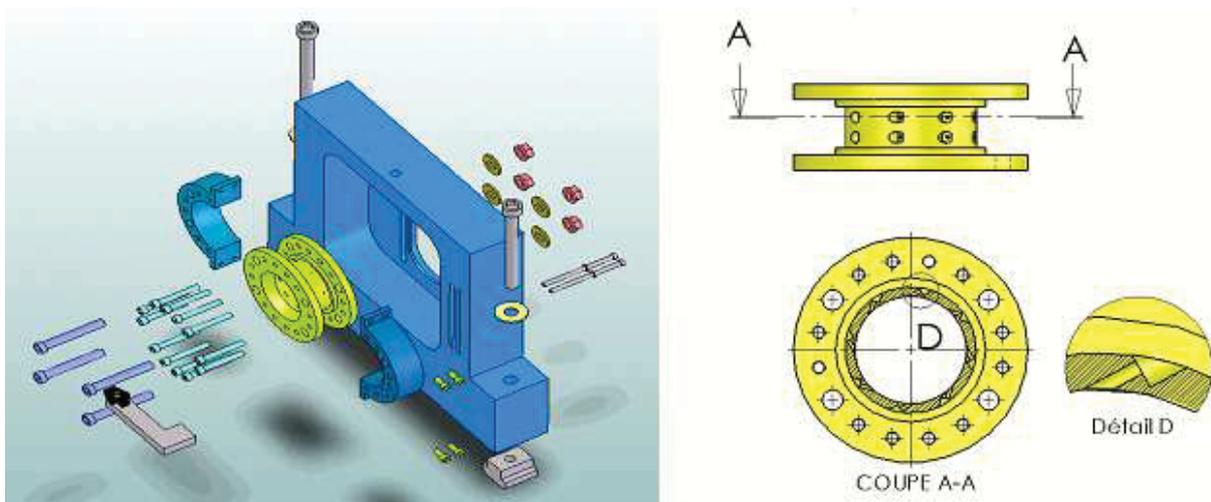


Figure 19 : Alimentation de la turbine Pelton : le distributeur

¹⁵ Cette adaptation du banc a été réalisée, mais nécessite un ordinateur séparé pour la commande.

Un compresseur dédié uniquement à l'alimentation des paliers a donc été installé. Ce compresseur a une puissance de 30 kW, une pression relative maximale de 13 bar et un débit de 220 nm³/h.¹⁶ Ce compresseur permet d'atteindre dans chaque palier des pressions relatives de 10 bar.¹⁷ Deux filtres régulateurs supportant le passage de gros débits à 13 bar permettent d'alimenter les paliers. Le suivi de la température de l'air est fait en amont de ces régulateurs. Les régulateurs et les mesures de la pression à l'entrée de chaque palier permettent d'alimenter indépendamment les paliers.

Un débitmètre massique et un système de vannes (Figure 20) permettent de mesurer le débit de chaque palier. La configuration des vannes pour la mesure est rappelée dans le Tableau 1. La succession des étapes 1 à 8 permet de passer de la mesure du débit dans le palier 1 à la mesure du débit dans le palier 2 ; et inversement la succession de 8 vers 1, permet de passer de la mesure dans le palier 2 à la mesure dans 1.¹⁸

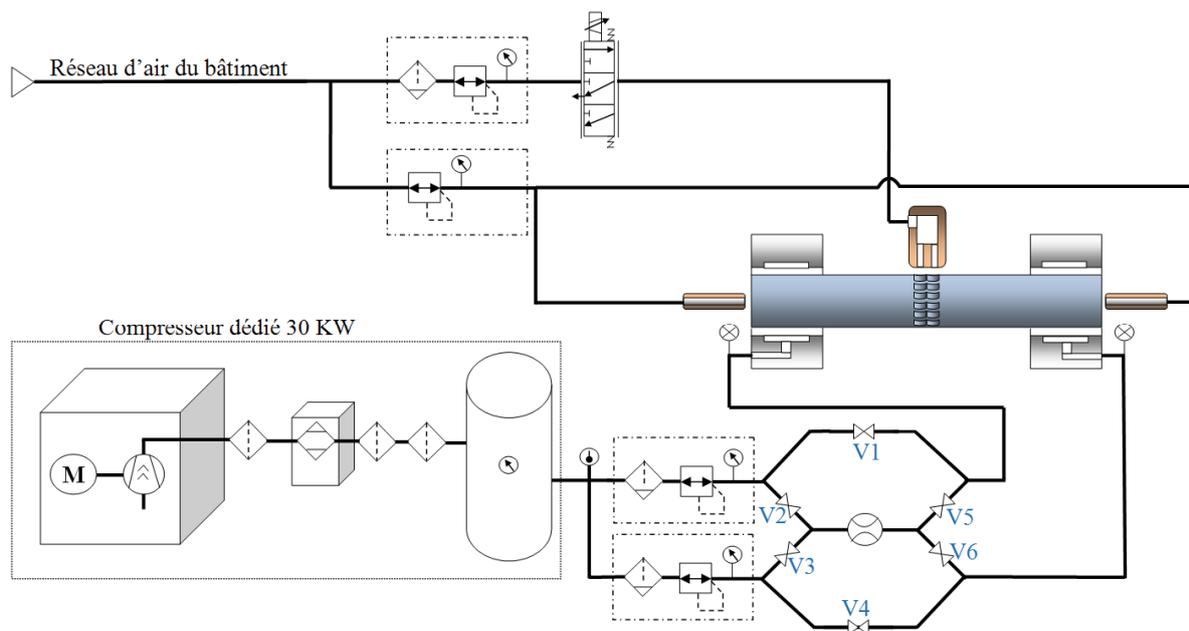


Figure 20 : Le circuit pneumatique du banc d'essais

¹⁶ Le compresseur fonctionne avec un sécheur par réfrigération à stabilisation du point de rosée à 3°C et une cuve de 1000 l. Trois filtres sont mis en œuvre : un filtre micronique par coalescence (filtration solide < 0,1 µm / filtration huile 0,1 mg/m³), un filtre submicronique par coalescence haute efficacité (filtration solide < 0,01 µm / filtration huile 0,01 mg/m³) et un au charbon actif (élimine les odeurs d'hydrocarbures et donne un air sain).

¹⁷ Cette limitation est due au débit d'air consommé par les paliers. Les mesures ont mis en évidence des débits massiques de l'ordre de 10 g/s par palier pour une pression relative de 6 bar. Au-delà de cette valeur, le débitmètre utilisé est saturé.

¹⁸ Il est indispensable d'être très attentif lors de la manipulation de ces vannes car le risque de détérioration du palier est réel.

Etape	Vannes ouvertes	Configuration palier 1	Configuration palier 2
1	V2, V4, V5	Mesure débit	Alimenté directement
2	V1, V2, V4, V5	Shunt mesure débit	Alimenté directement
3	V1, V2, V4	Arrêt mesure débit	Alimenté directement
4	V1, V4	Alimenté directement	Alimenté directement
6	V1, V3, V4	Alimenté directement	Arrêt mesure débit
7	V1, V3, V4, V6	Alimenté directement	Shunt mesure débit
8	V1, V3, V6	Alimenté directement	Mesure débit

Tableau 1 : Configuration des vannes pour mesure

III.6 Le marteau

L'excitation du système est faite par un marteau d'impact électrique fixé à la table. La force d'impact est mesurée par un capteur piézoélectrique monté entre la tige qui transmet l'impact et la tête du marteau. La force de l'impact est contrôlée par un potentiomètre se situant à l'intérieur du carter contenant l'actionneur électrique et le ressort de rappel.

La tête d'impact fournie par le fabricant du marteau est remplacée par un dispositif à roulement décrit sur la Figure 21. Cette solution est empruntée de la référence [30] et limite la force de frottement (tangentielle) générée au moment de l'impact.

Pour des raisons d'accessibilité, la tige fournie par le fabricant est aussi remplacée par une tige plus longue. Ces modifications entraînent la nécessité d'un réétalonnage.

Un essai balistique sur une masse parallélépipédique suspendue de 1 kg est donc réalisé. En appliquant l'impact sur une face et en mesurant l'accélération sur la face opposée, le PFD permet de déterminer le gain du marteau de choc. La moyenne sur dix essais donne une valeur de $1,076 \cdot 10^{-3}$ V/N. Ce résultat est proche de la valeur de $1,12 \cdot 10^{-3}$ V/N du gain donnée par le fabricant et sera utilisé pour convertir le signal électrique du capteur de force piézoélectrique du marteau en force d'impact.

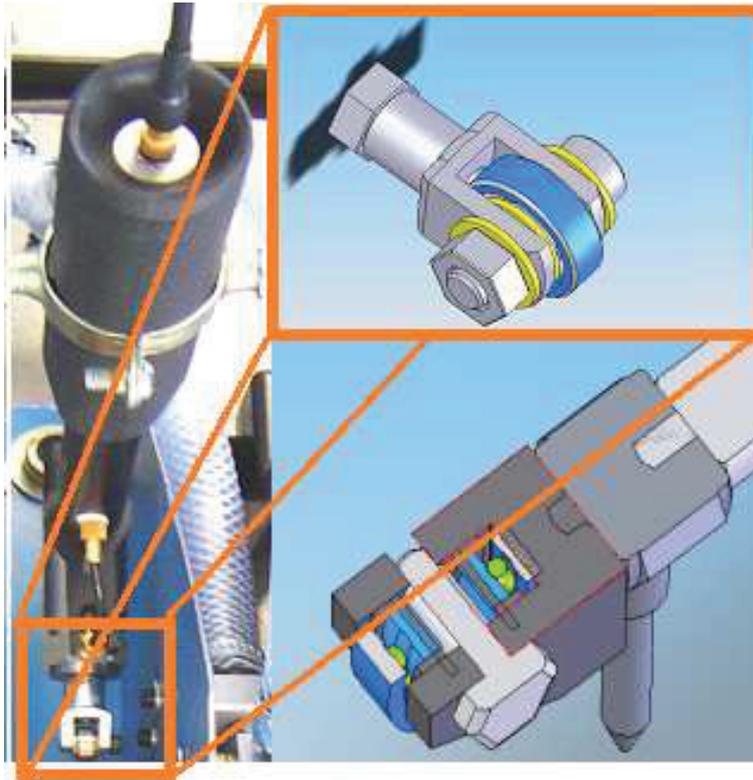


Figure 21 : L'impacteur à roulement

III.7 L'instrumentation des paliers

Tous les instruments ainsi que leur implantation sont résumés sur la Figure 22 et le Tableau 2. On dispose sur ce banc de 3 plans de mesure par palier. Les déplacements du rotor par rapport aux paliers sont mesurés par des capteurs inductifs montés orthogonalement deux par deux (Figure 14). Chaque palier est donc prévu avec :

- Un plan de mesure des déplacements à l'extérieur des deux socles (capteurs 1, 2, 3, 4). Cette mesure est utilisée pour aligner les deux paliers entre eux grâce à un arbre étalon.
- Un plan de mesure des déplacements à l'intérieur des deux socles (capteurs I, II, III, IV). Ces capteurs sont utilisés pour mesurer les déplacements du rotor par rapport aux paliers. La mesure sert également lors de la phase d'alignement.
- Un plan de mesure médian comprenant les capteurs de la balance de force (FD1 à 8) pour mesurer la force transmise et les accéléromètres montés orthogonalement (AX1, 2 et AY1, 2). Les accélérations permettent la mesure des déplacements absolus des paliers et par conséquent du rotor.

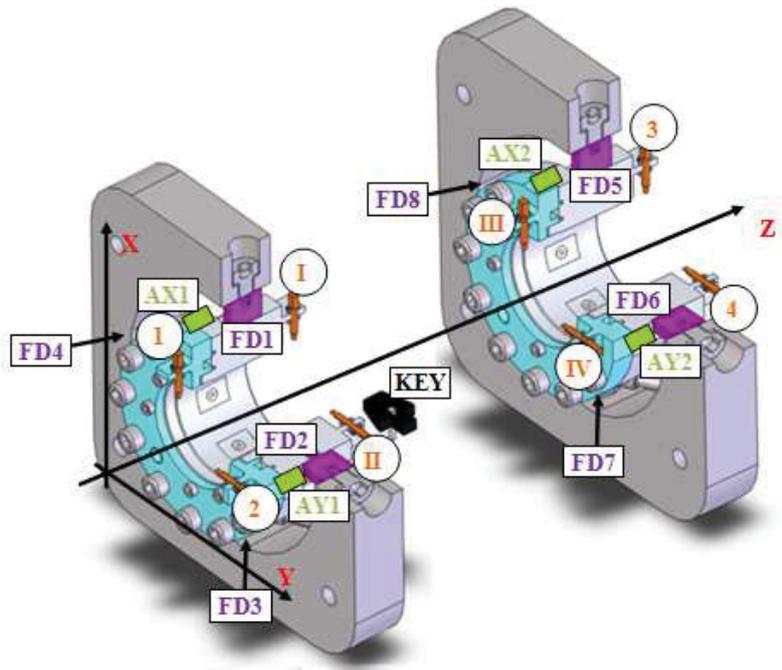


Figure 22 : L'instrumentation des paliers.

Notation de la Figure 22	Grandeur mesurée
D1, 2, 3, 4	Déplacement de l'arbre Pelton par rapport au palier (intérieur)
D I, II, III, IV	Déplacement de l'arbre Etalon par rapport au palier (extérieur)
FD1 à 8	Force dynamique entre le palier et le bâti
KEY	Vitesse de rotation de l'arbre
FDMC	Force dynamique du marteau de choc.
AX1, AY1, AX2, AY2	Accélérations des paliers

Tableau 2 : Mnémonique des capteurs

De plus, un capteur de force piézoélectrique permet la mesure des forces lors de l'impact, et un capteur optoélectronique (Keyphasor) permet la mesure de la vitesse de rotation de l'arbre et fournit une référence de phase pour tous les signaux.

Tous les capteurs sont munis de conditionneurs et l'acquisition se fait à l'aide d'une carte National Instrument et de Labview. Les enregistrements sont stockés et font l'objet d'un post-traitement pour identifier les coefficients dynamiques des paliers.

IV. Identification des coefficients dynamiques

Le banc et son instrumentation permettent la mise en œuvre de plusieurs méthodes d'identification des coefficients dynamiques des paliers. Elles seront décrites par la suite et seront discutées afin de souligner les avantages et les inconvénients de chacune. Le point de départ de toute méthode est le PFD du composant soumis à des excitations.

IV.1 Identification des coefficients dynamiques des paliers à partir des équations du PFD du rotor (1^{ère} méthode)

Le système de coordonnées du rotor est représenté sur la Figure 23. Les points O_1 et O_2 se trouvent dans le plan médian de chaque palier et l'origine du système de coordonnées est à mi-distance entre O_1 et O . Les équations du PFD du rotor rigide s'écrivent :

$$[M]\{\ddot{q}_a\} = \{f\} + \{f_b\} - \Omega[G]\{\dot{q}_a\} \quad (4)$$

$$\{q_a\} = \{x_a \quad y_a \quad \theta_a \quad \Phi_a\}^T \quad (5)$$

où x_a , y_a , θ_a et Φ_a sont les déplacements et les rotations du centre de masse de l'arbre dans un système de coordonnées absolu (mesurés par rapport au bâti ou à la table). Les vecteurs $\{f\}$ et $\{f_b\}$ représentent, respectivement, les forces extérieures (balourd, impact ou une autre excitation) et les forces fluides dans les paliers. Le dernier terme représente les effets gyroscopiques.

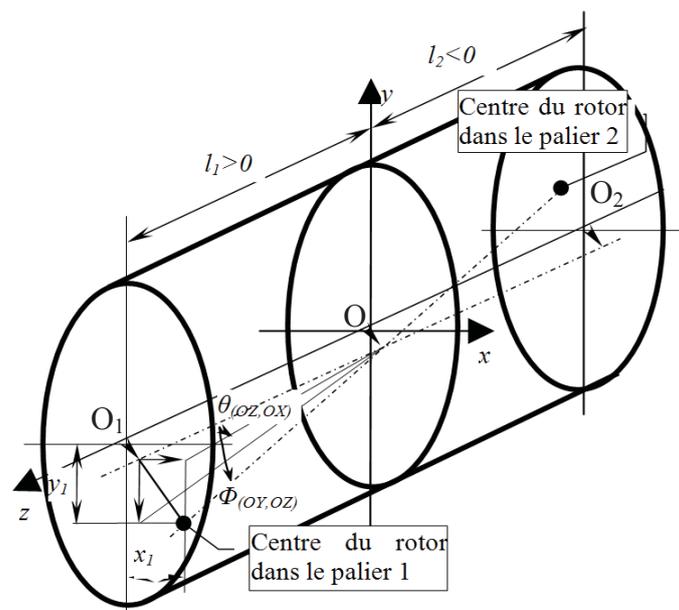


Figure 23 : Modèle du rotor rigide supporté par les deux paliers

Les déplacements du centre de masse du rotor et ses rotations sont exprimés en fonction des déplacements dans le plan médian de chaque palier ; le rotor étant symétrique, $l_1 = l/2$, $l_2 = -l/2$, il résulte :¹⁹

$$x_a = (x_{a1} + x_{a2})/2, \quad y_a = (y_{a1} + y_{a2})/2 \quad (6)$$

$$\theta_a = (x_{a1} - x_{a2})/2l, \quad \Phi_a = -(y_{a1} - y_{a2})/2l \quad (7)$$

Les équations du PFD sont alors réécrites en fonction des déplacements dans les paliers :

$$[M]\{\ddot{\tilde{q}}_a\} = \{f\} + \{f_b\} - \Omega[G]\{\dot{\tilde{q}}_a\} \quad (8)$$

$$\{\tilde{q}_a\} = \{x_{a1} \quad y_{a1} \quad x_{a2} \quad y_{a2}\}^T \quad (9)$$

$$[\tilde{M}] = \begin{bmatrix} M/2 & 0 & M/2 & 0 \\ 0 & M/2 & 0 & M/2 \\ J_t/2l & 0 & -J_t/2l & 0 \\ 0 & -J_t/2l & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[\tilde{G}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_p/2l & 0 & J_p/2l \\ -J_p/2l & 0 & J_p/2l & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} f_x(t) \\ f_y(t) \\ m_y(t) \\ m_x(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{imp_x} + \sum u_b \Omega^2 \cos(\Omega t) \\ f_{imp_y} + \sum u_b \Omega^2 \sin(\Omega t) \\ f_{imp_x} l_3 + \sum (ul)_b \Omega^2 \cos(\Omega t) \\ -f_{imp_y} l_3 - \sum (ul)_b \Omega^2 \sin(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad (12)$$

où f_{imp} représente la force d'impact, l_{imp} est la position axiale de l'impact, u_b est le balourd et l_b la position axiale du balourd.

Il est supposé que les forces d'excitation engendrent seulement de faibles déplacements du rotor autour de sa position d'équilibre statique. Dans ce cas, les forces fluides dans les paliers sont exprimées à l'aide des coefficients de raideur et d'amortissement [1] :

¹⁹ Il faut noter que les coordonnées utilisées pour les calculs sont celles du centre des paliers. Les mesures relevées par les capteurs de déplacement sont déportées d'une distance légèrement supérieure à la mi-longueur du palier.

$$\{f_b\} = -[\tilde{K}]\{\tilde{q}\} - [\tilde{C}]\{\dot{\tilde{q}}\} \quad (13)$$

$$[\tilde{K}] = \begin{bmatrix} K_{xx1} & K_{xy1} & K_{xx2} & K_{xy2} \\ K_{yx1} & K_{yy1} & K_{yx2} & K_{yy2} \\ K_{xx1}l & K_{xy1}l & -K_{xx2}l & -K_{xy2}l \\ -K_{yx1}l & -K_{yy1}l & K_{yx2}l & K_{yy2}l \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$[\tilde{C}] = \begin{bmatrix} C_{xx1} & C_{xy1} & C_{xx2} & C_{xy2} \\ C_{yx1} & C_{yy1} & C_{yx2} & C_{yy2} \\ C_{xx1}l & C_{xy1}l & -C_{xx2}l & -C_{xy2}l \\ -C_{yx1}l & -C_{yy1}l & C_{yx2}l & C_{yy2}l \end{bmatrix} \quad (15)$$

où $\{\tilde{q}\} = \{x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2\}^T$ sont les déplacements du rotor par rapport aux paliers. Ces déplacements sont mesurés par les capteurs montés sur les paliers. Si le montage des paliers dans leurs socles est rigide, leurs déplacements sont mesurés dans un système de coordonnées absolu, par rapport donc à la table ou au bâti. La Figure 22 montre les quatre capteurs de forces piézoélectriques intercalés entre chaque palier et son support. Ces capteurs ont une rigidité très élevée mais finie, et des déplacements entre le palier et son support sont donc à attendre. La mesure réalisée par le capteur de déplacement monté sur le palier fournit donc un déplacement $\{\tilde{q}\}$ dans un système de coordonnées relatif. La relation entre $\{\tilde{q}_a\}$ and $\{\tilde{q}\}$ est donc :

$$\{\tilde{q}_a\} = \{\tilde{q}_h\} + \{\tilde{q}\} \quad (16)$$

où $\{\tilde{q}_h\}$ est le déplacement du coussinet par rapport à son socle.

Les équations (13) et (16) sont injectées dans l'équation (8) du PFD. Il résulte :

$$[\tilde{M}]\{\ddot{\tilde{q}}\} + [\tilde{C}]\{\dot{\tilde{q}}\} + [\tilde{K}]\{\tilde{q}\} = \{f\} - \Omega[\tilde{G}]\{\dot{\tilde{q}} + \dot{\tilde{q}}_h\} - [\tilde{M}]\{\ddot{\tilde{q}}_h\} \quad (17)$$

où $\{\ddot{\tilde{q}}_h\}$ et $\{\dot{\tilde{q}}_h\}$ représentent l'accélération et la vitesse du palier par rapport à son socle.

Comme le socle est rigide, l'accélération $\{\ddot{\tilde{q}}_h\}$ est mesurée par les accéléromètres montés sur les paliers.

Les équations (17) du PFD sont linéaires car il a été supposé que les forces d'excitations n'engendrent que de faibles déplacements du rotor autour de sa position d'équilibre. L'application de la transformée de Fourier permet d'écrire les équations du PFD dans le domaine fréquentiel :²⁰

$$[\tilde{Z}]_i \{Q\}_i = \overbrace{\{F\}_i + (\omega_i^2 [\tilde{M}] - j\omega_i \Omega [\tilde{G}]) \{Q\}_i - \left([\tilde{M}] - \frac{\Omega}{j\omega_i} [\tilde{G}] \right) \{A\}_i}^{\{RHS\}_i} \quad (18)$$

$$\{Q\}_i = \{X_1 \quad Y_1 \quad X_2 \quad Y_2\}_i^T \quad (19)$$

$$\{A\}_i = \{A_{X1} \quad A_{Y1} \quad A_{X2} \quad A_{Y2}\}_i^T \quad (20)$$

$$\{F\}_i = \{F_x \quad F_y \quad l_3 F_x \quad -l_3 F_y\}_i^T \quad (21)$$

où $[\tilde{Z}]_i$ est la matrice des impédances des paliers :

$$Z_{\alpha\beta 1,2} = K_{\alpha\beta 1,2} + j\omega C_{\alpha\beta 1,2}, \quad \alpha, \beta = X, Y, \quad j = \sqrt{-1} \quad (22)$$

L'identification des coefficients dynamiques revient alors au calcul des impédances complexes $Z_{\alpha,\beta 1,2}$. Il faut ensuite tenir compte du fait que les deux paliers sont identiques et donc $Z_{\alpha\beta 1} = Z_{\alpha\beta 2} = Z_{\alpha\beta}$. Ceci est vrai si les tolérances dimensionnelles, de forme et de position de chaque palier après usinage, sont entre les limites préconisées et si les pressions d'alimentation sont identiques.

Il est alors nécessaire de calculer seulement quatre impédances complexes et les équations du PFD dans le domaine fréquentiel sont réécrites :

$$[\tilde{Z}]_i \{Q\}_i = \underbrace{\begin{bmatrix} X_1 + X_2 & Y_1 + Y_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & X_1 + X_2 & Y_1 + Y_2 \\ l(X_1 - X_2) & l(Y_1 - Y_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -l(X_1 - X_2) & -l(Y_1 - Y_2) \end{bmatrix}_i}_{[P]_i} \begin{Bmatrix} Z_{XX} \\ Z_{YY} \\ Z_{XY} \\ Z_{YX} \end{Bmatrix}_i = \{RHS\}_i \quad (23)$$

²⁰ Les lettres majuscules indiquent la transformée de Fourier, $X_1 = FFT(x_1)$, etc...

Les impédances sont obtenues directement par inversion de la matrice P .

$$\begin{Bmatrix} Z_{XX} \\ Z_{YY} \\ Z_{XY} \\ Z_{YX} \end{Bmatrix}_i = [P]_i^{-1} \{RHS\}_i \quad (24)$$

Cette résolution est possible seulement si la matrice $[P]_i$ n'est pas singulière. En effet :

$$\det[P]_i = 4l^2 (Y_{2i} X_{1i} - Y_{1i} X_{2i})^2 \quad (25)$$

Ce déterminant est nul si $X_{1i}/Y_{1i} = X_{2i}/Y_{2i}$. Cette relation est vérifiée si, par exemple, l'orbite est un cercle, ce qui arrive assez fréquemment dans les paliers alimentés par une pression extérieure qui ont des coefficients dynamiques presque constants pour des excentricités inférieures à 40% du jeu radial. Ceci est aussi le cas des paliers aérostatiques hybrides utilisés actuellement, pour lesquels il a été vérifié que le fonctionnement a lieu à une excentricité statique relative inférieure à 5%. De même, l'orbite du rotor suite au balourd résiduel ne dépasse pas 20% du jeu radial pour toutes les vitesses de rotation.

L'identification n'est donc possible que si la matrice $[P]_i$ est bien conditionnée. Les essais ont montré que le conditionnement de cette matrice est mauvais pour la plupart des fréquences d'excitation, et l'identification des coefficients dynamiques à l'aide de la relation (24) est imprécise. Cette difficulté a été contournée en tenant compte du fait que, pour des excentricités inférieures à 40% du jeu radial, les matrices des coefficients dynamiques et des impédances du palier aérostatique sont antisymétriques :

$$Z_{xx} = Z_{yy} = Z \text{ et } Z_{xy} = -Z_{yx} = z \quad (26)$$

Ceci revient à imposer dès le début $Z = (Z_{xx} + Z_{yy})/2$ et $z = (Z_{xy} - Z_{yx})/2$ et non pas de vérifier ces relations a posteriori. Il est alors nécessaire d'identifier seulement deux valeurs complexes, $Z = K + jC$ et $z = k + jc$.

Les équations (18) du PFD dans le domaine fréquentiel vont alors être mises sous une forme qui permet le calcul de ces deux impédances.

$$[\tilde{Z}]_i \{Q\}_i = \underbrace{\begin{bmatrix} X_1 + X_2 & Y_1 + Y_2 \\ Y_1 + Y_2 & -(X_1 + X_2) \\ l(X_1 - X_2) & l(Y_1 - Y_2) \\ -l(Y_1 - Y_2) & l(X_1 - X_2) \end{bmatrix}}_{[P_0]_i} \begin{Bmatrix} Z_{xx} \\ Z_{xy} \end{Bmatrix}_i = RHS \quad (27)$$

Le système est résolu dans le sens des moindres carrés :

$$\begin{Bmatrix} Z_{xx} \\ Z_{xy} \end{Bmatrix}_i = ([P_0]_i^T [P_0]_i)^{-1} [P_0]_i^T \{RHS\}_i \quad (28)$$

La résolution ne pose pas de problème car le rang de $[P_0]_i$ est de 2.²¹

Dans le processus de mesure, les impédances sont moyennées sur $n = 12$ essais.

$$\bar{Z}_{\alpha\beta_i} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n Z_{\alpha\beta_{il}} \quad (29)$$

Et les coefficients dynamiques sont ensuite identifiés en dissociant la partie réelle et imaginaire de l'impédance ainsi calculée :

$$K_{\alpha\beta_i} = \Re(\bar{Z}_{\alpha\beta_i}), \quad C_{\alpha\beta_i} = \Im(\bar{Z}_{\alpha\beta_i})/\omega_i \quad (30)$$

IV.2 Identification des coefficients dynamiques des paliers à partir du PFD du coussinet (2^{ème} méthode)

Une deuxième méthode d'identification des coefficients dynamiques est rendue possible grâce aux capteurs de force piézoélectriques prévus entre les paliers et leurs socles et aux accéléromètres montés sur les paliers. L'excitation dynamique est toujours réalisée par impact, mais les capteurs de force piézoélectriques mesurent la force transmise par chaque palier à son socle. Le déplacement relatif du rotor est toujours mesuré par les capteurs de

²¹ Le déterminant de sa matrice mineure est $-(X_{1i} + X_{2i})^2 - (Y_{1i} + Y_{2i})^2 \neq 0$

déplacement montés sur les paliers. Les équations du PFD pour chaque palier après avoir appliqué la transformée de Fourier s'écrivent :

$$M_b \begin{Bmatrix} A_x \\ A_y \end{Bmatrix}_i + \begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix}_i = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}_i \quad (31)$$

La simplification $Z_{xx} = Z_{yy}$ et $Z_{xy} = -Z_{yx}$ permet de déterminer rapidement les deux impédances :

$$\begin{Bmatrix} Z_{xx} \\ Z_{xy} \end{Bmatrix}_i = \frac{1}{(X^2 + Y^2)_i} \begin{bmatrix} X & Y \\ Y & -X \end{bmatrix}_i \left(\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}_i - M_b \begin{Bmatrix} A_x \\ A_y \end{Bmatrix}_i \right) \quad (32)$$

Cette identification doit être appliquée pour chacun des deux paliers car la force d'impact n'est pas appliquée au milieu du rotor (la mi-longueur du rotor est occupé par la turbine Pelton) et les déplacements engendrés ne seront pas identiques. Les difficultés rencontrées avec cette méthode seront présentées par la suite.

V. Procédure expérimentale

V.1 Réglages préliminaires

V.1.1 Alignement de l'arbre

L'alignement des paliers est réalisé grâce à un arbre étalon et aux capteurs de déplacement. Les 8 capteurs de déplacement permettent de mesurer le jeu (dans les paliers) qui résulte du montage du rotor et de l'alignement des paliers. L'arbre étalon a le même diamètre que le rotor mais une longueur de 300 mm. Cette longueur permet aux capteurs de déplacement situés à l'extérieur des socles de mesurer le jeu dans les paliers. Avec l'arbre étalon, le jeu dans les paliers peut donc être mesuré dans quatre plans, tandis que le rotor ne permet la mesure du jeu que dans les deux plans intérieurs.

Une première estimation du jeu est disponible après avoir effectué la métrologie des paliers, de l'arbre étalon et du rotor. Les résultats de la métrologie réalisée à l'aide d'une table de mesure de la circularité (de marque Talyrond) sont représentés en Figure 24 et Figure 25 et les valeurs sont données dans le Tableau 3. Le diamètre de l'arbre étalon a été mesuré sur toute sa longueur. Le diamètre du rotor n'a été mesuré que sur la longueur occupée par les paliers. Les

valeurs du jeu métrologique dans les deux paliers sont identiques et égales à 42 μm , à comparer à la valeur de 50 μm sélectionnée dans la conception des paliers.

Si les paliers sont parfaitement alignés, ce jeu radial doit être retrouvé par les capteurs de déplacements après le montage de l'arbre étalon ou du rotor. Le mésalignement inhérent des paliers va conduire à une diminution du jeu radial dans les paliers. Le réglage de l'alignement est obtenu en essayant d'assurer la meilleure correspondance possible entre le jeu mesuré dans chaque palier et le jeu métrologique.

Le premier réglage du mésalignement est effectué avec l'arbre étalon. Au début de la phase de réglage des jeux, les paliers sont fortement pressurisés pour éviter autant que possible les contacts préjudiciables à la géométrie du rotor et du palier.

Une fois les réglages initiaux effectués, l'arbre étalon est démonté. Le rotor est ensuite monté et le jeu effectif est déterminé en déplaçant manuellement le rotor dans les paliers. La différence entre la valeur maximale et minimale du déplacement donne le jeu effectif dans les paliers. Le réglage est itératif et s'achève quand le jeu est suffisamment proche du jeu métrologique. Les socles sont alors bloqués en position. La différence entre le jeu métrologique et le jeu effectif mesuré permet d'estimer la qualité de l'alignement. En effet, le jeu effectif est toujours inférieur au jeu métrologique et l'égalité de ces deux valeurs montre un alignement parfait. Les jeux radiaux ainsi obtenus sont donnés dans le Tableau 4 ; les valeurs montrent que seuls 5 μm du jeu radial sont perdus suite au mésalignement des paliers.

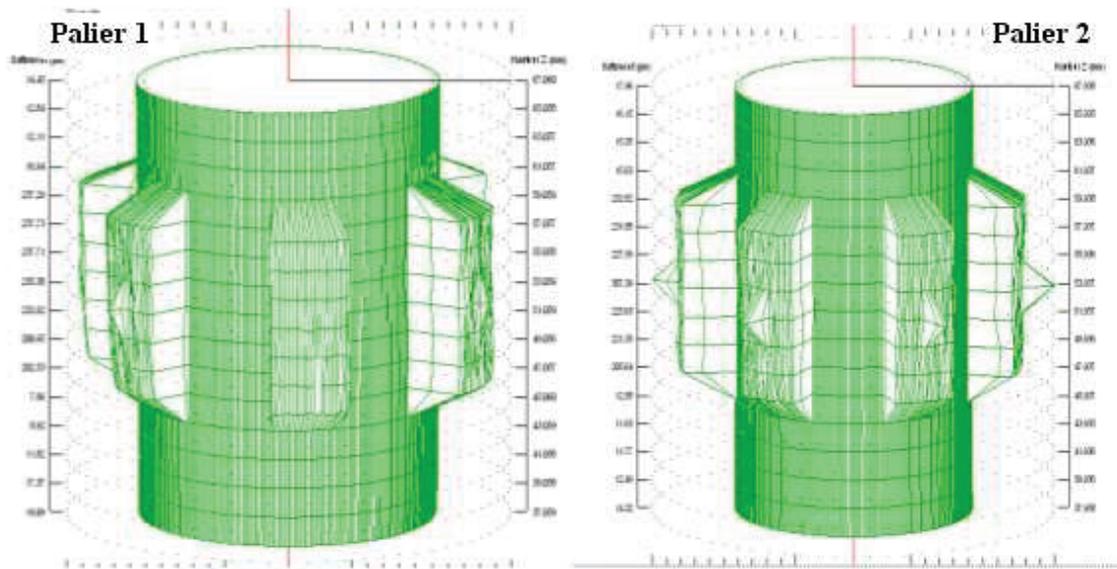
V.1.2 Réglage des arrêts axiaux

Les arrêts axiaux destinés à éliminer le degré de liberté de translation du rotor ne doivent pas influencer son comportement dynamique. Leur réglage est fait après avoir pressurisé les paliers. Les arrêts axiaux sont ensuite laissés libres et en contact avec la surface latérale du rotor.

Un faible mouvement axial permet de générer un jeu suffisant au fonctionnement sans contact. Les arrêts axiaux sont alors fixés sur la table. Une première validation du réglage est faite en alimentant les arrêts axiaux à haute pression et en vérifiant qu'ils ne subissent pas de vibrations²². La pression relative d'alimentation est ensuite diminuée à environ 1 bar.

L'absence des vibrations durant une montée complète en vitesse valide définitivement le réglage.

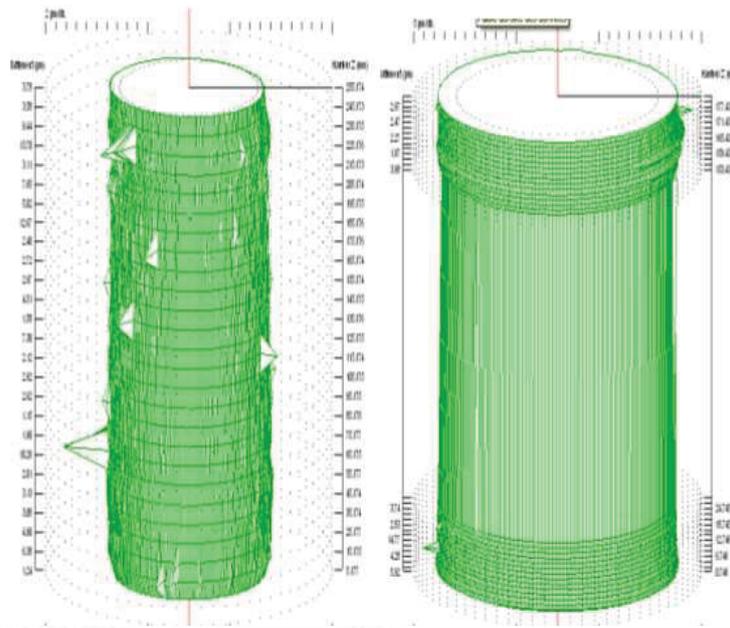
²² Ces vibrations sont visualisées par des fluctuations des indications des manomètres alimentant les doigts d'arrêts



Cylindricité		
Cyl-Palier1		
CYL/Cylindre LS/Aucun(e)		
30/03/2010 13:48:43		
Rudloff-31-3-2010		
30/03/2010 13:44:46		
Caractéristiques techniques		
Type de code	Cylindre LS	
Type filtre	Aucun(e)	
Référence	Auto	
Nombre de plans	16	
Paramètres		
CYLp	45.71	µm
Pos CYLp	17.3	°
Haut Pin CYLp	37.06	mm
CYLv	196.94	µm
Pos CYLv	30.7	°
Haut Pin CYLv	57.06	mm
CYLt	242.66	µm
CYLtt	92.84	µm
Pos CYLtt	26.4	°
Profil incl	99.7	%
Battelement total	242.66	µm
Coax ISO	0.00	µm
Coax DIN	14.29	µm
Conc	0.00	µm
Hauteur pour conc	0	mm
Rayon Moy.	22.588	mm
Ang cône	0.0037	°
Angle	89.995	°
Phase	38.9	°
Conditions		
Vertical		
Direction de contact	R positif	

Cylindricité		
Cyl-Palier2		
CYL/Cylindre LS/Aucun(e)		
30/03/2010 14:09:46		
Rudloff-31-3-2010		
30/03/2010 14:08:30		
Caractéristiques techniques		
Type de code	Cylindre LS	
Type filtre	Aucun(e)	
Référence	Auto	
Nombre de plans	16	
Paramètres		
CYLp	46.44	µm
Pos CYLp	344.7	°
Haut Pin CYLp	53.94	mm
CYLv	260.94	µm
Pos CYLv	296.2	°
Haut Pin CYLv	53.94	mm
CYLt	307.39	µm
CYLtt	77.75	µm
Pos CYLtt	174.3	°
Profil incl	100.0	%
Battelement total	307.39	µm
Coax ISO	0.00	µm
Coax DIN	13.34	µm
Conc	0.00	µm
Hauteur pour conc	0	mm
Rayon Moy.	22.588	mm
Ang cône	-0.0032	°
Angle	89.998	°
Phase	149.8	°
Conditions		
Vertical		
Direction de contact	R positif	

Figure 24 : Métrologie des paliers



Cylindricité	
Cyl-Arbre-Etalon	
CYL/Cylindre LS/Aucun(e)	
30/03/2010 12:37:04	
Rudloff-31-3-2010	
30/03/2010 12:16:37	
Caractéristiques techniques	
Type de code	Cylindre LS
Type filtre	Aucun(e)
Référence	Auto
Nombre de plans	26
Paramètres	
CYLp	12.56 μm
Pos CYLp	114.9 *
Haut Pin CYLp	225.18 mm
CYLv	1.82 μm
Pos CYLv	72.9 *
Haut Pin CYLv	255.17 mm
CYLt	14.40 μm
CYLtt	-3.47 μm
Pos CYLtt	70.6 *
Profil incl	100.0 %
Battement total	14.40 μm
Coax ISO	0.00 μm
Coax DIN	1.41 μm
Conc	0.00 μm
Hauteur pour conc	0 mm
Rayon Moy.	22.512 mm
Ang cône	0.0001 *
Angle	90.000 *
Phase	67.9 *
Conditions	
Vertical	
Direction de contact	R négatif

Cylindricité	
Cyl-Arbre-Rotor	
CYL/Cylindre LS/Aucun(e)	
30/03/2010 13:05:58	
Rudloff-31-3-2010	
30/03/2010 13:04:37	
Caractéristiques techniques	
Type de code	Cylindre LS
Type filtre	Aucun(e)
Référence	Auto
Nombre de plans	30
Paramètres	
CYLp	12.62 μm
Pos CYLp	188.1 *
Haut Pin CYLp	12.75 mm
CYLv	8.29 μm
Pos CYLv	90.3 *
Haut Pin CYLv	0.75 mm
CYLt	20.92 μm
CYLtt	7.53 μm
Pos CYLtt	98.2 *
Profil incl	100.0 %
Battement total	20.92 μm
Coax ISO	0.00 μm
Coax DIN	5.23 μm
Conc	0.00 μm
Hauteur pour conc	0 mm
Rayon Moy.	22.514 mm
Ang cône	0.0042 *
Angle	90.000 *
Phase	80.4 *
Conditions	
Vertical	
Direction de contact	R négatif

Figure 25 : Métrologie de l'arbre étalon et du rotor

Rayon moyen arbre étalon, 22.512 mm	
Rayon moyen rotor au niveau du palier 1, 22.514 mm	Rayon moyen Palier 1, 22.556 mm
Rayon moyen rotor au niveau du palier 2, 22.513 mm	Rayon moyen Palier 2, 22.555 mm
Jeu radial dans les paliers (1&2)- arbre, 42 μm	

Tableau 3 : Synthèse de la métrologie

	Dans la direction X [μm]	Dans la direction Y [μm]
Jeu radial palier 1 / rotor	38.5	37
Jeu radial palier 2 / rotor	38.5	38

Tableau 4 : Synthèse des jeux diamétraux effectivement disponibles dans les paliers

V.1.3 Acquisition des données

Le protocole d'essai est divisé en deux parties. La première permet la commande du point de fonctionnement du banc et l'acquisition des mesures des capteurs en temps réel. La seconde partie est un traitement numérique des signaux acquis.²³ Les signaux sont échantillonnés durant 1s à une fréquence de 2^{15} Hz et filtrés avec un filtre passe-bas de fréquence de coupure de 10 kHz. Cette fréquence de coupure est largement supérieure à la vitesse de rotation maximale ciblée (1 kHz) et permet de limiter les problèmes de déphasage et d'atténuation des signaux à l'approche de la fréquence de coupure.

Les relevés sont faits à des vitesses stabilisées qui sont choisies en fonction des paramètres d'enregistrement et de traitement. En effet, pour avoir une bonne précision de l'amplitude et du déphasage des signaux lors du traitement, seules des fréquences de rotation multiples du pas fréquentiel utilisées dans le traitement sont choisies.

²³ Le pilotage du banc et l'acquisition des données sont réalisées par Labview®. L'interface permet :

- La visualisation des signaux et des paramètres de fonctionnement,
- L'émission et l'arrêt sécuritaire automatique de la consigne du distributeur proportionnel commandant les vitesses de rotation,
- La gestion des paramètres d'échantillonnages et de sauvegarde,
- L'enregistrement automatique.

Les fichiers sont sauvegardés avec la date, l'heure et la désignation du capteur comme nom de fichier. Chaque capteur possède son propre fichier. Un tableau de correspondance (coresspondance.xls) permet de connaître les paramètres de fonctionnement de chaque fichier. Un fichier *Date.parameter* enregistre les paramètres de fonctionnement de l'essai (vitesse de rotation, pressions d'alimentation de chaque palier et le déplacement suite au choc, débit et température de l'air).

Mathcad® permet ensuite le traitement mathématique et la visualisation des données stockées.

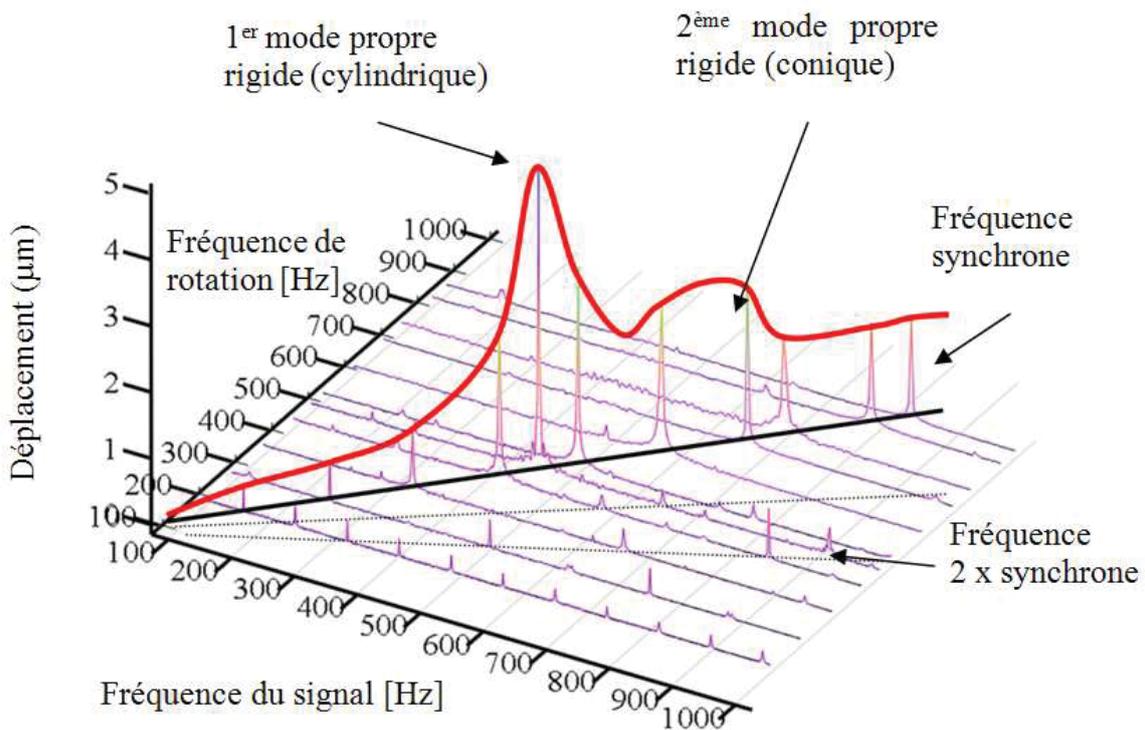


Figure 26 : Réponse de l'arbre rigide au balourd de résiduel ($P_{alim}=6$ bar)

La Figure 26 présente la réponse du rotor au balourd résiduel mesurée pour une montée lente en vitesse jusqu'à 50 krpm et pour une pression d'alimentation absolue de 6 bar. La réponse du rotor contient la fréquence synchrone due au balourd résiduel et des multiples entiers de la fréquence synchrone (2Ω , 3Ω , etc...). Ces multiples entiers sont dus au mésalignement. Seule la fréquence double synchrone est visible sur la Figure 26. La réponse synchrone due au balourd résiduel est dominante et met en évidence les deux modes rigides à 400 Hz (le mode cylindrique) et à 650 Hz (le mode conique).

V.2 Identification des coefficients dynamiques

Les coefficients dynamiques des PAHs dépendent des conditions de fonctionnement (la vitesse de rotation, la pression d'alimentation et la charge statique) et de la fréquence d'excitation. La charge statique est appliquée par le poids propre de l'arbre et ne peut donc pas être modifiée. Les essais d'identification sont donc réalisés pour différentes pressions d'alimentations et différentes vitesses de rotation. L'amplitude de la force d'impact est ajustée pour chaque condition de fonctionnement afin de garder le déplacement suite au choc aux alentours de $7 \mu\text{m}$ (moins de 20% du jeu effectif).

V.2.1 Evaluation de la plage de fréquence acceptable

La Figure 27 présente les transformées de Fourier de la force dynamique mesurée par le capteur piézoélectrique monté sur le marteau et le déplacement x_1 au niveau du palier 1 pour un essai effectué à $P_{lim}=6$ bar et $\Omega=50$ krpm.

L'impact appliqué par le marteau excite une plage large de fréquences. En effet, la transformée de Fourier de l'impact est un sinus cardinal présenté sur la Figure 27. Le spectre montre que la première fréquence d'annulation est à environ 2 kHz. Des fréquences comprises entre 0 et 2 kHz peuvent théoriquement être balayées par un seul impact.

Toutefois, l'identification des coefficients est limitée pour deux raisons :

- Le premier est le rapport signal/bruit des déplacements induits par le choc²⁴. Ce rapport n'a pas des valeurs convenables pour toutes les fréquences excitées. Comme le montre la Figure 28, seules les fréquences des modes propres du rotor rigide présentent de valeurs significatives.
- Le deuxième critère limitant la capacité d'identification est la valeur même de la force d'impact. Un déplacement important induit par un fort impact peut entraîner le contact rotor-palier. Le critère est encore plus restrictif car les déplacements induits par l'impact doivent

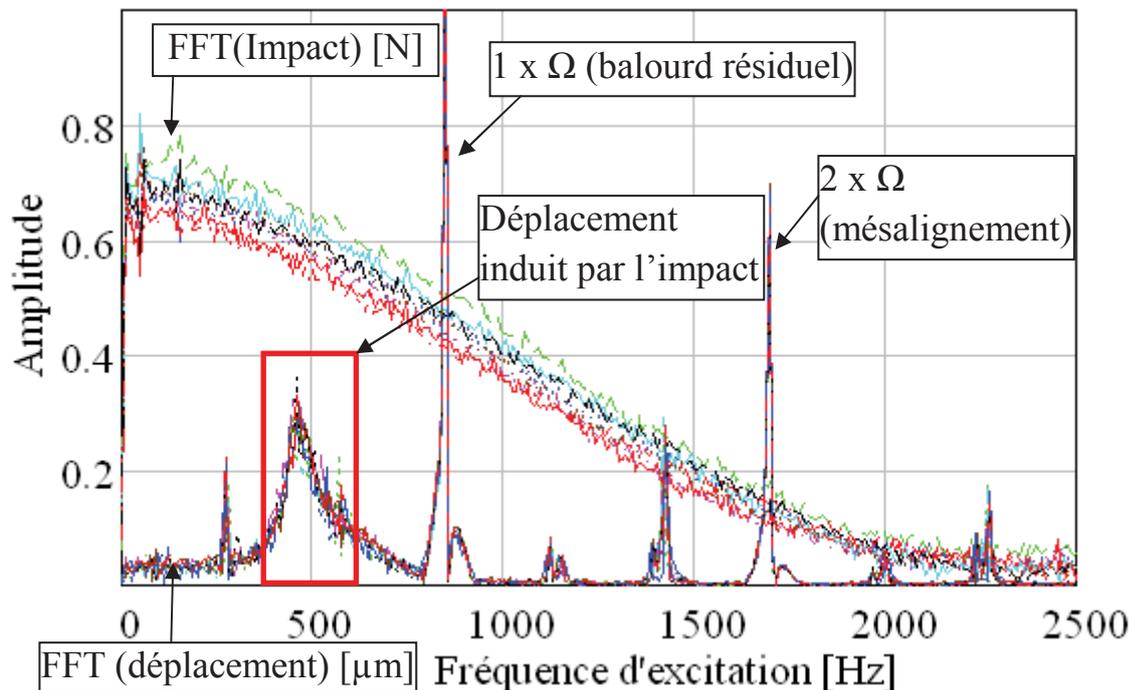


Figure 27 : Transformée de Fourier de la force d'impact et du déplacement ($P_{lim}=6$ bar absolue, $\Omega=50$ krpm)

²⁴ Le rapport signal/bruit est calculé avec la fonction $SNR=COH/(1-COH)$. La fonction cohérence $COH(x,y)$ mesure la dépendance linéaire d'un signal par rapport à un autre, sa valeur étant égale au carré du « cross spectrum » des deux signaux divisé par les spectres de puissance des signaux ; ses valeurs sont comprises entre 0 et 1.

rester inférieurs à 40% du jeu pour préserver les limites de validité du modèle dynamique linéaire (petites perturbations)²⁵.

Ces deux critères réduisent les fréquences pour lesquelles les coefficients sont acceptables. La Figure 28 présente le conditionnement de la matrice $[P]$ donnée par l'équation (23) superposé avec le rapport signal/bruit. Le recoupement des zones de meilleurs rapport signal/bruit et du bon conditionnement de la matrice montre que seules les fréquences comprises entre 420 Hz et 520 Hz peuvent être utilisées pour l'identification des coefficients dynamiques, les autres plages étant affectées par du bruit ou par un mauvais conditionnement.

V.2.2 Correction des accélérations

Les premiers essais ont montré que les signaux issus des accélérations présentent un rapport signal/bruit très faible. Deux solutions sont possibles pour améliorer la situation :

- rajouter un gain supplémentaire (x10, x100) au conditionneur ou
- reconstruire les accélérations à partir des signaux de forces transmises.

Le gain supplémentaire permettrait d'étirer l'échelle pour une meilleure lecture des accélérations relevées par les capteurs.

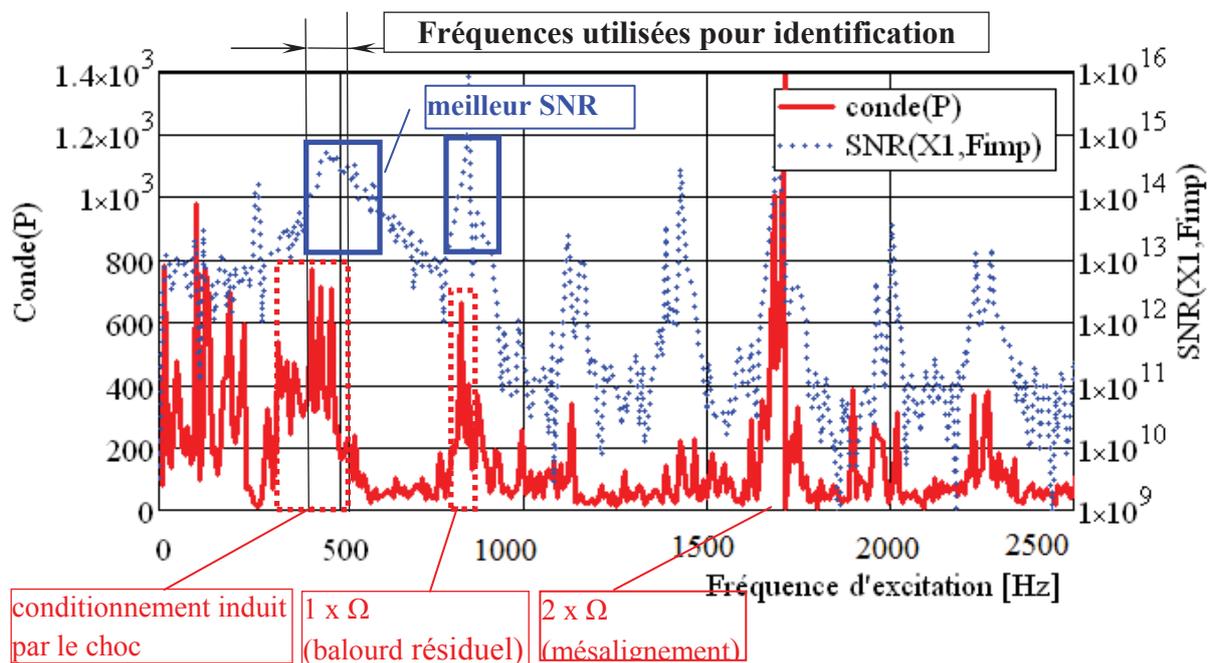


Figure 28 : Conditionnement de la matrice $[P]$ donnée par (23) et rapport signal/bruit ($P_{alim}=6$ bar absolue, $\Omega=50$ krpm)

²⁵ Pour les paliers aérodynamiques, cette limite doit être diminuée en dessous de 20% du jeu radial. Pour le palier aérostatique, il est considéré que les coefficients dynamiques linéaires sont corrects si les déplacements n'excèdent pas 40% du jeu radial.

Toutefois, il faut tenir compte de ce gain dans l'acquisition, et ne pas oublier de diviser la fonction de transfert du capteur par la valeur du gain supplémentaire introduit.

Suivant la deuxième solution, les signaux enregistrés par les capteurs de force piézoélectriques montés entre le support palier et le bâti permettent de reconstruire des accélérations moins bruitées [29]. L'équation qui permet de remonter à la valeur de l'accélération à partir des forces transmises par le palier au bâti est :

$$a_{x,y} = \frac{d^2(f_{x,y} / K_b)}{dt^2} \text{ soit en complexe après FFT, } A_{x,y} = -\omega^2 \cdot \frac{F_{x,y}}{K_b} \quad (33)$$

où $K_f = 1,05 \cdot 10^9 \text{ N/m}$.²⁶ est la raideur des capteurs de force piézoélectriques fournie par le constructeur et $K_b = 2K_f$ car, dans chaque direction, le palier est supporté par deux capteurs. Cette modification améliore la mesure des accélérations et limite ainsi la dispersion des évaluations des coefficients dynamiques.

V.2.3 Procédure de mesure des coefficients dynamiques

Une fois l'impact commandé, trois conditions sont à remplir pour que l'enregistrement ait lieu :

- La force d'impact doit atteindre une valeur minimum de 50N.
- Le déplacement de l'arbre doit être autour de 7 μm avec une plage tolérance de +/- 0,5 μm .
- L'instant de l'impact doit se situer dans la zone centrale de la fenêtre d'observation, c'est-à-dire entre 1/8 et 3/4 de l'intervalle de 1 s. En effet, l'impact doit se trouver dans une zone permettant d'isoler suffisamment d'échantillons avant et après l'impact.

Cette méthode d'enregistrement permet d'acquérir uniquement les impacts qui pourront être traités et de rejeter le reste des relevés.

Les étapes du traitement des relevés enregistrés sont les suivantes :

- Ouverture de l'ensemble des fichiers.
- Isoler tous les enregistrements à 2^{12} échantillons autour de l'impact. Cette limitation diminue le bruit sur les signaux mais le pas fréquentiel augmente de 1 Hz à 8 Hz.²⁷
-

²⁶ Cette valeur est issue de la documentation technique de PCB Piezotronics^{Inc} disponible en Septembre 2011 sur le site : http://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB_Corporate/ForceTorque/products/Manuals/208C01.pdf p 12

²⁷ La fenêtre d'observation initiale est de 1s pour une fréquence d'échantillonnage de 2^{15} Hz mais seulement $2^{12}/2^{15}=1/8$ des enregistrements autour de l'impact sont retenus.

- Elimination des excitations synchrones issues des défauts d'ovalisation de l'arbre.²⁸
- Identification des coefficients par l'application des méthodes présentées précédemment. Pour pouvoir estimer la dispersion des résultats, douze essais sont réalisés pour chaque fréquence de rotation et chaque pression d'alimentation. Le marteau d'impact délivre le choc toujours dans la même direction et génère un déplacement relativement constant à chaque impact. Ceci permet de moyenniser les résultats.
- Identification de la plage de fréquences où la dispersion des coefficients dynamiques est acceptable. Seuls les coefficients de la zone présentant un rapport signal/bruit acceptable sont conservés.

VI. Résultats

VI.1.1 Mesure de la raideur statique des paliers

Le banc permet aussi la mesure des caractéristiques statiques qui sont tout aussi importantes pour la validation des codes de calcul que les coefficients dynamiques.

Pour une vitesse de rotation nulle, le palier aérostatique ne possède qu'une raideur directe $K_{xx} = K_{yy} = K$ et la raideur croisée est nulle $K_{xy} = K_{yx} = 0$. La raideur statique des paliers pressurisés peut alors être mesurée en appliquant simplement une charge incrémentale sur le rotor.²⁹ La vitesse du rotor étant nulle, la charge est appliquée par contact, à l'aide d'un dispositif de chargement. La Figure 29 présente le système d'application de la charge statique. Il est constitué d'une arche de chargement munie d'un système vis-écrou pour appliquer la charge, d'une articulation sphérique montée sur la vis et d'une poutre et de deux fils métalliques destinés à répartir la charge uniformément sur les deux paliers. La charge est mesurée par une jauge de déformation intercalée entre l'articulation sphérique et la poutre de chargement.

La force appliquée par le réglage de la vis est comprise entre 0 et 150 N, et le déplacement du rotor par rapport aux paliers est mesuré par les capteurs de déplacement situés dans le plan vertical au voisinage de chaque palier.

²⁸ Seules les fréquences synchrones peuvent être soustraites grâce au *keyphasor*. Les fréquences multiples de la fréquence de rotation présentes dans le spectre dû au mésalignement ne peuvent pas être soustraites, elles sont seulement isolées et éliminées.

²⁹ Il est à souligner qu'une distinction doit être faite entre la raideur statique et la raideur dynamique. En effet, la raideur dynamique représente la réponse du palier à une charge non - stationnaire et, pour un palier lubrifié avec un gaz, elle varie généralement avec la fréquence d'excitation. La raideur statique représente la valeur de la raideur pour une fréquence d'excitation très faible, voir nulle.

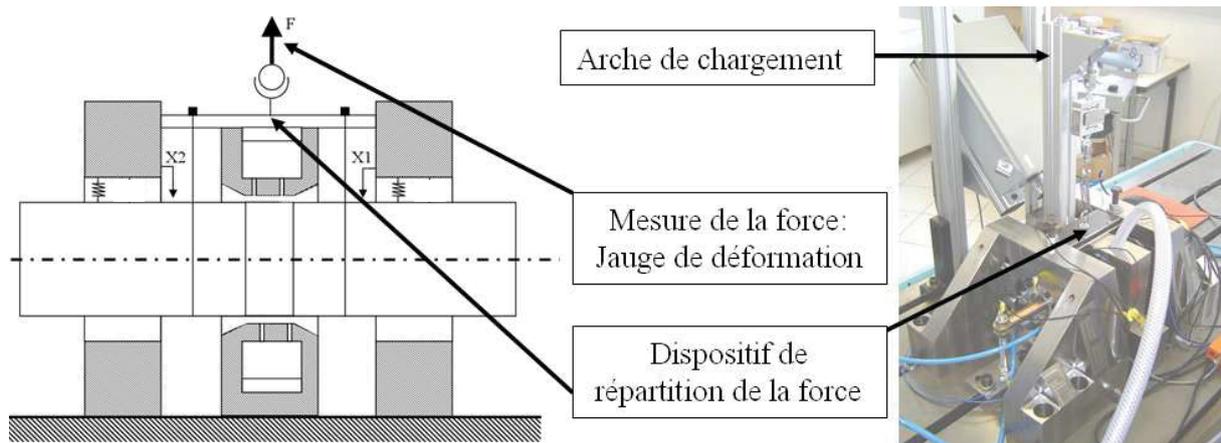


Figure 29 : Principe du chargement sans vitesse de rotation

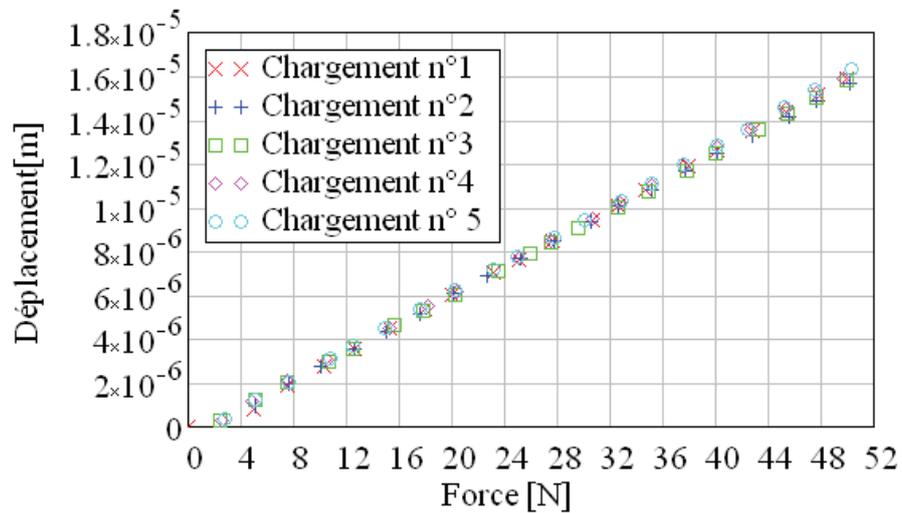


Figure 30 : Relevé des déplacements suite à cinq chargements statiques Palim = 4 bar

Pression absolue d'alimentation	Valeur Théorique (PHARES) (10 ⁶ N/m) Jeu 50 μm	Palier1 (10 ⁶ N/m)	Palier2 (10 ⁶ N/m)
6 bar	3.68	4.3	4.1
4 bar	1.98	2.5	2.4

Tableau 5 : Raideurs directes pour une vitesse de rotation nulle.

Deux séries de cinq chargements sont réalisées pour des pressions d'alimentations de 4 et de 6 bar, avec une très faible dispersion des résultats (Figure 30). On remarque une variation linéaire prononcée du déplacement avec la charge. Ceci est une caractéristique du palier

aérostatique. Une régression linéaire des courbes relevées permet d'obtenir la raideur statique présentée dans le Tableau 5.

Le tableau présente également la valeur de la raideur statique théorique calculée à l'aide du code PHARES mais pour un jeu radial de 50 μm . Les valeurs théoriques et expérimentales concordent car des valeurs plus faibles du jeu radial conduisent naturellement à des raideurs statiques plus élevées.

VI.1.2 Le couple de la turbine Pelton

Le couple généré par la turbine Pelton usinée sur le rotor est déterminé expérimentalement. La méthode consiste à enregistrer la vitesse de rotation de l'arbre en fonction du temps durant une montée et une descente en vitesse.

Le PFD du rotor pour la montée en vitesse s'écrit :

$$J_p \dot{\Omega}_{\text{montée}} = C_{\text{Pelton}}(\Omega) + C_{\text{paliers}}(\Omega) \quad (34)$$

et durant la phase de descente en vitesse :

$$J_p \dot{\Omega}_{\text{descente}} = C_{\text{paliers}}(\Omega) \quad (35)$$

Le couple des paliers $C_{\text{paliers}}(\Omega)$ est le même pour la montée et la descente en vitesse. La soustraction des équations (34) et (35) permet de déterminer le couple de la turbine Pelton $C_{\text{Pelton}}(\Omega) = J_p (\dot{\Omega}_{\text{montée}} - \dot{\Omega}_{\text{descente}})$. Les résultats sont représentés sur la Figure 31.

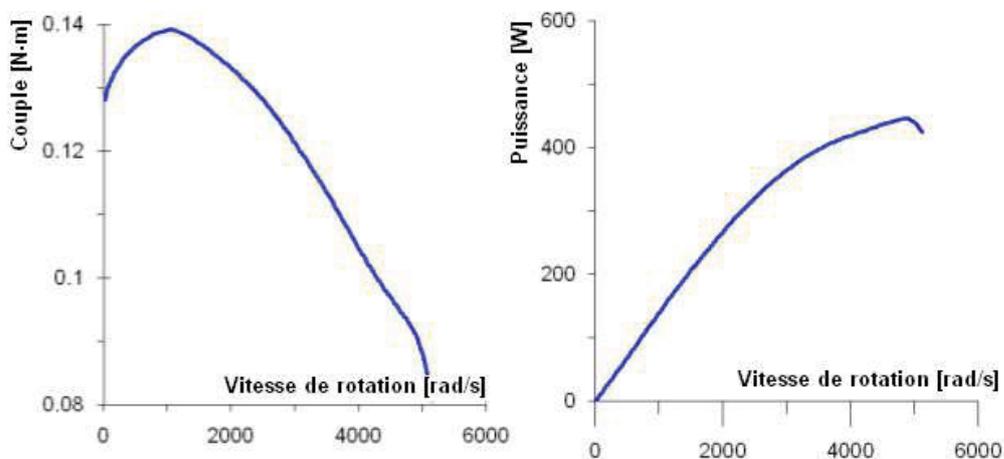


Figure 31 : Le couple et la puissance générés par la turbine Pelton ($P_{\text{alim absolue}}=5 \text{ bar}$)

VI.1.3 Mesure des débits dans les paliers

Le débitmètre et le montage présentés sur la Figure 20 permettent de mesurer le débit massique dans chaque palier. Ceci est une information très importante pour valider les comparaisons entre résultats expérimentaux et théoriques.

La Figure 32 présente les débits massiques dans les deux paliers en fonction de la pression absolue d'alimentation et pour une vitesse de rotation nulle.

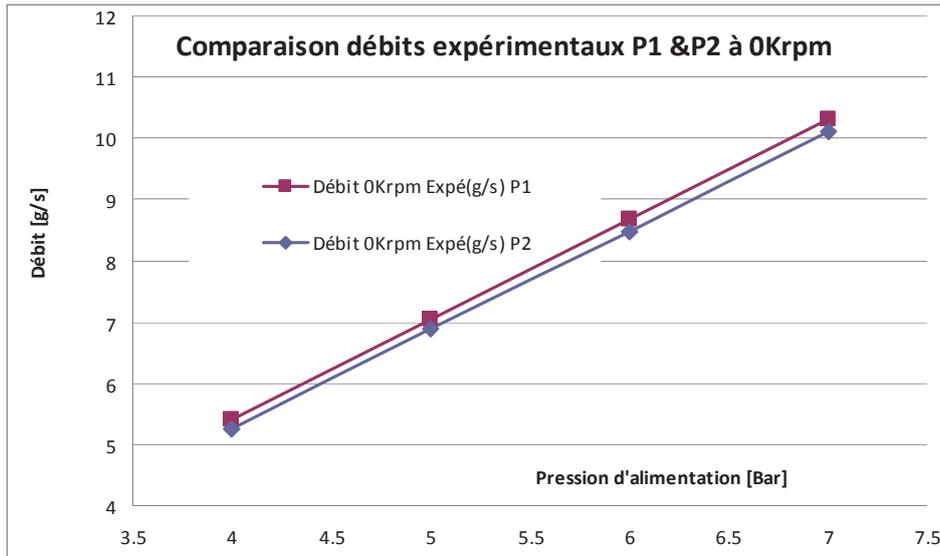


Figure 32 : Débits massiques dans les deux paliers

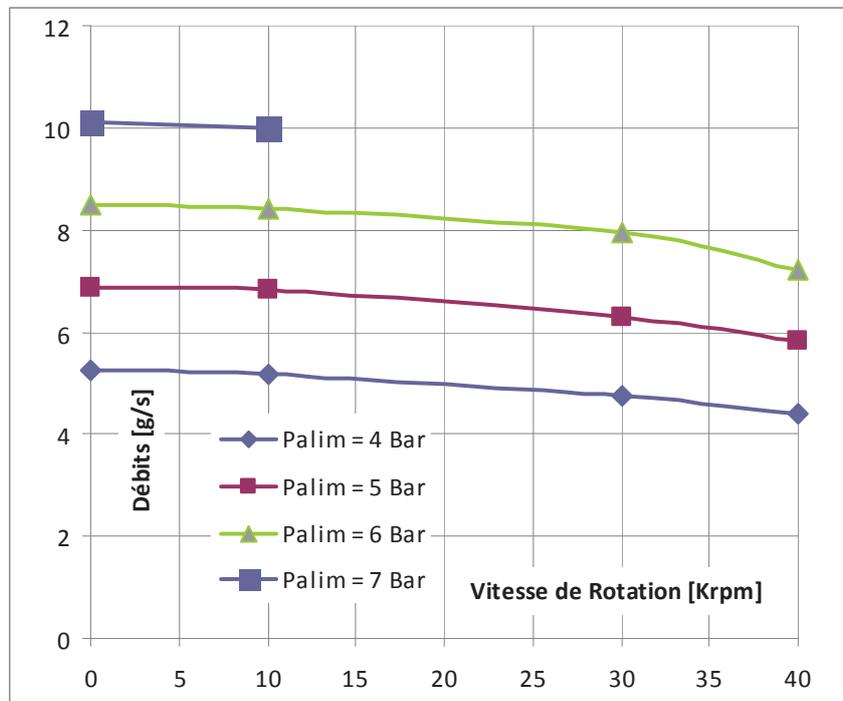


Figure 33 : Débit massique dans un palier

Les débits dans les deux paliers sont identiques et augmentent linéairement avec la pression d'alimentation.

La Figure 33 présente le débit massique en fonction de la vitesse de rotation et la pression absolue d'alimentation. Les débits augmentent presque linéairement avec la pression d'alimentation et diminuent très légèrement avec la vitesse de rotation.

VI.2 Coefficients dynamiques

Les coefficients dynamiques identifiés par les deux méthodes présentées au paragraphe IV sont présentés sur la Figure 34, Figure 35 et Figure 36 pour $P_{alim\ absolue} = 6$ bar et $\Omega = 50$ krpm. Les résultats présentent en bleu les valeurs des coefficients dynamiques issus des relations de définition (30), où les impédances ont été moyennées sur 12 essais, et en rouge la valeur la plus grande et la plus petite sur ces 12 essais. Pour les deux méthodes d'identification, seules les valeurs dans la plage de fréquences soulignée au paragraphe V.2.1 sont acceptables (entre 420 Hz et 520 Hz), les autres résultats souffrent d'une dispersion trop importante. Cette plage susceptible d'être utilisée pour l'identification, correspond aux fréquences où les déplacements dynamiques sont significatifs et où le conditionnement de la matrice $[P]$ est convenable. Une dispersion plus importante à l'intérieur de cette plage est observée autour d'une valeur de 350 Hz qui correspond au premier mode propre rigide du rotor. La Figure 34, la Figure 35 et la Figure 36 permettent d'observer que les coefficients dynamiques K_{xx} et C_{xx} issus de l'impédance directe Z_{xx} présentent moins de dispersion que les coefficients K_{xy} et C_{xy} issus de l'impédance croisée Z_{xy} .

De même, les coefficients de raideurs présentent moins de dispersion que les coefficients d'amortissement. Il en résulte que la valeur identifiée avec le plus de certitude est la raideur directe K_{xx} et celle affectée par la plus grande incertitude est la raideur croisée C_{xy} .

Cette situation est rencontrée pour tous les essais effectués entre 3 bar et 11 bar de pression absolue et entre 10 krpm et 50 krpm. Les coefficients dynamiques peuvent donc être identifiés sur une plage qui varie en fonction des conditions de fonctionnement et dont les valeurs sont résumées dans la Figure 37.

Pour être plus précis, cette plage a été définie comme étant l'intervalle où les erreurs sur la raideur directe sont toutes inférieures à 10% de la valeur moyenne ; les erreurs sur les autres coefficients dynamiques sont supérieures à ce seuil, pouvant aller jusqu'à 200% sur l'amortissement croisé, ce qui ne pose pas de problèmes car C_{xy} doit avoir des valeurs presque nulles.

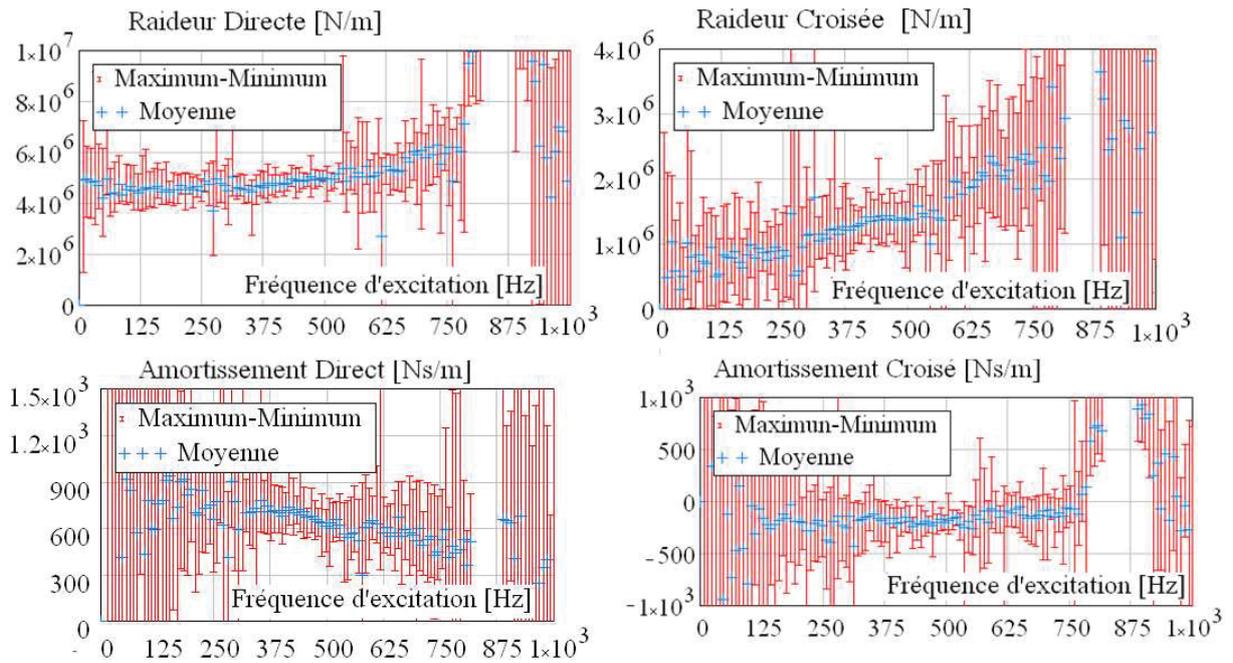


Figure 34 : Méthode d'identification 1 basée sur le PFD du rotor ($P_{alim} = 6$ bar, $\Omega = 50$ krpm)

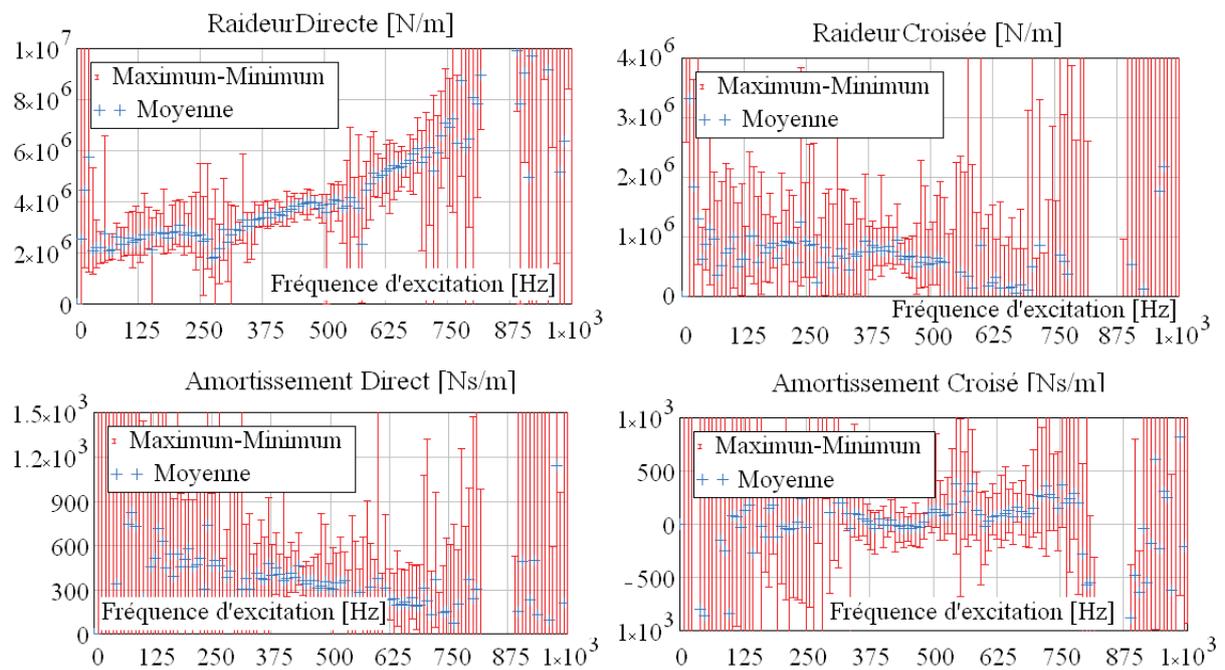


Figure 35 : Méthode d'identification 2 basée sur le PFD du support palier ; résultats obtenus pour le palier 2, proche de l'impact ($P_{alim} = 6$ bar, $\Omega = 50$ krpm)

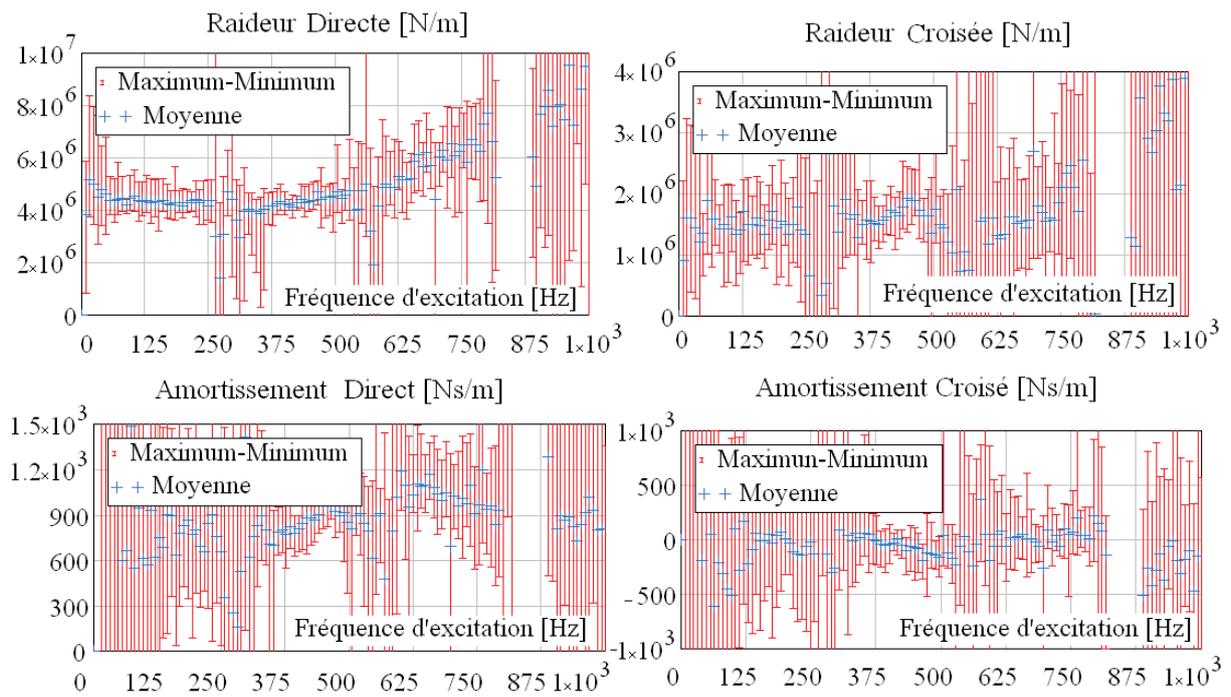


Figure 36 : Méthode d'identification 2 basée sur le PFD du support palier ; résultats obtenus pour le palier 1, loin de l'impact ($P_{alim} = 6$ bar, $\Omega = 50$ krpm)

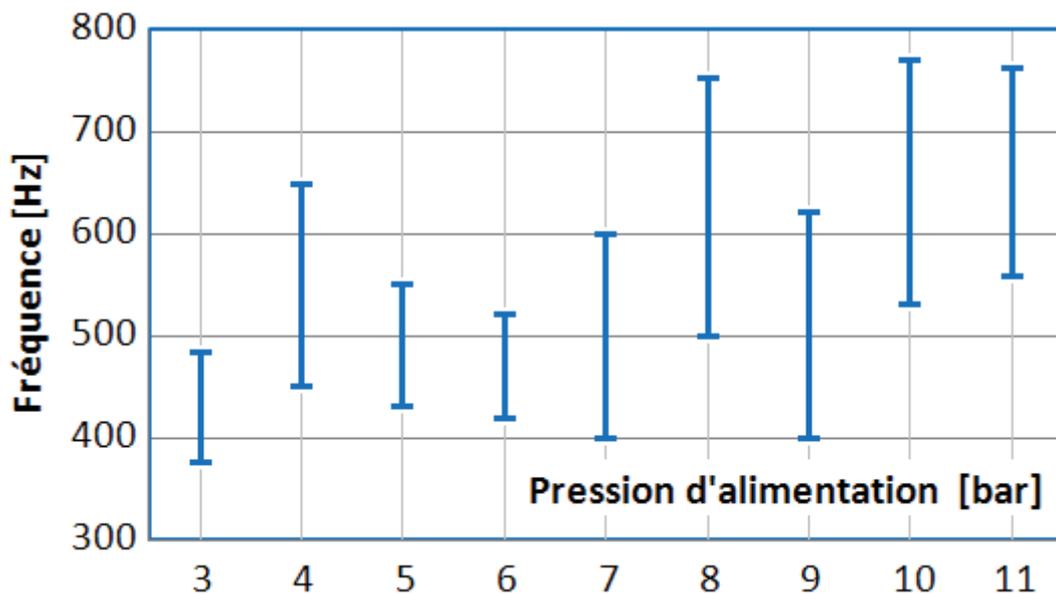


Figure 37 : Récapitulatif des plages de fréquences utilisées pour l'identification des coefficients dynamiques. $\Omega=50$ krpm

Les valeurs des coefficients dynamiques issus des méthodes 1 et 2 sont présentées sur la Figure 38 pour $P_{alim} = 6$ bar et des vitesses de rotations entre 10 krpm et 50 krpm. On remarque que, même si les tendances sont identiques, la méthode d'identification 2, basée sur

le PFD du support palier ne mène pas aux mêmes valeurs pour les deux paliers et que les différences sont importantes. Quelques explications peuvent être avancées. D'abord, comme le montrent la Figure 34, la Figure 35 et la Figure 36, les dispersions des coefficients dynamiques issus de la méthode 2 sont plus importantes que celles de la méthode 1. Ceci est dû aux problèmes rencontrés avec les signaux mesurés par les accéléromètres.

La solution décrite au paragraphe V.2.2 (l'estimation des accélérations du support palier à l'aide des signaux mesurés pour les forces transmises au bâti et de la raideur des capteurs piézo-électriques) mène à des signaux moins bruités, mais ne confère pas une précision satisfaisante. En effet, la valeur utilisée pour la raideur des capteurs piézoélectriques est celle fournie par le constructeur et non celle réellement existante sur le banc. Une étude paramétrique est présentée en Annexe 1. Les coefficients dynamiques sont identifiés suivant la méthode 1 pour plusieurs valeurs de la raideur des capteurs piézoélectriques. On observe que l'influence de cette raideur est certes limitée, mais pas négligeable. De plus, les accélérations des supports paliers interviennent comme corrections dans l'équation (18) de la méthode 1, tandis qu'elles sont des informations expérimentales capitales dans l'équation (32) de la méthode 2. Pour cette raison, les résultats issus de la méthode 2 sont moins précis que ceux issus de la méthode 1.

Un deuxième problème lié à la méthode d'identification 2 est dû au fait que le marteau d'impact n'est pas placé à égale distance entre les deux paliers. Les paliers ne sont alors pas excités avec les mêmes amplitudes. Les différences entre les résultats pour les paliers 1 et 2 issus de la méthode 2 montrent l'influence que l'amplitude d'excitation peut avoir sur les valeurs identifiées des coefficients dynamiques linéaires. Elle montre aussi la difficulté d'exciter chacun des deux paliers avec une amplitude inférieure à 20% du jeu radial.

Il est alors considéré que seuls les résultats issus de la méthode d'identification 1 ont une précision suffisante pour décrire correctement le comportement dynamique du palier. Les coefficients dynamiques obtenus pour des vitesses de rotation entre 10 krpm et 50 krpm et pour des pressions absolues d'alimentation comprises entre 3 et 11 bars sont présentés sur la Figure 39 et la Figure 40. Les valeurs numériques sont données dans le Tableau 6. Pour chaque condition de fonctionnement, les coefficients dynamiques ont été identifiés en moyennant les valeurs obtenues sur une plage de fréquences d'excitation comme indiquée précédemment.

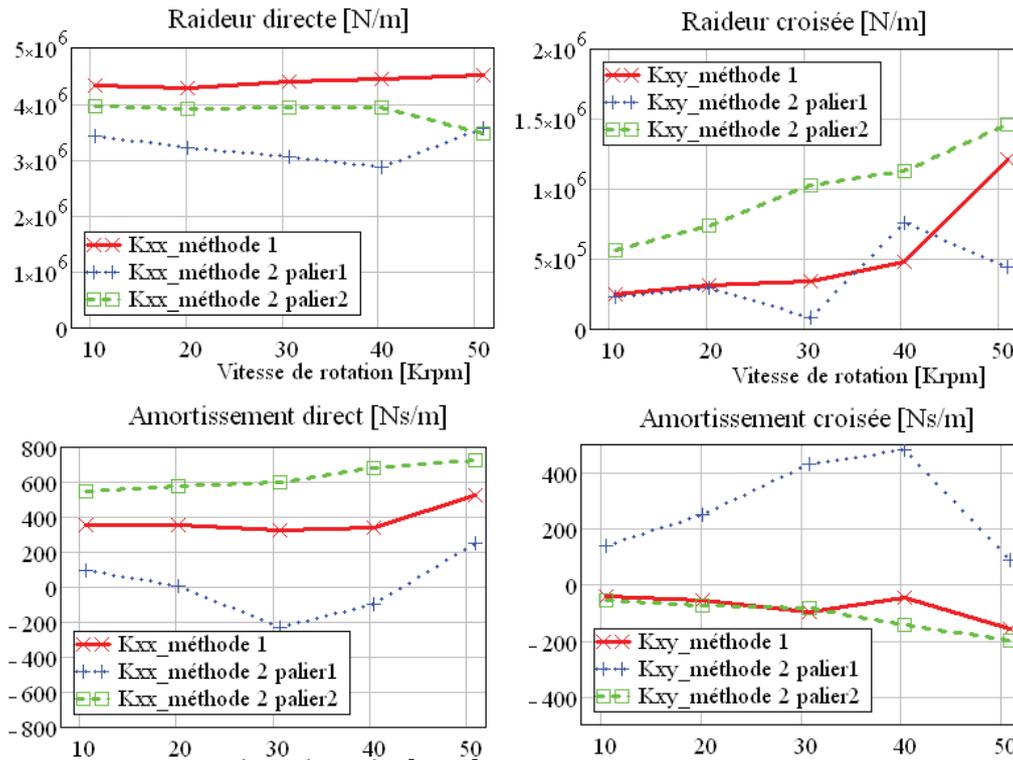


Figure 38 : Coefficients dynamiques obtenus par les deux méthodes d'identification pour

$$P_{alim\ absolute} = 6 \text{ bar}$$

Remarques

La Figure 39 montre que les quatre coefficients dynamiques varient presque linéairement avec la pression d'alimentation. La raideur directe K_{xx} a clairement une variation linéaire avec la pression et ses valeurs ne sont pas influencées par la vitesse de rotation.

La même conclusion apparaît sur la Figure 40. Il est donc possible de conclure que la raideur directe n'est influencée que par la pression d'alimentation.

La raideur croisée K_{xy} a une augmentation linéaire aussi bien avec la pression d'alimentation qu'avec la vitesse de rotation. La variation avec la pression d'alimentation est moins forte que pour la raideur directe, mais elle est néanmoins claire. La Figure 40 permet aussi d'apprécier la précision des raideurs croisées identifiées. En effet, conformément à la théorie, les courbes de raideur croisée extrapolées vers $\Omega = 0$ doivent passer par l'origine car pour une vitesse de rotation nulle la raideur croisée est absente.³⁰ La valeur extrapolée de K_{xy} à $\Omega = 0$ représente donc une information sur la qualité des mesures et de la méthode d'identification.

³⁰ La raideur croisée est un effet exclusivement visqueux. La vitesse de rotation de l'arbre entraîne en rotation le lubrifiant et ce phénomène a lieu aussi bien si le fluide a une viscosité importante (eau, huile) que si sa viscosité est très faible (air). L'entraînement du fluide en direction circonférentielle et l'excentricité de l'arbre à l'intérieur du palier vont créer un champ de pression dont la résultante sera perpendiculaire à l'excentricité de l'arbre et orientée dans la direction de rotation. Cette force est responsable de la raideur croisée.

L'amortissement direct C_{xx} a une variation assez proche de K_{xx} : il augmente linéairement avec la pression d'alimentation, mais (contrairement à K_{xx}) a une légère augmentation linéaire avec la vitesse de rotation (Figure 40).

Palim [bar]	Vitesse [krpm]	Kxx[N/m]	Kxy[N/m]	Cxx[Ns/m]	Cxy[Ns/m]
3,001	9,972	2,83E+06	2,70E+05	223	-8,113
3,002	20,14	2,79E+06	4,49E+05	241,7	-14,98
3	30,26	2,82E+06	5,03E+05	271,6	-33,01
3,009	40,29	2,74E+06	6,73E+05	328,3	-30,35
3,002	50,44	2,57E+06	8,03E+05	365,5	-35,93
4,061	10,14	3,76E+06	2,49E+05	320,6	-54,1
4,003	20,18	3,79E+06	4,63E+05	313,4	-64,99
4,01	30,29	3,78E+06	5,67E+05	365,5	-81,99
4,018	40,35	3,87E+06	8,40E+05	357	-112
4,071	50,47	3,75E+06	1,17E+06	391,1	-76,39
5,06	10,54	4,33E+06	2,46E+05	357,9	-42,55
5,008	20,16	4,28E+06	3,14E+05	354,9	-53,66
5,033	30,73	4,40E+06	3,38E+05	326	-97,23
5,068	40,33	4,44E+06	4,85E+05	338,2	-46,04
5,034	50,85	4,51E+06	1,22E+06	527,9	-159,4
6,054	9,577	4,73E+06	2,11E+05	465,2	-90,98
6,077	20,1	4,87E+06	6,07E+05	507	-111,9
6,051	30,73	4,84E+06	8,25E+05	533,8	-117,4
6,037	40,32	4,98E+06	1,10E+06	566	-139,2
6,052	50,88	4,93E+06	1,41E+06	660,5	-196
7,003	10,06	5,73E+06	4,79E+05	605,8	-82,81
7,001	20,11	5,87E+06	8,45E+05	666	-102,1
6,999	30,23	5,68E+06	1,51E+06	720,8	-86,69
6,999	40,35	5,84E+06	1,50E+06	769,3	-137,9
7,003	50,47	5,79E+06	1,89E+06	875,3	-178
8,011	9,968	6,24E+06	4,92E+05	686,3	-81,66
8,007	20,13	6,21E+06	8,60E+05	774,3	-83,8
7,997	30,22	6,38E+06	1,39E+06	728,2	-110,9
8,003	40,32	6,63E+06	1,80E+06	901,1	-188,7
7,998	48,76	6,72E+06	2,11E+06	919,1	-174,7

Palim [bar]	Vitesse [krpm]	K _{xx} [N/m]	K _{xy} [N/m]	C _{xx} [Ns/m]	C _{xy} [Ns/m]
8,987	10,39	6,70E+06	7,42E+05	855,3	-18,24
9,005	20,16	6,72E+06	9,43E+05	809,9	31,74
9,007	30,31	6,84E+06	1,46E+06	747,8	-155,9
9,024	40,28	7,18E+06	2,04E+06	1015	-168,4
9,014	50,4	7,16E+06	2,38E+06	1123	-232,9
10,03	10,05	7,62E+06	7,97E+05	919,1	-105,8
10,02	20,16	7,60E+06	1,24E+06	1006	-66,33
10,04	30,24	8,22E+06	1,95E+06	930,9	-92,45
10,03	40,38	8,83E+06	2,79E+06	878,9	-102,7
10,02	50,41	8,45E+06	2,82E+06	1125	-318,5
11	10	8,49E+06	1,29E+06	961,2	-75,6
11,01	20,2	8,24E+06	1,32E+06	1044	-118,7
11,02	30,31	9,30E+06	2,14E+06	937,9	-165,4
11,02	40,23	8,89E+06	2,80E+06	1307	-316,7
11,02	50,28	9,40E+06	2,74E+06	1160	-389,2

Tableau 6 : Les coefficients dynamiques identifiés

Le coefficient d'amortissement croisé C_{xy} est négatif et sa valeur absolue diminue avec la pression d'alimentation et avec la vitesse de rotation. Ceci est un résultat discutable car des ouvrages comme [30, pages 65-70] montrent que pour des systèmes dynamiques isotropes, à deux degrés de libertés, la matrice des coefficients d'amortissement doit être diagonale, c'est-à-dire que les valeurs de coefficients d'amortissement croisé doivent être nuls. Les valeurs non nulles de C_{xy} pourraient alors être interprétées comme une mesure de la précision des essais et de la méthode d'identification. Néanmoins, les valeurs absolues de C_{xy} sont plus faibles que les valeurs de C_{xx} mais l'ordre de grandeur n'est pas le même pour tous les régimes de fonctionnement. Pour une pression d'alimentation absolue de 3 bar, les valeurs de C_{xy} sont effectivement d'un ordre de grandeur inférieur à C_{xx} , et la valeur absolue augmente très légèrement avec la vitesse de rotation. La tendance devient plus nette avec l'augmentation de la pression d'alimentation. Pour une pression d'alimentation absolue de 11 bar, les valeurs de C_{xy} sont une fraction non négligeable de C_{xx} et l'augmentation de la valeur absolue avec la vitesse de rotation est très prononcée. Ce résultat peut mettre en discussion les conclusions de la référence [30].

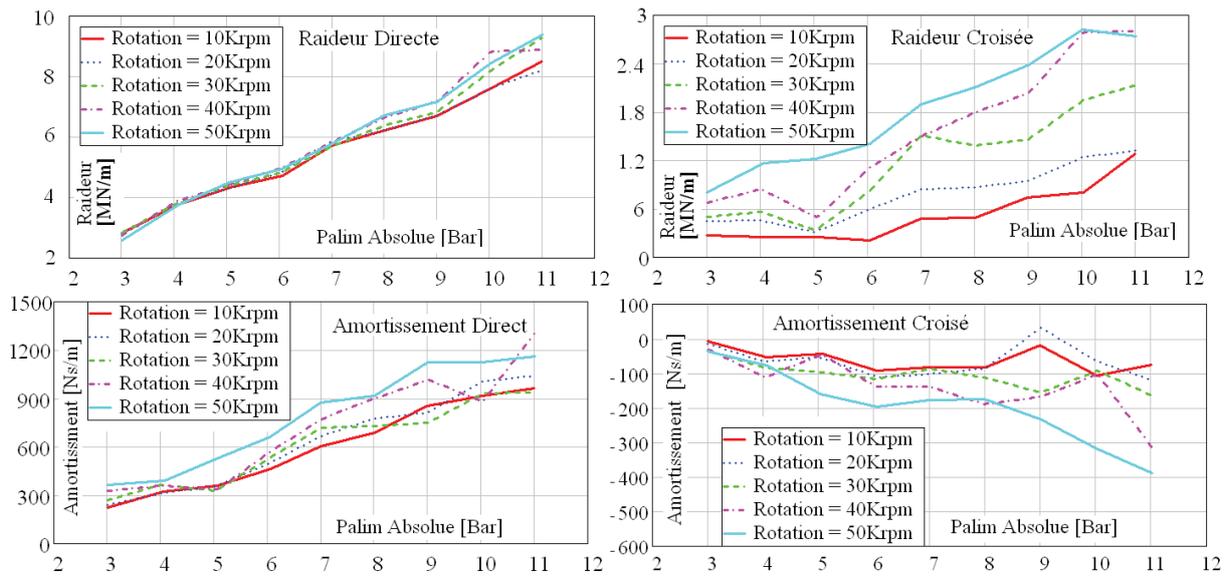


Figure 39 : Variation des coefficients dynamiques avec la pression d'alimentation pour plusieurs vitesses de rotation

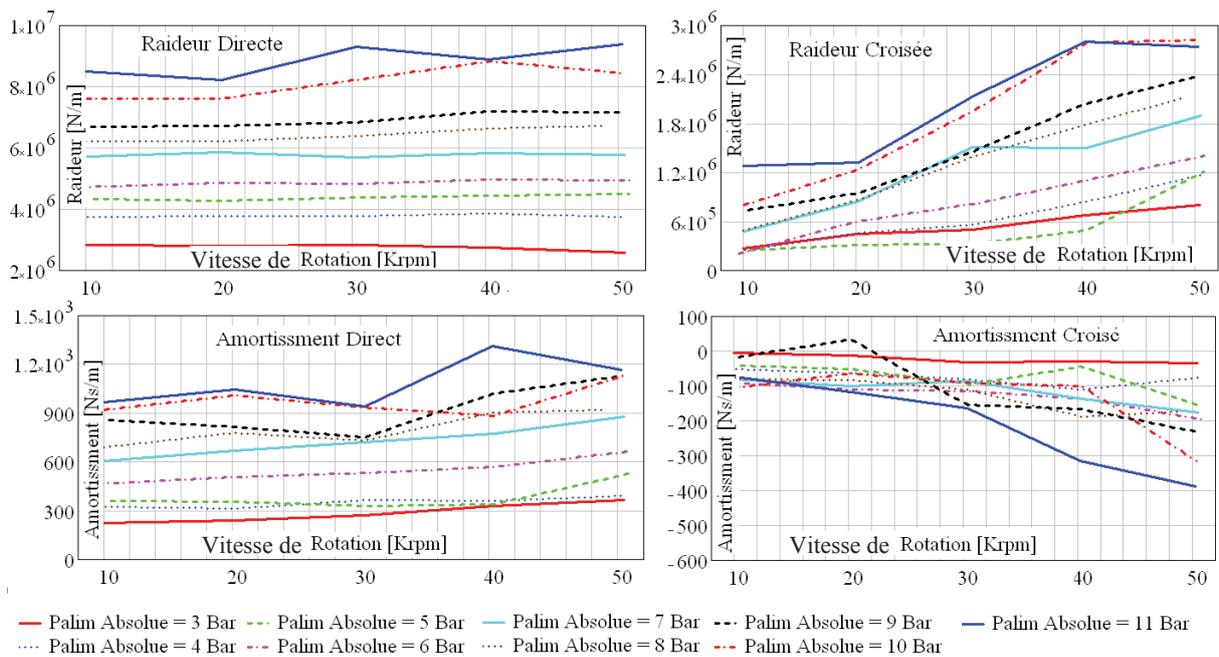


Figure 40 : Variation des coefficients dynamiques avec la vitesse de rotation pour plusieurs pressions d'alimentation

VII. Validation des coefficients identifiés. Réponse au balourd

Les coefficients identifiés sont validés en utilisant la réponse au balourd mesurée pour les mêmes conditions de fonctionnement (pressions d'alimentation absolues comprises entre 3 et 11 bar et vitesses de rotation entre 10 et 50 krpm). La mesure de la réponse au balourd est

faite en deux étapes. Une montée lente en vitesse permet d'enregistrer les déplacements dynamiques dans les paliers sous l'effet du balourd résiduel porté par le rotor. La composante synchrone de la FFT de ces enregistrements sera la valeur de référence.

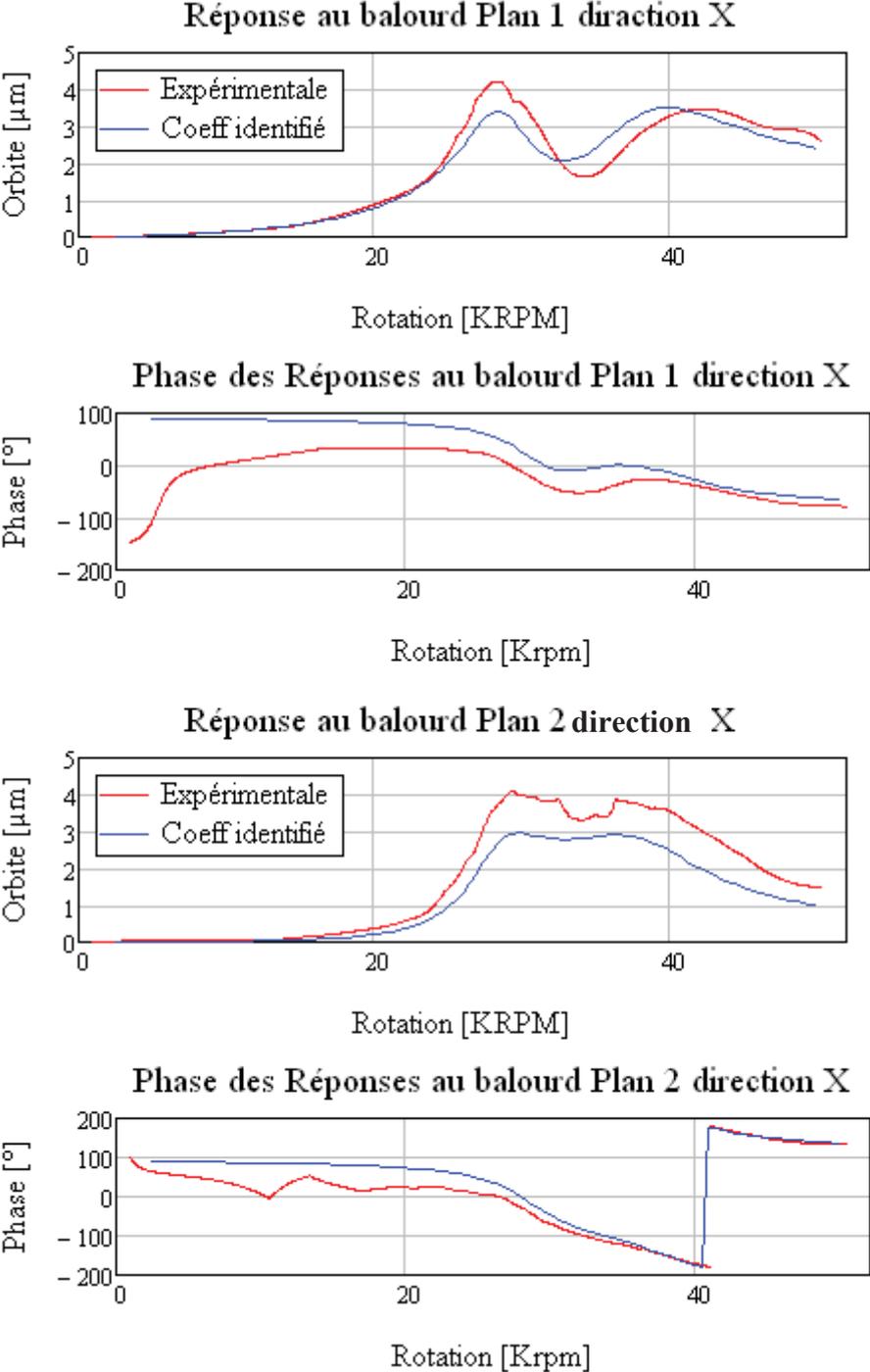


Figure 41 : Comparaison réponse au balourd – $P_{alim\ absolute} = 6\text{ bar}$.

Un balourd connu est ensuite imposé sous la forme d'une masselotte de 0.029 g vissée à l'extrémité du rotor dans les taraudages prévus à cet effet (Figure 14).³¹ Ceci mène à un balourd additionnel de 0,551 g.mm pour un rotor de 1 kg. La mesure est ensuite répétée en enregistrant les déplacements dynamiques dans les paliers. La réponse du rotor au balourd additionnel est la différence entre la composante synchrone de la FFT des déplacements ainsi mesurés et la valeur de référence mesurée auparavant pour le balourd résiduel.

Ces mesures sont comparées avec les résultats obtenus en injectant les coefficients dynamiques identifiés et le balourd additionnel dans la FFT des équations du PFD du rotor décrite par l'équation (17). Les accélérations des supports paliers sont négligées.

Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 41 pour une pression d'alimentation absolue de 6 bar. Pour les autres pressions d'alimentation, les résultats sont dans l'Annexe 2.

Dans tous les cas, les comparaisons montrent que les coefficients dynamiques identifiés sont correctes. En effet, les valeurs de la pulsation du mode propre indique les erreurs sur la raideur directe $K_{eff} = K - c \cdot \omega$. La plage de fréquence affectée par le mode propre traduit l'effet

de l'amortissement effectif $C_{eff} = C - \frac{k}{\omega}$. La comparaison entre les courbes mesurées et

calculées permet de déceler les coefficients affectés par les erreurs d'identifications.

VIII. Recherche des instabilités

La dernière partie des essais sur les paliers aérostatiques hybrides est la mise en évidence des vibrations auto-entretenues. Ces vibrations apparaissent comme des instabilités subsynchrones de très grande amplitude pouvant amener le rotor au contact des paliers. En effet, l'apparition de ces vibrations, dont la signature est caractérisée par une fréquence subsynchrone inférieure à 0.5Ω , déclenche le passage d'une amplitude relativement faible ($\sim 4 \mu\text{m}$) à des amplitudes importantes, entraînant très rapidement le contact entre l'arbre et le palier. L'intervalle de temps pour l'enregistrement des signaux et pour diminuer la vitesse de rotation est donc très faible. Ces contacts sont caractérisés par des impacts en régime de frottement sec avec beaucoup d'énergie. Ils sont beaucoup plus dangereux que dans le cas d'un palier lubrifié à l'huile ou à l'eau, car ces derniers disposent toujours d'un volume même faible de lubrifiant liquide emprisonné dans les rugosités de la surface. Ce lubrifiant manque dans le cas du palier à air et le contact a lieu directement entre les aspérités des surfaces avec un risque élevé d'endommager l'arbre et le palier.

³¹ Le balourd est monté dans le plan du rotor à l'extrémité du palier 1, le plus éloigné du choc.

Le seuil d'apparition de ces instabilités est à priori inconnu. Les masses critiques calculées avec les coefficients dynamiques identifiés montrent que le seuil de stabilité se trouve à une certaine distance des limites des régimes de fonctionnement testés. Ces masses critiques sont calculées à partir des équations classiques [4] où l'on prend en compte le fait que les matrices des coefficients dynamiques sont anti-symétriques. A partir de ces simplifications, la raideur équivalente est :

$$K_{\text{équivalent}} = K + k \frac{c}{C} \quad (36)$$

La vitesse critique prend la forme suivante :

$$\omega_{\text{critique}} = \frac{k}{C} \quad (37)$$

La masse critique est :

$$M_{\text{critique}} = \left(K + k \frac{c}{C} \right) \frac{C^2}{k^2} \quad (38)$$

La masse critique correspond à la masse supportée par le palier pour laquelle il commence à générer des vibrations autoentretenues.³² La réponse du rotor est caractérisée par des grandes amplitudes et par une signature comportant une fréquence synchrone due au balourd résiduel et une fréquence sous-synchrone de valeur ω_{critique} .

Les masses critiques obtenues par l'équation (38) et à l'aide des coefficients dynamiques identifiés sont représentées sur la Figure 42. Pour le rotor symétrique de 1 kg, la masse répartie sur chaque palier est de 0,5 kg. Une valeur inférieure à 0,5 kg est atteinte pour la zone rouge de la Figure 42.

Toutefois, les essais ont montré que lors du fonctionnement à ces pressions et vitesses de rotation, les fréquences subsynchrones présentes ont des faibles amplitudes. Ceci montre que le phénomène d'instabilité est encore éloigné et traduit une certaine incertitude sur les coefficients dynamiques identifiés.

Les premières instabilités sont déclenchées expérimentalement en montant à des vitesses de rotation plus élevées (61 krpm) et en diminuant progressivement la pression d'alimentation. Il a été remarqué que l'instabilité due à la vibration sous-synchrone apparaît très rapidement. En effet, sa première apparition n'a pas pu être enregistrée car elle s'est présentée directement par un contact entre l'arbre et le palier.

³² Cette masse est généralement dissociée de la charge statique appliquée sur le rotor. C'est seulement pour un rotor horizontal chargé par son propre poids que la masse entraînée en vibration coïncide avec le poids du rotor.

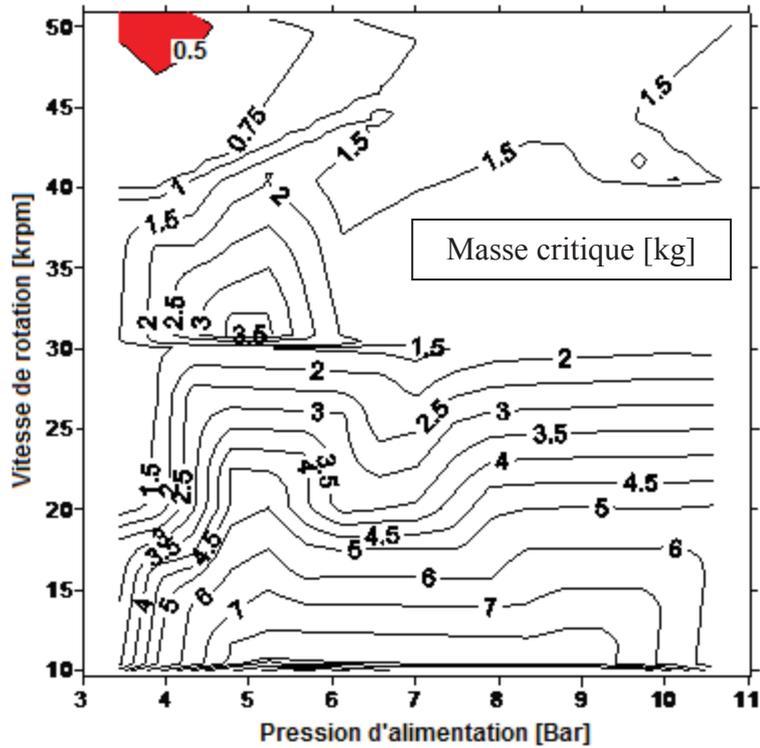


Figure 42 : Courbe de niveau donnant la valeur de la masse critique par palier

La pression a été rapidement augmentée et le fonctionnement avec contact a disparu. En diminuant à nouveau plus lentement la pression d'alimentation, l'instabilité est réapparue. L'enregistrement est présenté sur la Figure 43.

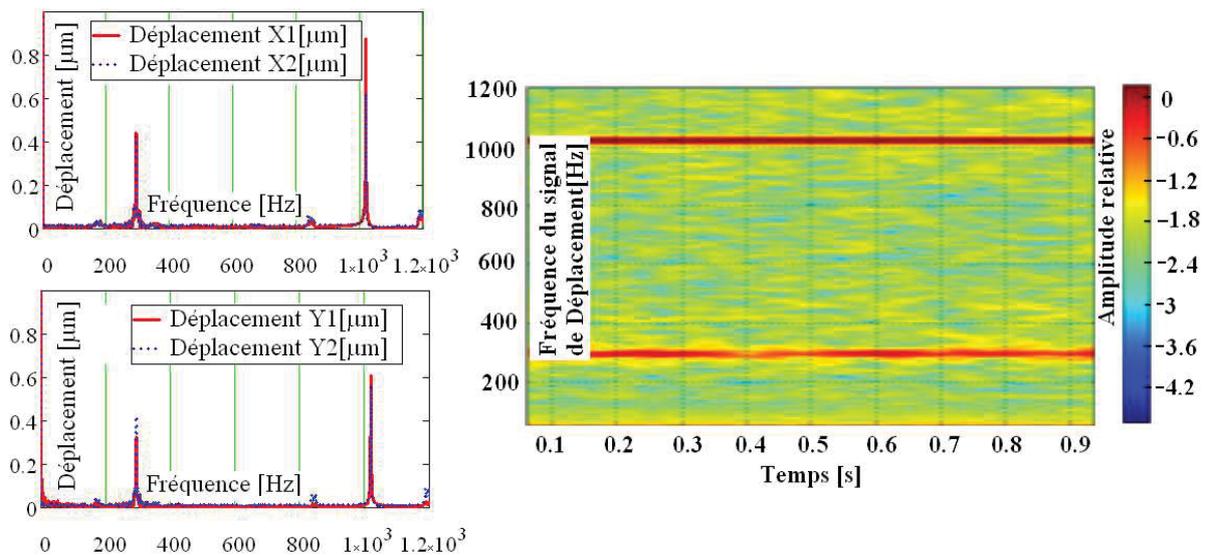


Figure 43 : Instabilité pour une vitesse de rotation de 61 krpm et $P_{alim\ absolue} = 2,8$ bar

Le point de fonctionnement se situe aux alentours de 61140 rpm et $P_{alim\ absolute} = 2,8$ bar. Après cette première observation, le banc a été arrêté pour effectuer un contrôle métrologique de l'arbre.

Le contrôle après contact est effectué à l'aide d'une machine de contrôle des surfaces (Talyrond) sur la zone présentant manifestement la plus forte usure. La Figure 44 présente les zones usées. Le contrôle de la surface de l'arbre se fait par tranches de 0,9 mm et l'image globale présentée sur la Figure 45 est obtenue par recollement des surfaces. Une zone d'usure large de 4 mm et de 5 μ m de profondeur est observée.

La zone d'usure présente un arrachement de matière sur le rotor, mais reste suffisamment faible pour continuer les essais. En acceptant cette usure et pour éviter les dispersions suite au démontage et au réalignement du banc, les paliers ne sont pas contrôlés.

Les premiers enregistrements n'ont pas permis de mettre clairement en évidence la manière dont l'instabilité apparaît. Ceci est dû à la rapidité du phénomène et à ses conséquences. Pour avoir un relevé plus explicatif du phénomène, un diagramme des déplacements est tracé. Le relevé est fait avec le rotor ayant subi le premier contact. La pression d'alimentation absolue des paliers est de 2,5 bar, le premier relevé est fait pour une vitesse de 37 krpm (600Hz). La vitesse est ensuite augmentée progressivement jusqu'à 52 krpm (870Hz). La Figure 46 représente le diagramme ainsi obtenu. Malgré la prudence lors des essais, une fois que l'instabilité est apparue, l'augmentation des amplitudes est très brutale. Un deuxième contact a eu lieu lors de cet essai, immédiatement après la dernière valeur relevée.

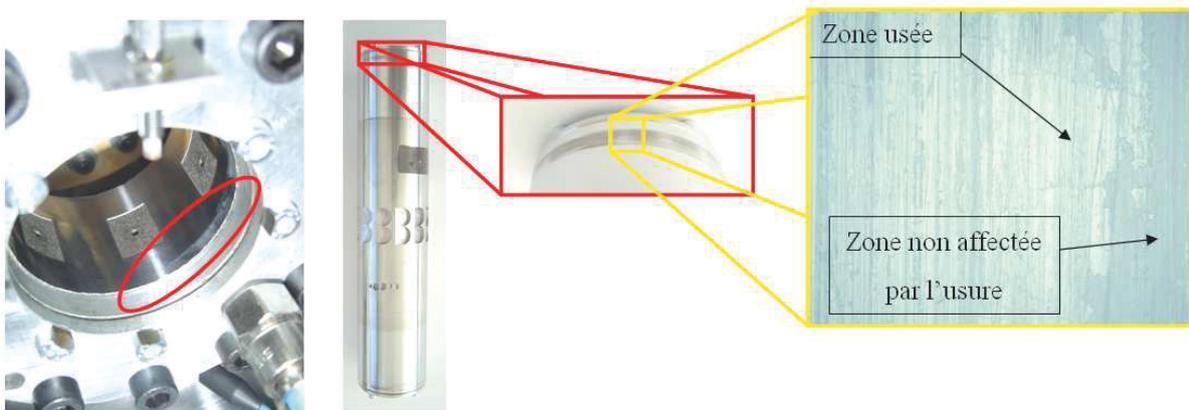


Figure 44 : Les zones soumises au contact sec entre le palier et l'arbre

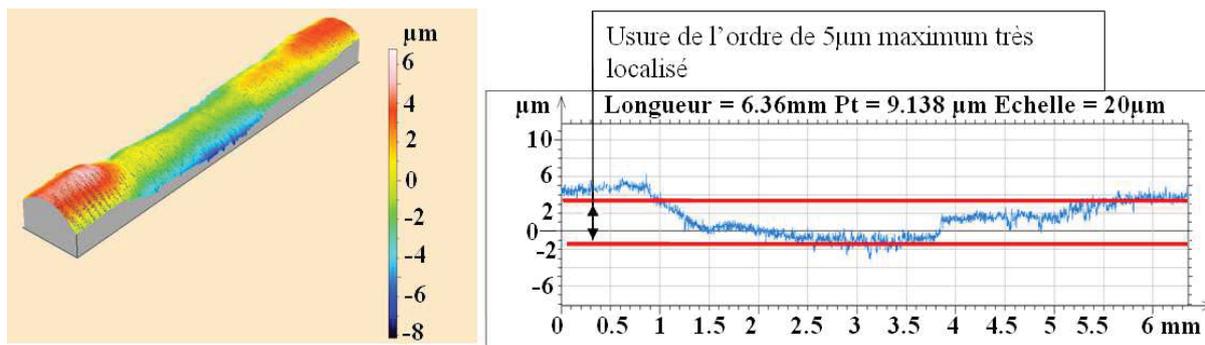


Figure 45 : Le contrôle de l'arbre

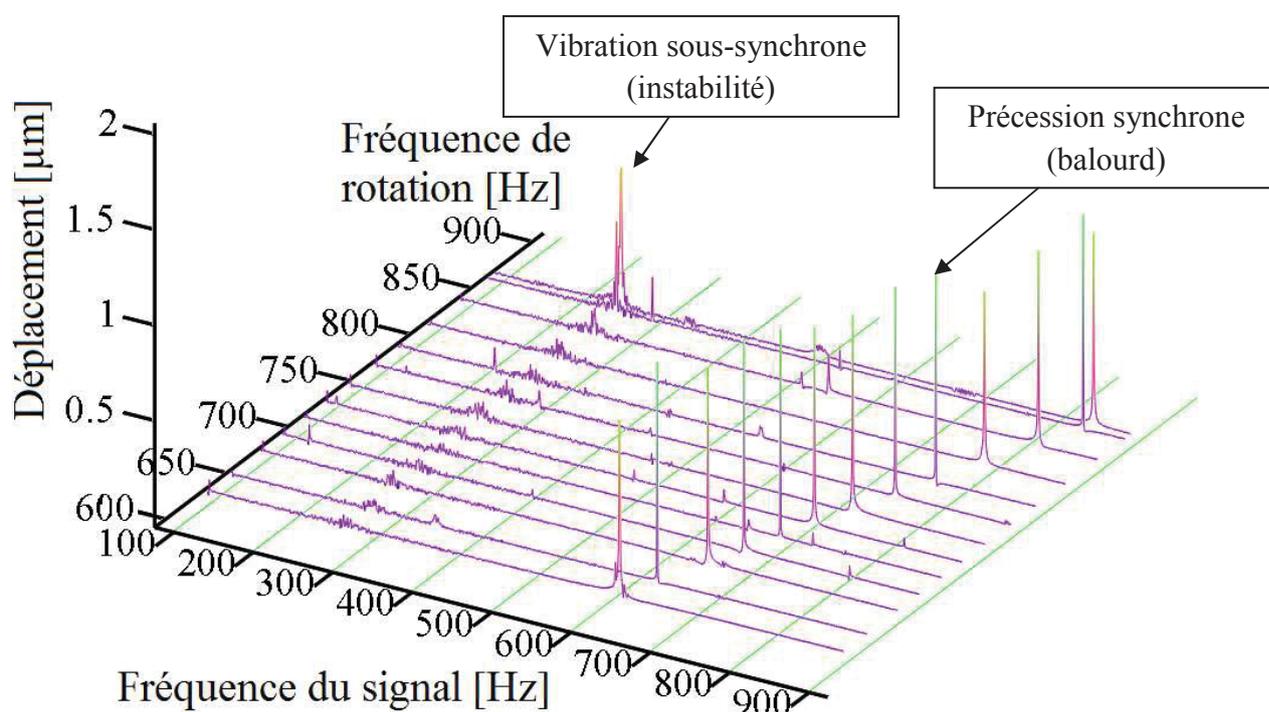


Figure 46 : Diagramme de la deuxième observation des instabilités. $P_{alim\ absolue} = 2,5\ bar$

IX. Conclusion

Le banc d'essais présenté et les méthodes d'identifications sont capables de prédire les coefficients dynamiques de PAH dans une bande de fréquence délimitée. Cette limitation est imposée par la méthode d'excitation avec un marteau de choc. Malgré sa bonne maîtrise, le marteau d'impact a du mal à exciter proprement les plages de fréquence.

Un système d'excitation sans contact (magnétique) semblerait être une solution plus appropriée.

Les coefficients dynamiques identifiés ont les tendances attendues : ils augmentent avec la vitesse de rotation et la pression d'alimentation. La précision est validée par une comparaison avec les réponses au balourd expérimental.

Les perspectives immédiates concernant ce banc d'essais sont la consolidation des méthodes d'identification et son adaptation à l'utilisation avec un rotor élastique.

Les résultats des mesures des caractéristiques statiques sont intéressants car ils fournissent des données importantes pour de futures analyses numériques. La mesure de la raideur statique permet une première comparaison avec des données numériques tandis que les mesures des débits sont une information capitale pour le recalage du code PHARES. La mesure du couple et de la puissance disponible avec une turbine Pelton sont des données importantes pour les futures conceptions, comme par exemple l'adaptation du banc à des paliers à feuille. En effet, les paliers à feuilles ont un couple de démarrage non négligeable qui doit être vaincu pour permettre leur fonctionnement aérodynamique, comme cela sera présenté dans le prochain chapitre.

Chapitre 2 : Le banc palier à feuilles

Cette deuxième partie de la thèse présente l'analyse expérimentale des caractéristiques dynamiques d'un palier à feuilles. Le banc qui a été développé est basé sur un rotor guidé en rotation par deux roulements et entraîné par une broche. Le palier à feuilles est monté flottant sur l'arbre entre les deux roulements. Cette conception est radicalement différente de celle développée dans la première partie où le rotor était supporté par les deux paliers aérostatiques et où ses caractéristiques inertielles (masse et moment d'inertie) avaient une importance capitale pour la stabilité du banc. Le banc présenté dans ce chapitre permet de focaliser les essais uniquement sur les caractéristiques du palier. Des résultats comme la réponse au balourd ne peuvent plus être obtenus.

X. Analyse bibliographique

L'analyse expérimentale des caractéristiques dynamiques des paliers à feuilles est beaucoup moins avancée que celle pour les autres types de paliers à air. La majorité des travaux présentent la réalisation des prototypes de machines tournantes équipés de paliers à feuilles. Elles sont focalisées sur le fonctionnement global (stabilité, réponses au balourd, cycles limites, etc.) et ne visent pas directement l'identification des caractéristiques dynamiques des paliers [33], [34]. Dans ce cas les coefficients dynamiques des paliers à feuilles (le plus souvent seulement les coefficients directs) sont estimés indirectement à partir de la réponse synchrone.

Par exemple, l'installation présentée dans la référence [32] est similaire au banc d'essais détaillé dans le chapitre 1 : un arbre horizontal est guidé par deux paliers à feuilles et est entraîné par une turbine Pelton usinée dans un disque placé à l'extrémité du rotor. A l'autre extrémité, le rotor est équipé d'une double butée à feuilles. Des balourds montés sur le disque de la turbine Pelton permettent l'identification des coefficients dynamiques en supposant que les matrices de raideur et d'amortissement sont anti-symétriques.

Le banc d'essais réalisé par San Andres et ses collaborateurs [35], [37] consiste en un rotor horizontal supporté par deux paliers à feuilles et entraîné par une broche. La charge statique est appliquée au milieu de l'arbre via un électroaimant et la charge dynamique est représentée

par les balourds montés aux extrémités du rotor. Afin de s'affranchir de l'influence de la broche, les coefficients dynamiques sont estimés à partir des réponses synchrones durant le ralentissement du rotor, quand la broche est découplée.

Depuis quelques années, les installations expérimentales pour des paliers à air se sont orientées aussi vers la mise en œuvre de la solution du coussinet flottant [14],[38]-[41]. La thèse de Pierre Matta [14] a présenté l'analyse expérimentale des coefficients dynamiques d'un palier aérodynamique cylindrique monté dans un coussinet flottant et soumis à des excitations sinusoïdales ou à des impacts. Les résultats obtenus ont permis la mise au point des techniques de mesure spécifiques.

Pour les paliers à feuilles, la première étude expérimentale effectuée sur un banc d'essais de type coussinet flottant a été présentée par l'équipe de NRC de Canada [38], [39].

Le banc permet l'essai des paliers de grandes dimensions et a été utilisé dans le passé pour l'analyse des paliers hydrodynamiques à patins oscillants. Il consiste en un rotor horizontal guidé en rotation par deux roulements placés à ses extrémités. Des paliers de diamètre compris entre 50 et 70 mm peuvent être testés dans la zone comprise entre les deux roulements. La charge statique est appliquée à l'aide d'une masse et les charges dynamiques sont appliquées par deux pots vibrants électro-hydrauliques. Les auteurs ont testé un palier à feuilles de première génération de 70 mm de diamètre en appliquant des excitations sinusoïdales multi-fréquentielles.

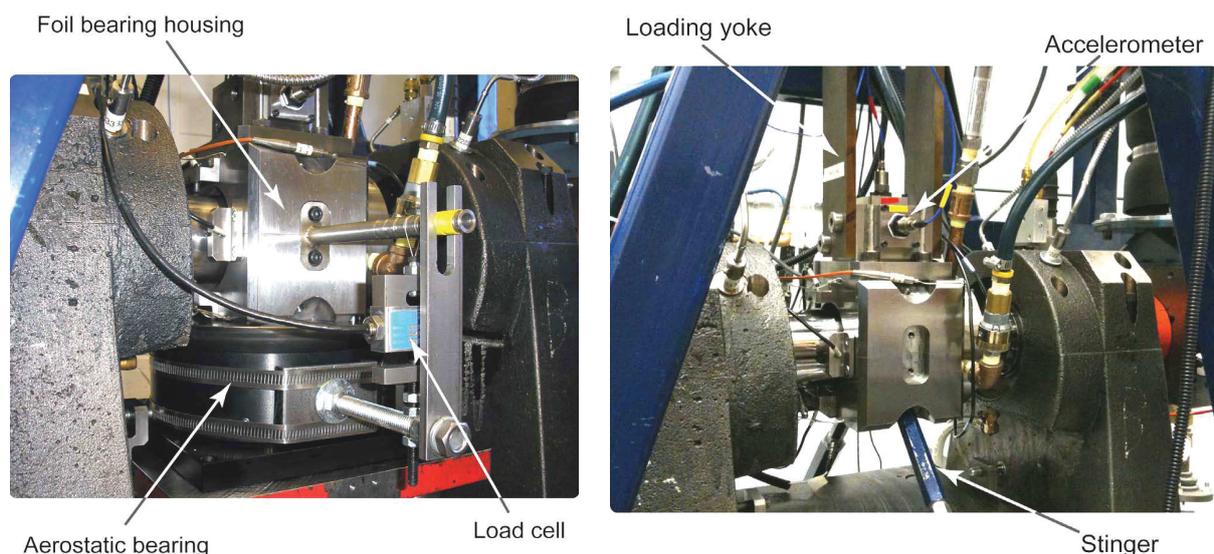


Figure 47 : Le banc d'essais à coussinet flottant de grandes dimensions utilisé à NRC [38]

Les résultats ont permis l'identification des raideurs directe et croisée et de l'amortissement direct, mais ont mis aussi en évidence un mode propre du banc (d'un des pots vibrants) qui a empêché des mesures au-delà de 150 Hz de fréquence d'excitation.

Un banc d'essais de plus grandes dimensions pouvant tester des paliers de diamètre jusqu'à 100 mm et visant les moteurs d'hélicoptères a été développé par la société General Electric [40]. Le banc est similaire à celui présenté sur la Figure 47. Il consiste en un rotor horizontal guidé par des roulements et entraîné par une broche. Le palier se trouve dans un coussinet monté flottant au milieu de l'arbre. Un four permet des essais à des températures jusqu'à 500°C. Jusqu'à maintenant, le banc a été utilisé seulement pour des paliers aérodynamiques à patins oscillants.

Toujours dans la lignée d'un coussinet flottant sur un arbre guidé en rotation par des roulements, San Andres a présenté les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier aérodynamique dont le coussinet compliant est réalisé à partir de coussinets en paille de fer tressée. Ce palier est très proche du palier à feuilles car le coussinet compliant apporte un amortissement considérable basé sur le frottement de Coulomb. L'arbre est entraîné par une turbine centripète empruntée à un turbocompresseur de grandes dimensions et les excitations sont appliquées à l'aide d'un marteau. Cette solution est très proche de celle présentée dans la référence [14]. Le marteau d'impact a permis l'identification des coefficients dynamiques jusqu'à des fréquences d'excitation de 250 Hz.

Une solution entièrement différente, à mi-chemin entre le coussinet flottant et le rotor flottant, a été proposée dans la référence [42]. Le banc utilise deux arbres co-rotatifs, dont l'un est destiné à appliquer les excitations dynamiques. Le palier est fixé sur le banc via une cage d'écureuil suffisamment flexible. Le rotor est creux et est entraîné en rotation à l'aide d'une broche placée à droite sur la Figure 48. Un deuxième arbre est monté à l'intérieur du rotor et est entraîné par une autre broche placée à gauche. Des roulements permettent la rotation de l'arbre intérieur par rapport à l'arbre extérieur. Des accouplements flexibles montés entre chaque arbre et sa broche permettent de légers débattements. Les deux arbres peuvent tourner avec des vitesses différentes dans le même sens ou dans des sens opposés. L'arbre intérieur est muni d'un disque destiné au montage des balourds. Ce balourd impose donc une excitation à la fréquence de rotation de l'arbre intérieur.

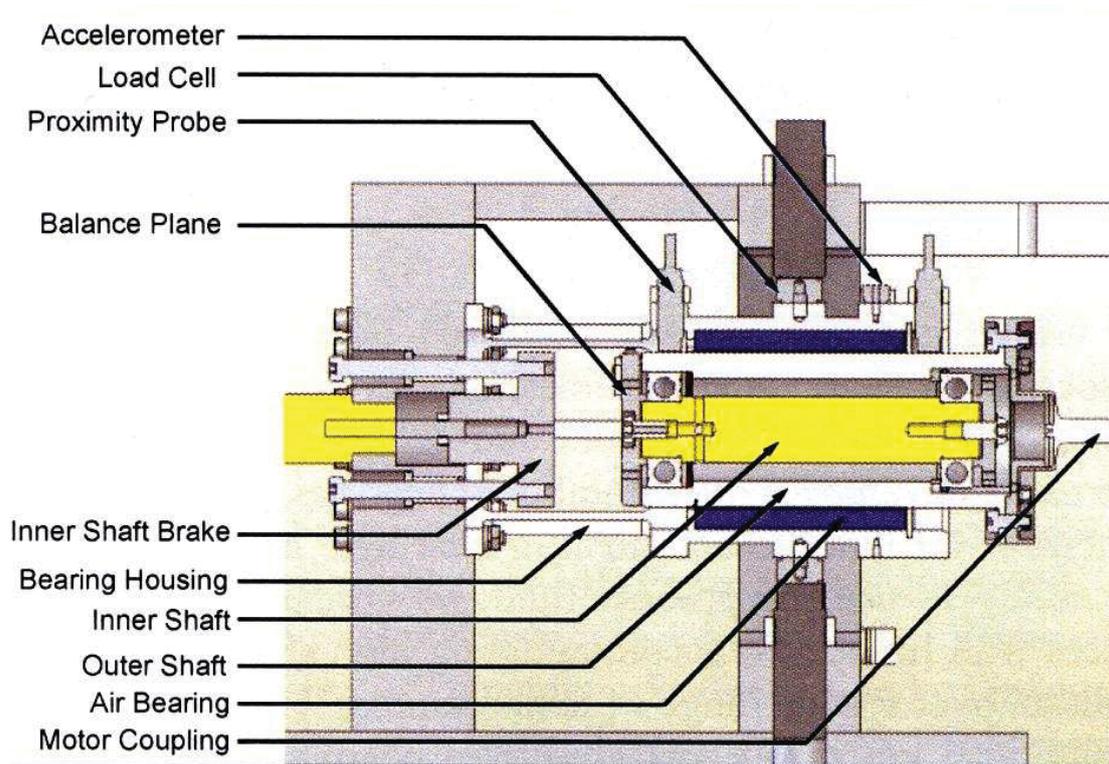


Figure 48 : Le banc d'essais à deux arbres co-rotatifs [42]

L'excitation est transmise à l'arbre extérieur via le roulement qui la transmet à son tour au palier qui est monté flexible sur le banc (la raideur de la cage d'écureuil est inférieure à la raideur du palier à tester). Le palier est instrumenté avec des accéléromètres, des capteurs pour mesurer son déplacement par rapport à l'arbre et des capteurs de forces. Les coefficients dynamiques présentés dans la référence [42] ne sont pas clairs, ce qui montre que le banc a encore besoin de mises au point.

En conclusion, les informations sur la mesure directe des coefficients dynamiques des paliers à feuilles sont assez rares. La raison provient du fait que les paliers à feuilles sont testés principalement sur des bancs d'essais caractérisant le comportement d'une ligne d'arbre et non du palier lui-même. Le travail présenté dans ce chapitre vient répondre aux besoins de validation des méthodes numériques développées durant la thèse de Sébastien LeLez [13]. Par la suite, nous allons présenter le banc d'essais de type coussinet flottant mis au point pour l'analyse statique et dynamique et les résultats obtenus.

XI. Le palier et le rotor testés

Un palier à feuilles de première génération fabriqué par la société Foster-Miller en 2005³³ et dont les caractéristiques géométriques sont décrites dans le Tableau 7 a été testé pour déterminer ses caractéristiques statiques (vitesse et couple de démarrage) et dynamiques (coefficients dynamiques linéaires). Le palier est présenté sur la Figure 50. Ce palier a également été testé dans la référence [43] mais sur un banc d'essais basé sur un rotor flottant supporté par deux paliers identiques. Le banc d'essais utilisé maintenant est de type palier flottant et fait appel à deux modules complètement distincts, l'un pour la mesure des caractéristiques de démarrage, et un autre pour les caractéristiques dynamiques.

La Figure 49 présente le banc sans aucun module. Les modules de démarrage et de mesures des coefficients dynamiques ne sont représentés.

Le rotor de 38 mm de diamètre, est réalisé en acier 40 CMD 8 et est supporté par deux roulements à billes céramiques à chaque extrémité. Il est entraîné en rotation par une électrobroche de 1kW via un accouplement flexible. La broche permet d'atteindre 40 krpm. La mesure de la vitesse de rotation est réalisée par tachymètre optique. Les roulements en céramique ont un diamètre intérieur de 20 et 25 mm et sont graissés à vie. Le palier à feuilles testé est « flottant » sur l'arbre, à mi-distance des roulements à billes. Dans cette configuration, les charges statique et dynamique sont appliquées sur le support du palier à feuilles. Il a été vérifié a posteriori que la raideur des roulements à billes est suffisamment grande, de telle sorte que le déplacement du rotor est négligeable pour les charges appliquées lors des essais.

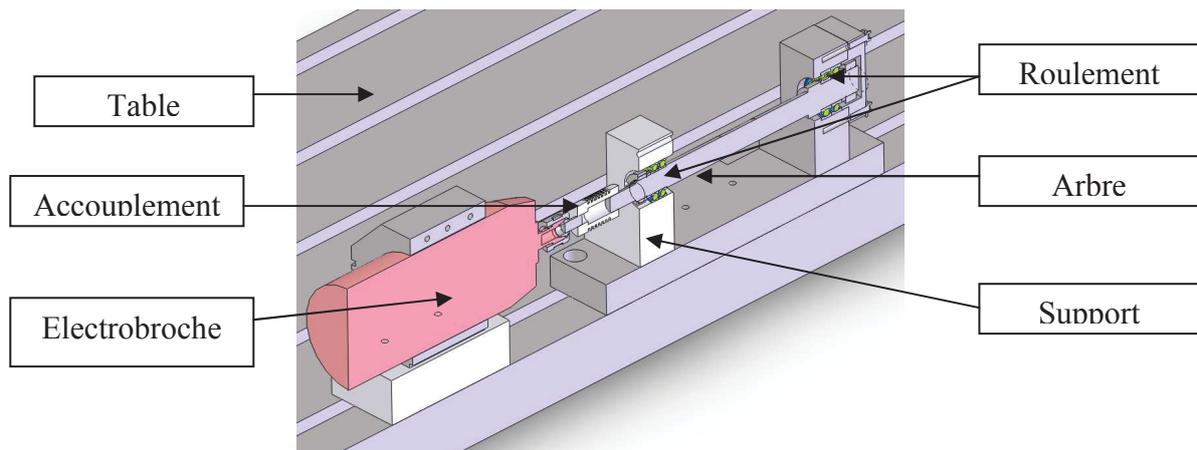


Figure 49 : Coupe du banc d'essais sans module.

³³ Ce palier était disponible à l'achat auprès de la société Foster-Miller en 2005.

	Longueur du palier [mm]	38,1
	Diamètre du palier [mm]	38,1
	Jeu [μm]	31,8
	Nombre de Bumps	26
	Angle de soudure de la feuille lisse [$^\circ$]	180
	Epaisseur des feuilles [μm]	102
	Pitch [mm]	4,572
	Demi-longueur du plissé [mm]	1,778
	Hauteur initiale du plissé [mm]	0,508

Tableau 7 : Description de la géométrie du palier à feuilles

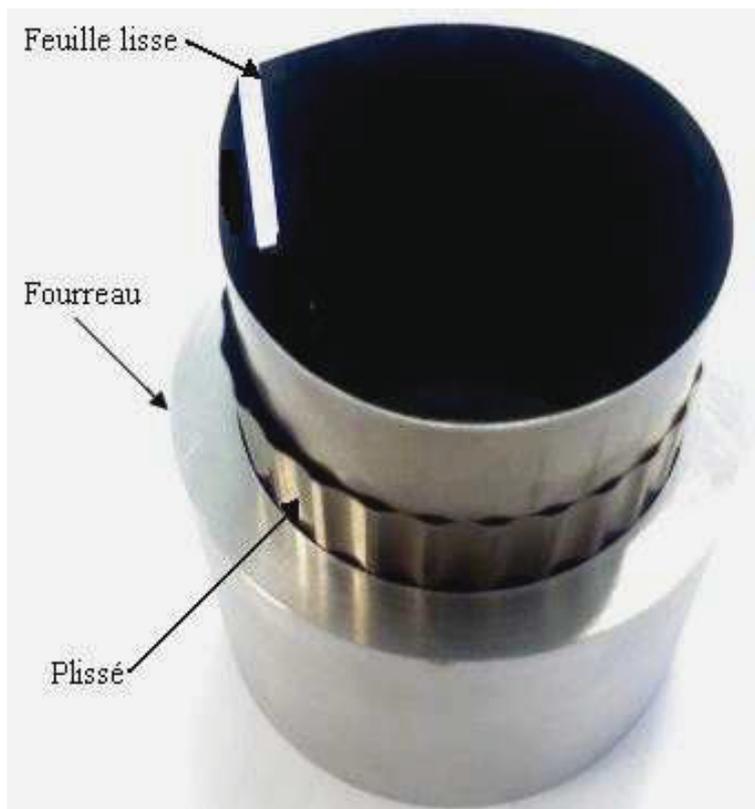


Figure 50 : Photo d'un palier désassemblé.

La feuille supérieure du palier à feuilles est en Inconel, revêtu d'un polymère diminuant les frottements lors du démarrage. Pour diminuer l'usure, le rotor est revêtu de chrome dur en vis-

à-vis du palier. Après une dépose de 200 µm de chrome, le rotor est rectifié et équilibré à la classe G1. Les tolérances du diamètre de l'arbre sont choisies afin d'obtenir un jeu radial de 38 µm par rapport au palier à feuilles. Malgré tout, il est délicat d'assurer la valeur de ce jeu. Une métrologie du palier à feuilles est présentée sur la Figure 51. La circularité du palier à feuilles a été mesurée dans dix plans axiaux. La Figure 52 présente la développée de la surface intérieure du palier. Les relevés de tous les 10 plans d'essais se trouvent entre les deux courbes présentées sur la Figure 52. Elle montre d'importants intervalles de tolérance sur la feuille supérieure qui sont probablement inévitables du fait de la technologie de fabrication et la dépose du polymère antifricction [44]. La métrologie de l'arbre est présentée sur la Figure 53. On en conclut que le jeu radial moyen réel du palier est de 21µm.

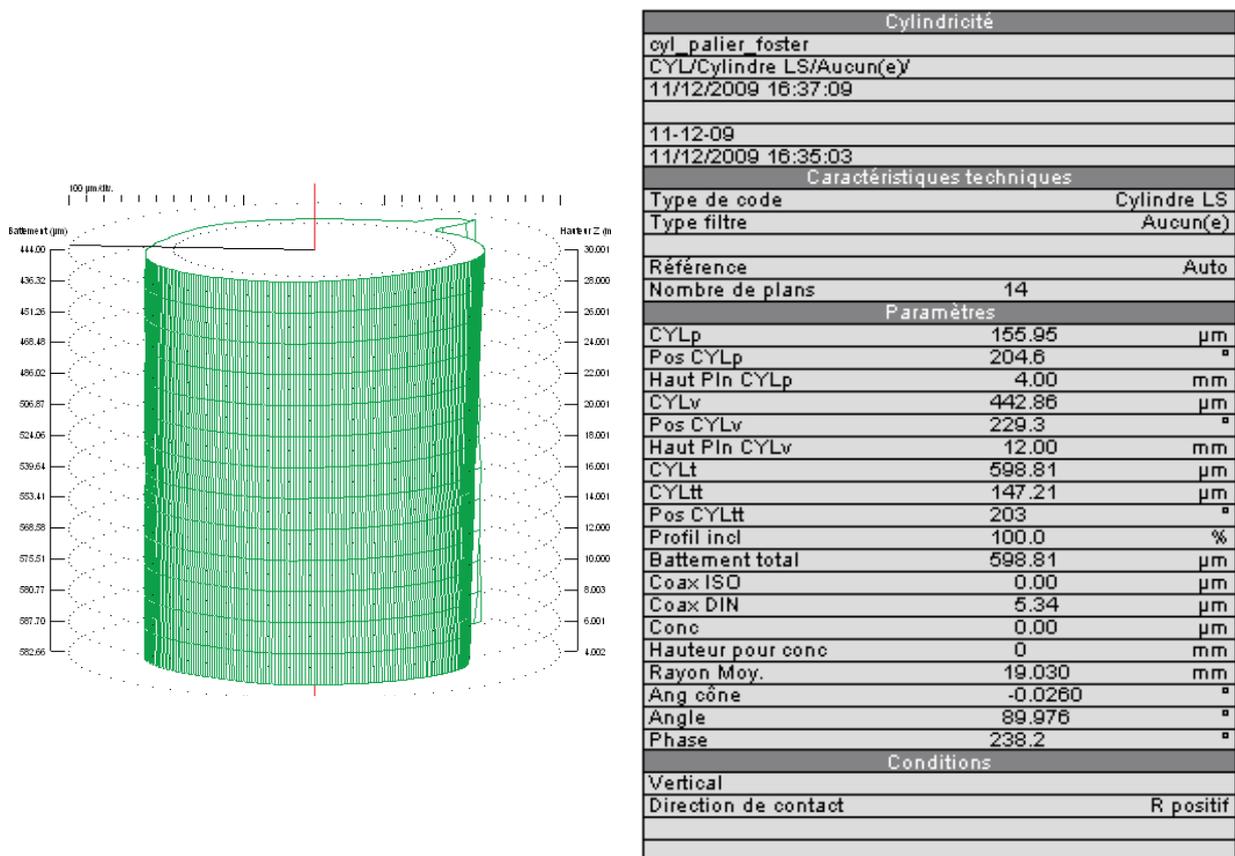


Figure 51 : Métrologie du palier à feuilles

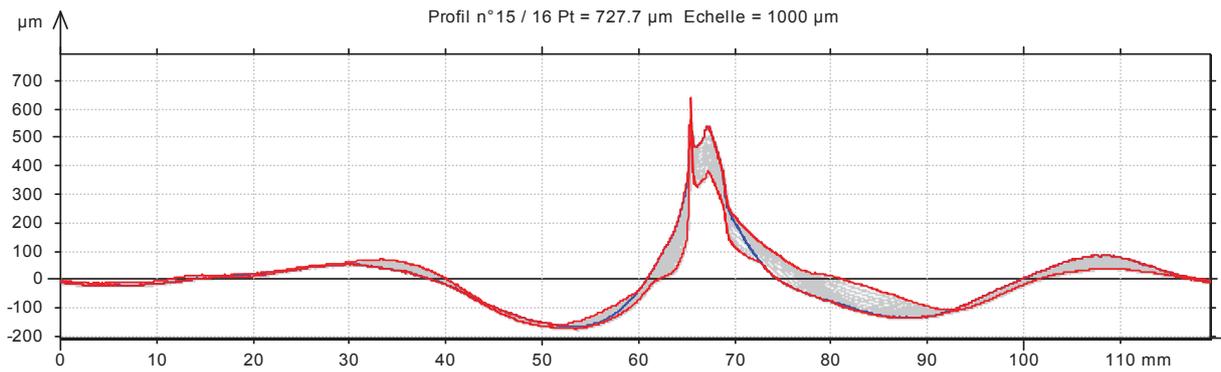


Figure 52 : Développée de la surface interne du palier (relevées sur la feuille lisse)

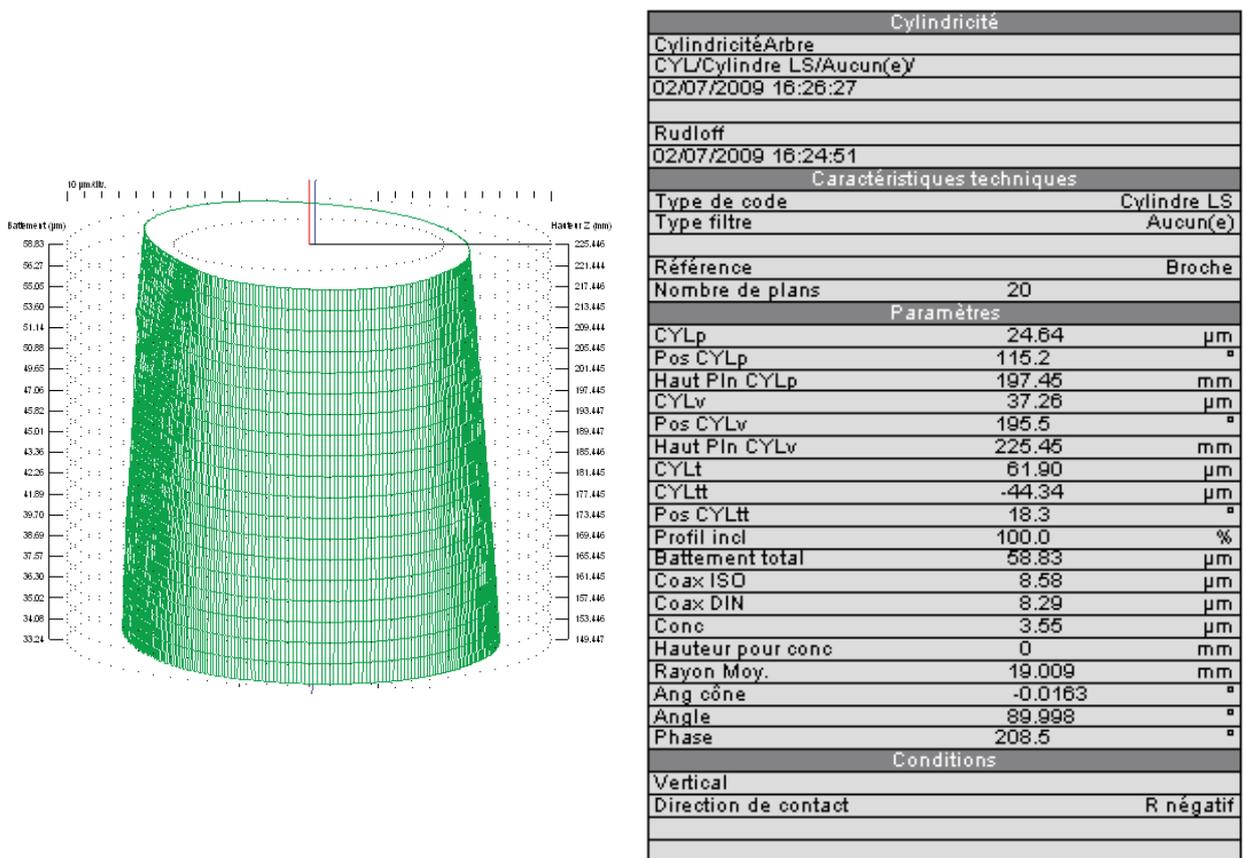


Figure 53 : Métrologie du rotor

Les essais statiques et dynamiques du palier nécessitent chacun un module dédié. Ce module est un support palier équipé avec des capteurs spécifiques et permettant l'application des efforts statiques ou dynamiques. Le module de démarrage et les résultats obtenus de la mesure du couple sont présentés dans le paragraphe XII. Le module utilisé pour la mesure des coefficients dynamiques et les résultats obtenus (réponse dynamique du palier non chargé,

position du centre du rotor par rapport à la force et la vitesse, raideur, amortissement et fréquences propres du palier) sont présentés dans le paragraphe XIII.

XII. Mesures des caractéristiques de démarrage

XII.1 Description du banc d'essais

Un schéma de principe du module de démarrage est représenté sur la Figure 54 et la Figure 55. La conception du module est similaire à celui présenté dans les références [45] et [46]. Une vue éclatée du module est présentée sur la Figure 56.

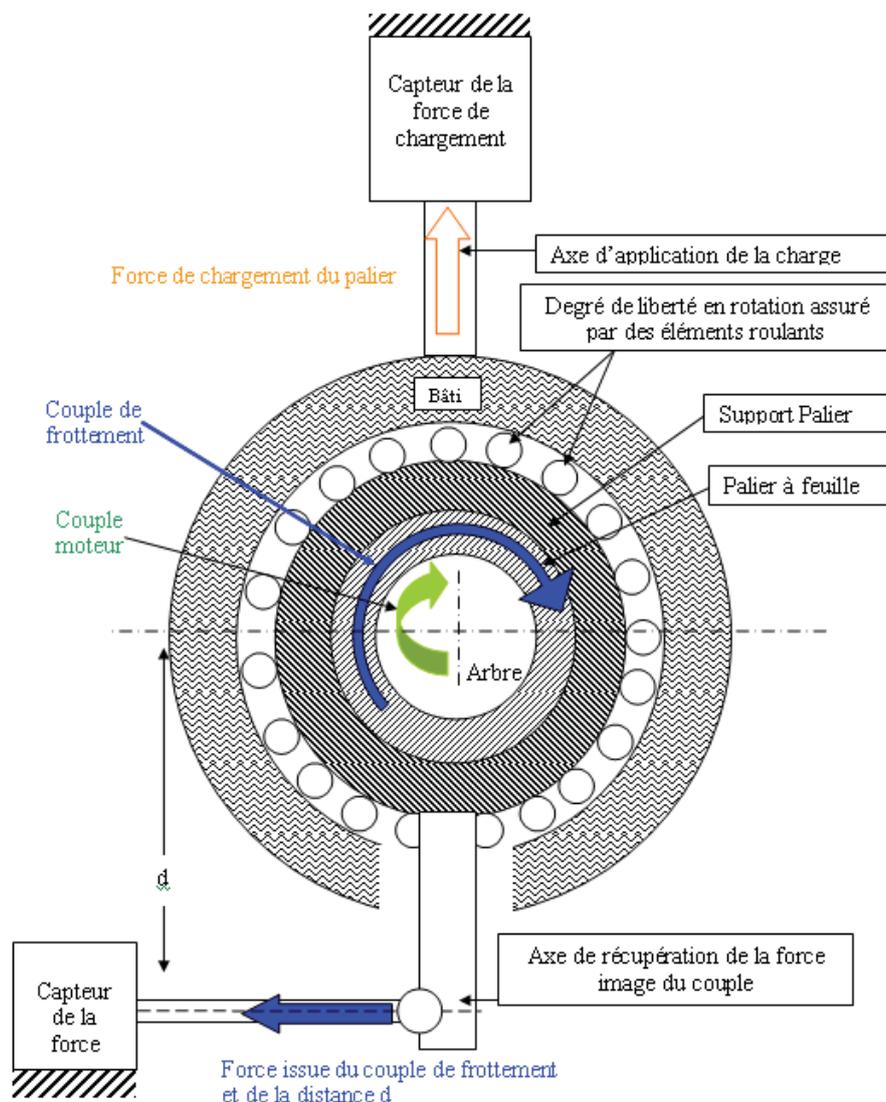


Figure 54 : Principe du module de mesure du couple de démarrage : coupe transversale

Le module doit permettre l'application de la force statique et la mesure de la force générée par le couple avec une interférence minimale entre les deux sollicitations. Ceci est d'autant plus important que les deux sollicitations sont appliquées dans le plan médian du palier.

Pour dissocier les sollicitations, le module est constitué de deux bagues séparées par une double cage à aiguilles. La bague extérieure permet l'application de la charge statique et la transmet à la bague intérieure grâce aux cages à aiguilles. La bague intérieure contient le palier à feuilles dans un montage conique et permet la mesure du couple. Du fait du degré de liberté en rotation apporté par les cages à aiguilles, l'application de la force statique et la mesure du couple sont aussi dissociées que possible.

Des vues de CAO du banc et du module sont présentées sur la Figure 57 et des photographies montrant la mise en œuvre sont présentées sur la Figure 58. La force statique est appliquée en ajustant un écrou sur l'arche de chargement et est mesurée par une jauge de déformation. Le couple est mesuré le plus près possible de la surface du palier à feuilles pour minimiser les erreurs.

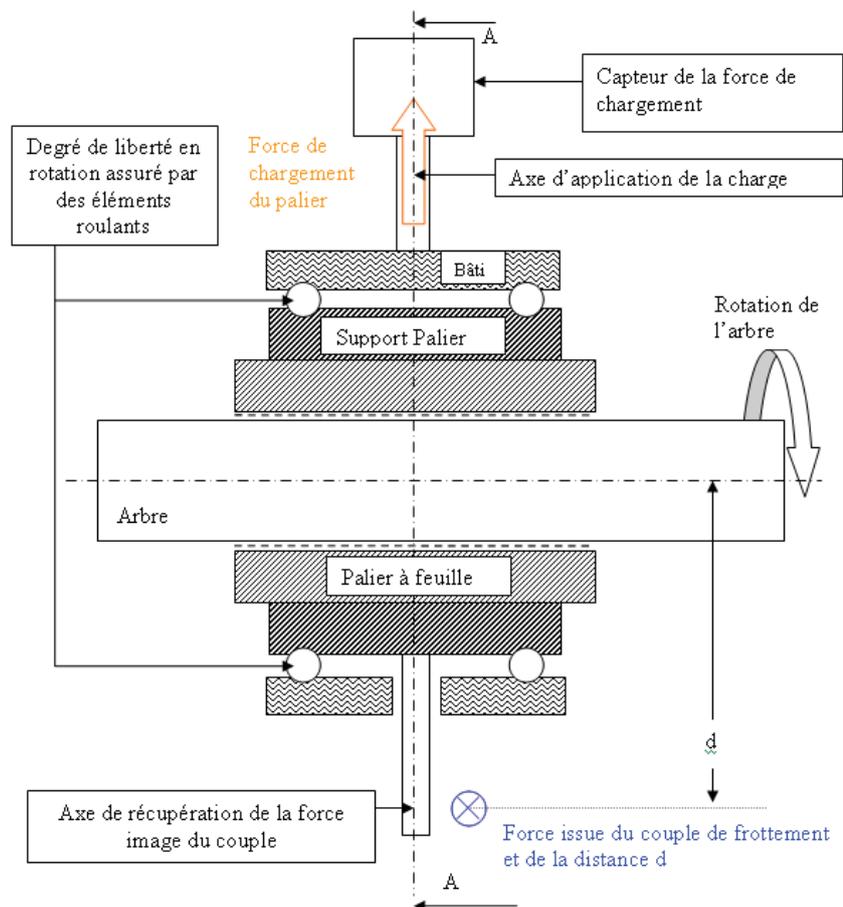


Figure 55 : Principe du module de mesure du couple de démarrage : coupe longitudinale

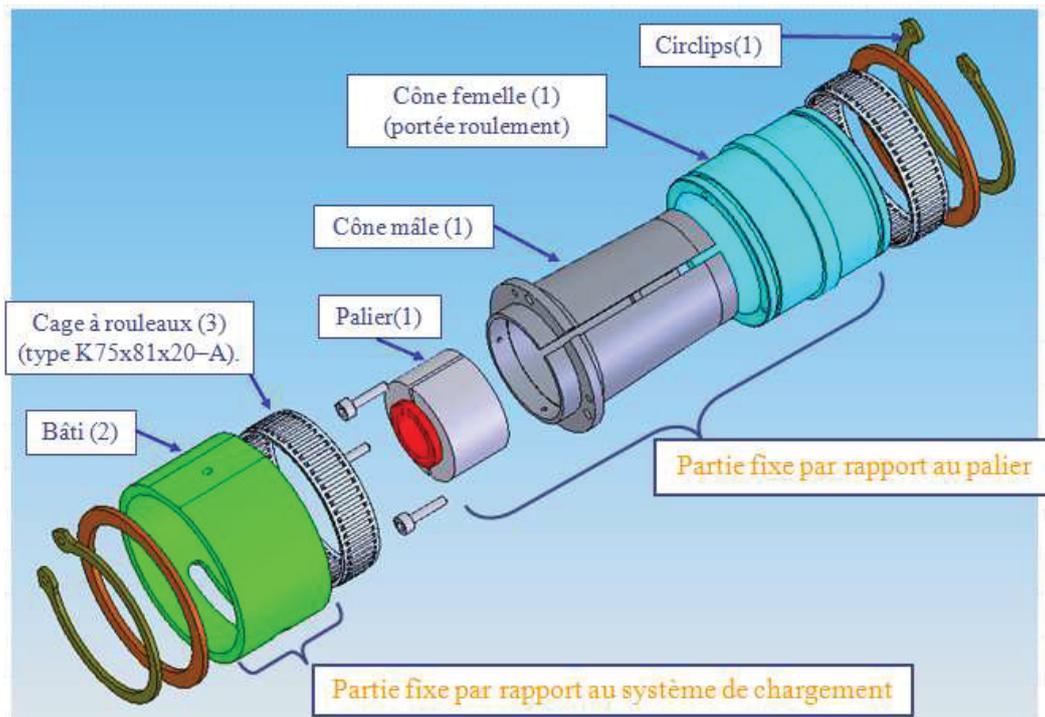


Figure 56 : Eclaté des éléments du module couple

Un bras de levier transforme le couple en force et est mesuré par une seconde jauge de déformation. Des chapes et des rotules garantissent l'exactitude de la mesure et l'application des forces. Pour augmenter la répétitivité de la mesure, la jauge est préchargée par un ressort. L'information de la seconde jauge et la longueur du bras de levier sont utilisées pour déterminer la valeur instantanée du couple.

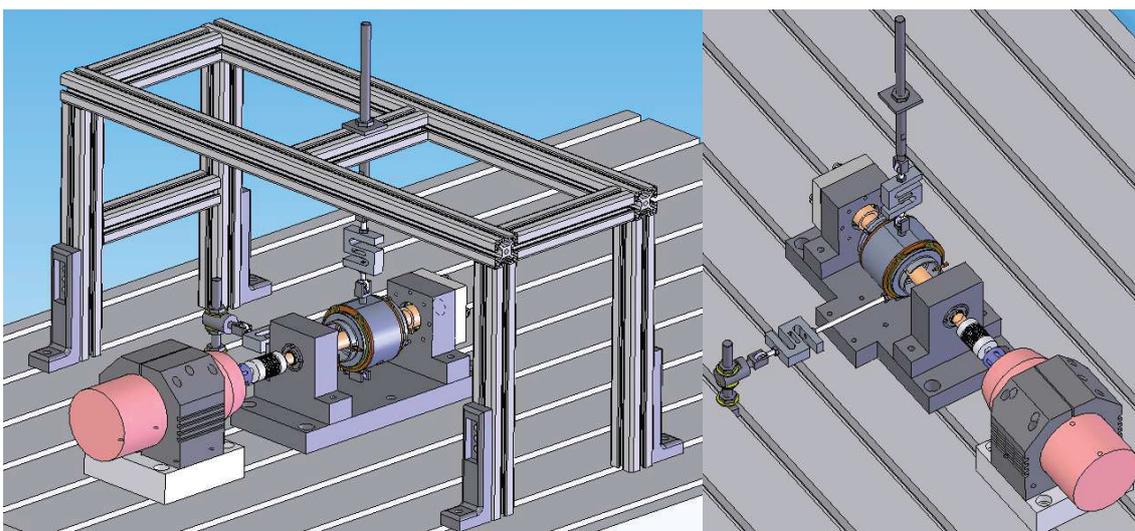


Figure 57 : Vue 3D du banc en configuration module de démarrage

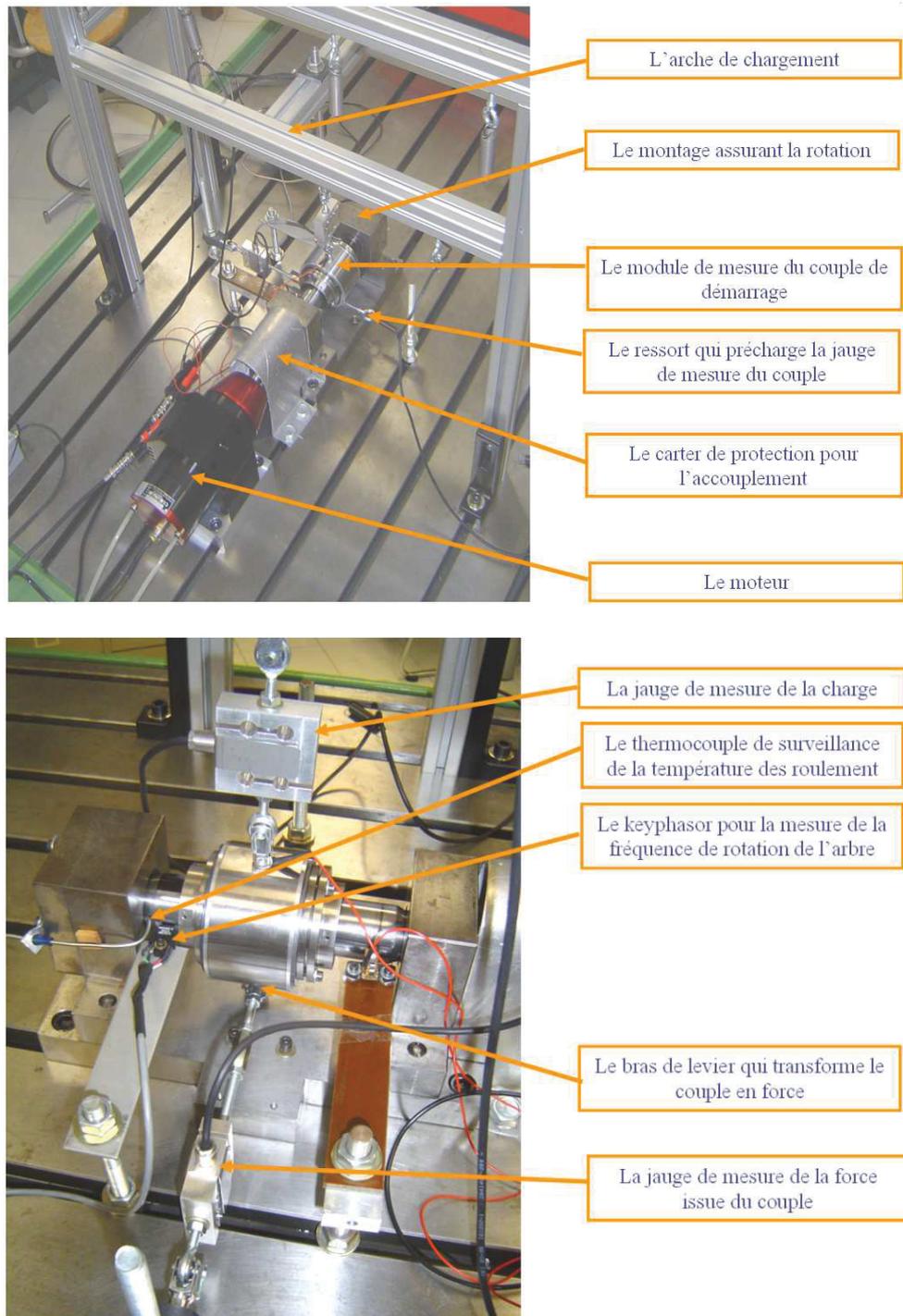


Figure 58 : Eléments du banc d'essais dans la configuration de mesure du couple de démarrage

XII.2 La mesure du couple

La mesure contient la mesure du couple généré par le palier et du couple des cages à aiguilles. Pour obtenir la mesure du couple du palier à feuilles, le couple des cages à aiguilles est mesuré séparément.

Le couple d'une cage à aiguilles est relativement élevé par rapport au couple du palier à feuilles. Un roulement à billes serait donc plus adapté car il a un couple de frottement plus faible, mais l'encombrement du banc ne permet pas son utilisation. La cage à aiguilles a été sélectionnée du fait de son faible encombrement dans un stade du développement du banc d'essais déjà avancé. Le couple de la cage à aiguilles peut être diminué en supprimant une aiguille sur deux.

La mesure du couple des roulements est réalisée en effectuant une rotation de la bague extérieure du module de couple sans palier monté dans la pince conique. La force mesurée par la jauge de déformation correspond alors au couple de la cage à aiguilles. La valeur de ce couple vaut généralement $0,02\text{N}\cdot\text{m}$.

Après avoir appliqué une force statique, la broche impose une montée en vitesse à accélération constante jusqu'à la vitesse de rotation souhaitée (Figure 59). La vitesse de rotation est atteinte en 10 à 20 s, ce qui permet une bonne acquisition du couple et de la charge statique.

L'acquisition est réalisée par la même carte que celle utilisée dans la première partie de la thèse. Les signaux des différents capteurs sont acquis par cette carte via leurs conditionneurs et sont stockés. Le traitement plus approfondi est réalisé dans une étape ultérieure et permet de tracer la charge, le couple et la vitesse de rotation en fonction du temps et de déterminer le couple de démarrage et la vitesse de décollage en fonction de la charge.

XII.3 Les résultats des essais de démarrage

Il est considéré que le palier est décollé dès l'apparition d'un film d'air stable entre la feuille supérieure et l'arbre. Son apparition se traduit par une modification du régime de lubrification dans le palier : au cours du démarrage, la lubrification passe d'un frottement sec à un frottement mixte et enfin visqueux grâce à la vitesse de rotation qui engendre un champ de pression dans le film d'air.

Une mesure caractéristique d'un essai de démarrage est présentée sur la Figure 59. La force statique a une valeur de 53,5 N, elle est imposée en ajustant un écrou sur l'arche de chargement du banc d'essais. Cette force correspond à une charge statique sur le palier de 30 N, la différence permettant de compenser la masse du module de chargement.

La vitesse de rotation est augmentée durant 22,5 s avec une accélération constante jusqu'à atteindre 35 krpm, puis elle est maintenue constante avant de diminuer jusqu'à l'arrêt. Ceci donne l'allure typique de la rampe de vitesse décrite sur la Figure 59.

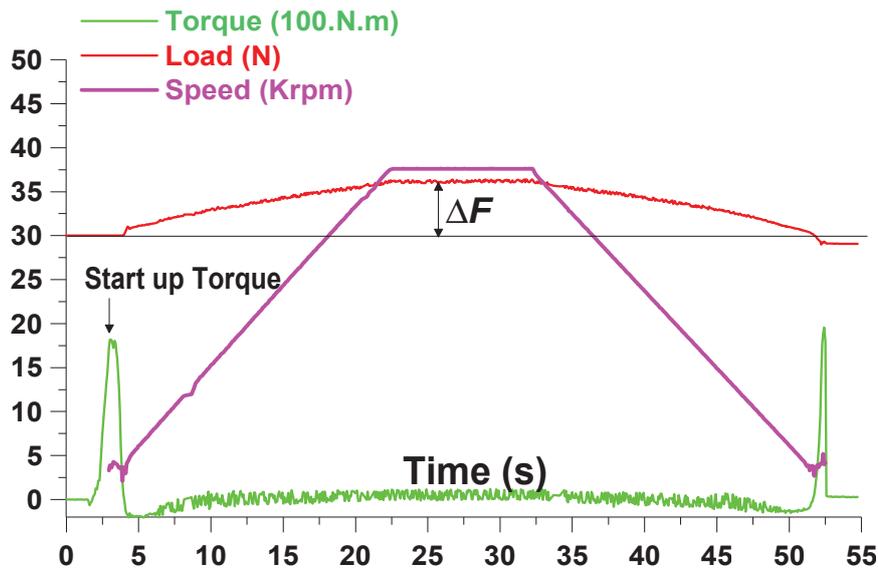


Figure 59 : Relevé type d'un essai de mesure de couple de démarrage.

Le couple présente deux pics importants, localisés au démarrage et à l'arrêt. Le premier pic est considéré comme le couple de démarrage et correspond à la vitesse de décollage du palier à feuilles. La décroissance du couple signifie que le régime de lubrification change et qu'il y a formation d'un film d'air.

Les résultats expérimentaux sont obtenus pour cinq valeurs de force statique de 10 à 50 N et pour des fréquences de rotation comprise entre 260 et 590 Hz. (15,6 à 35,4 krpm) avec un pas de 50 Hz. Le palier à feuilles est faiblement chargé, la charge spécifique³⁴ étant comprise entre 7 et 35 kPa. Pour préserver le revêtement antifricion, les essais sont menés strictement dans ce domaine. Les résultats présentés sur les Figure 60 et Figure 61 sont obtenus en faisant la moyenne sur trois essais car la dispersion est faible.

La Figure 60 montre l'évolution des couples de démarrage, qui, comme cela était attendu, augmentent avec la charge. La vitesse de rotation atteinte n'a pas vraiment d'influence sur le couple. Cette observation montre que l'accélération constante permet d'avoir des valeurs similaires du couple quelque soit la vitesse de fonctionnement atteinte.

³⁴ La charge spécifique du palier est le rapport de la force appliquée sur le palier divisé par sa surface projetée. La surface spécifique du présent palier est un carré de $38 \cdot 10^{-3} \text{m}$, soit une surface projetée de $1,444 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$. Ces valeurs donnent des charges spécifiques pour les essais comprises entre 6,9 et 34,6 kPa.

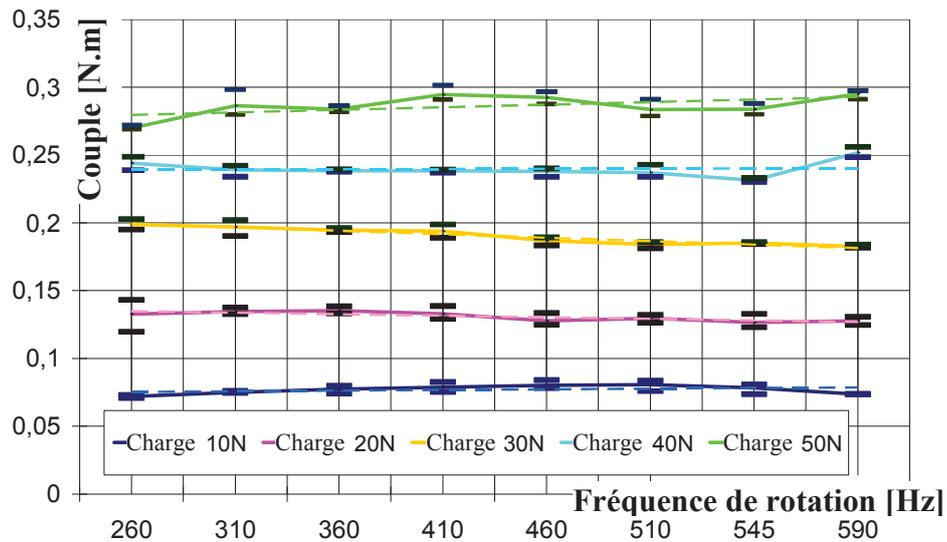


Figure 60 : Valeurs des couples de démarrage

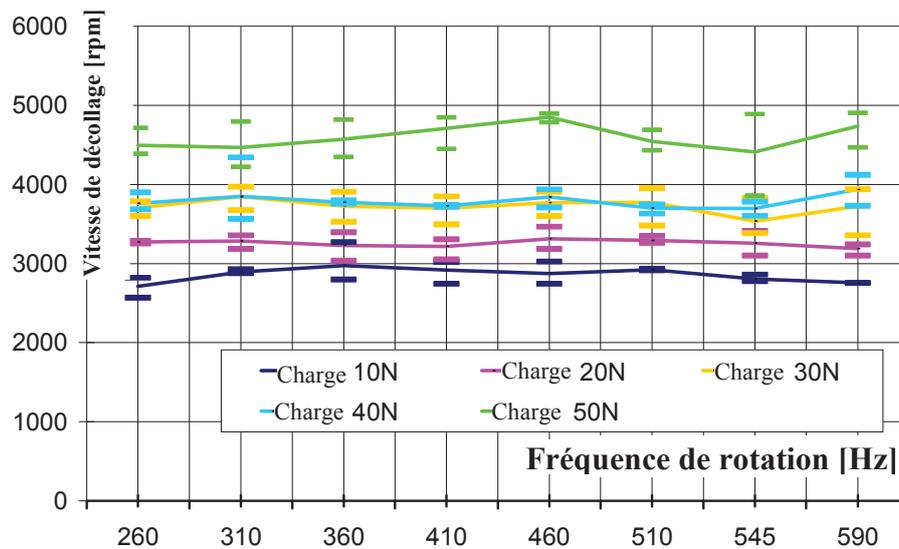


Figure 61 : Valeurs des vitesses de décollage

La Figure 61 montre l'évolution de la vitesse de décollage. Cette valeur est estimée, en première approximation, comme la vitesse pour laquelle le couple atteint sa valeur maximale. Les valeurs des vitesses de décollage du palier à feuilles testé sont comprises entre 2750 et 5000 rpm. Comme attendu, ces valeurs augmentent avec la charge statique, même si les charges de 30 et 40 N montrent des valeurs très proches.

XIII. Mesure des caractéristiques dynamiques

XIII.1 Description du banc d'essais

Le module de mesure des coefficients dynamiques et le banc équipé sont présentés sur la Figure 62 et la Figure 63. Le banc utilise le même rotor, roulements à billes céramiques, accouplement élastique et électrobroche que les essais de démarrage. L'application de la charge statique est réalisée par le même système de chargement.

Le module utilisé pour la mesure des caractéristiques dynamiques est un support de palier similaire à celui utilisé par Matta [14] pour les paliers cylindriques de géométrie fixe. Toutefois, ce module permet aussi d'estimer d'autres caractéristiques comme la raideur des feuilles du palier (en l'absence d'une vitesse de rotation) et l'excentricité statique pour différentes conditions de fonctionnement.

Le palier à feuilles est monté dans le module de mesure avec un montage conique. Quatre capteurs inductifs de déplacement (deux dans chaque plan et orientés à 90°), deux accéléromètres (montés à 90°) et deux capteurs de force piézoélectrique sont fixés sur le module.

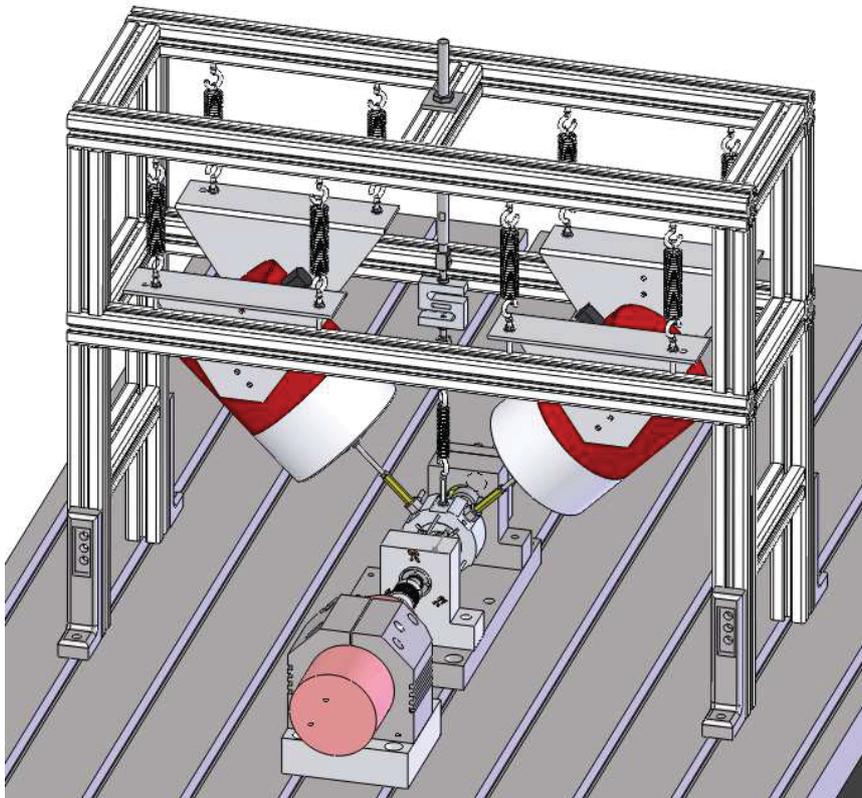


Figure 62 : Vue 3D de la conception du banc d'essais équipées pour les mesure dynamiques

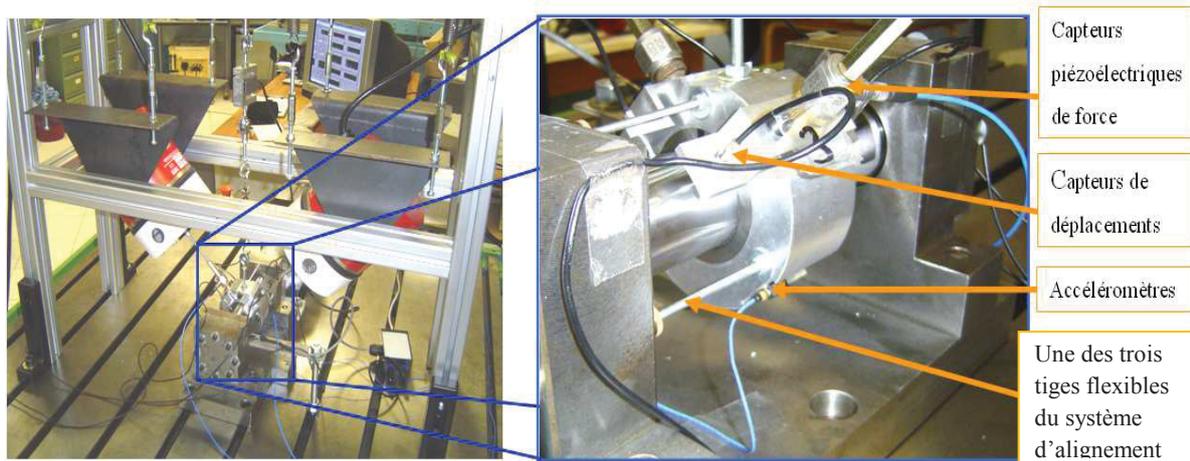


Figure 63 : Photographies du banc d'essais dynamiques

Les accéléromètres sont montés aussi proches que possible de ces capteurs de force.

Les charges dynamiques sont appliquées avec deux pots vibrants électromagnétiques orientés à 90° et inclinés de 45° par rapport à la direction (verticale) de la force statique. Les pots vibrants peuvent appliquer une force dynamique allant jusqu'à 100 N et 14 kHz. Ils sont suspendus élastiquement sur une arche solidaire du banc d'essais avec la possibilité d'ajuster leur position. En effet, la suspension élastique permet au pot vibrant d'adapter leur position en fonction du palier qui flotte sur le rotor. Techniquement, les pots vibrants sont fixés par quatre ressorts souples ($\sim 2 \cdot 10^3$ N/m) et des goujons règlent leurs positions.

Les pots vibrants appliquent la force dynamique sur le module du palier via des tiges de liaison. Des capteurs de force piézoélectriques sont montés sur le module en extrémité des tiges. Ces capteurs sont orientés dans la même direction que les accéléromètres et les capteurs de déplacement.

La force statique est appliquée par un système vis-écrou via un ressort de faible raideur (10^3 N/m). En effet, un déplacement dynamique d'une dizaine de microns du palier ne génère de ce fait pas de variation significative de la force et permet au palier de « flotter » sur l'arbre.

XIII.2 Résolution des problèmes de mésalignement

Des problèmes de mésalignement ont été rencontrés lors des premières mesures des coefficients dynamiques et sont inhérents aux bancs d'essais de type palier flottant. Du fait du montage, le palier a quatre degrés de liberté. Les deux rotations sont des degrés de liberté qu'il faut éliminer, ou au moins diminuer autant que possible, car elles sont responsables du basculement/mésalignement du palier par rapport à l'arbre. La solution adoptée pour limiter

les problèmes de mésalignement est basée sur l'utilisation de trois tiges flexibles. A une extrémité, les tiges sont encastrées sur le module tandis que l'autre extrémité est encastrée sur le montage piétié (bâti).³⁵ Du fait de ce montage flexible, le palier testé est maintenant quasi flottant sur l'arbre et n'a plus que deux degrés de liberté de translation par rapport à l'arbre. Les trois tiges ont un diamètre de 3 mm et une longueur de 50 mm. Les modes propres théoriques du montage obtenu avec ces trois tiges sont représentés sur la Figure 64 et se situent entre 56 et 58 Hz, puis à 1260 Hz. La mesure de la raideur des trois tiges dans chaque direction est de $6 \cdot 10^4$ N/m. Il sera démontré par la suite que cette raideur est négligeable par rapport à celle du palier. La masse du module et des trois tiges est estimée par la régression linéaire de la partie réelle de la fonction de transfert mesurée après excitation du module par les pots vibrants et sans arbre. Les résultats des essais sont présentés sur la Figure 65 et montrent une masse du module de 0,77 kg récapitulée dans le Tableau 8.

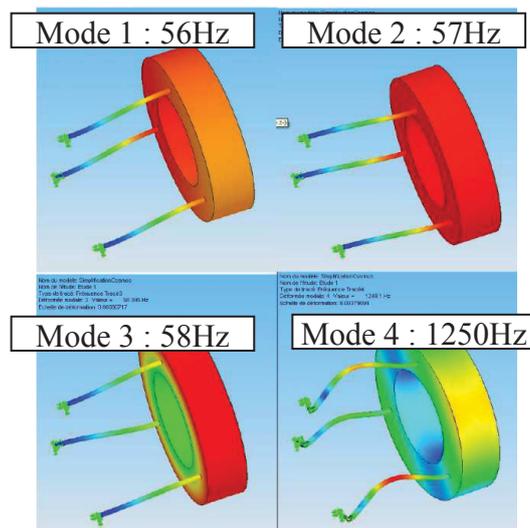


Figure 64 : Les modes propres théoriques de la cage d'écureuil

Caractéristique	Masse [kg]	Raideur [N/m]
Direction X	0,77	$6 \cdot 10^4$
Direction Y	0,74	$6 \cdot 10^4$

Tableau 8 : Caractéristique de la cage d'écureuil

³⁵ Cette conception est similaire à la cage d'écureuil utilisée pour les amortisseurs à film fluide.

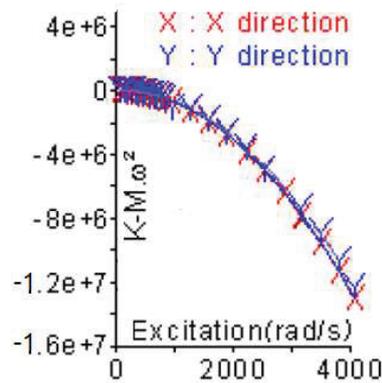


Figure 65 : Estimation de la masse du module dynamique et de la raideur de la cage d'écureuil suite à plusieurs excitations mono-fréquentielles

XIII.3 Caractéristiques statiques du palier

Les conditions de fonctionnement sont les mêmes que pour la mesure des caractéristiques de démarrage : des charges statiques de 10 à 50 N et des fréquences de rotation de 260 à 590 Hz. Il est à souligner que le centre du palier à feuilles ne peut pas être défini dans le même sens que pour un palier à géométrie fixe (cylindrique, à lobes, etc.). Le coussinet compliant ne permet ni l'identification du jeu radial, ni celle du centre du palier. La métrologie du palier et de l'arbre a permis une estimation du jeu radial moyen, mais le centre du palier reste inconnu. De ce fait, il est considéré que le palier et le rotor sont centrés quand la force statique appliquée est égale au poids du module identifié dans le Tableau 8. La vitesse de rotation est progressivement augmentée pour générer un film d'air suffisamment raide qui va centrer le palier sur le rotor. Les indications des capteurs de déplacement sont alors relevées et représentent des valeurs de référence. L'alignement est validé en augmentant la force statique et en vérifiant que les déplacements de part et d'autre du palier sont identiques.

A partir de ce point de référence, le palier est chargé par une force statique verticale et les capteurs mesurent le déplacement par rapport à la situation non chargée (moyenne des valeurs mesurées par les capteurs de distance dans les plans avant et arrière).

Les résultats du déplacement obtenus en augmentant la force statique sont décrits sur la Figure 66. Le déplacement statique du palier est principalement dans la direction de la charge (i.e. la direction X). Ce résultat montre une faible valeur de la raideur croisée. Malgré tout, il faut tenir compte du fait que les mesures sont faites avec les trois tiges montées et que, pour des petites valeurs de la force statique, leur raideur de $6 \cdot 10^4$ N/m peut avoir une influence non négligeable sur le déplacement croisé (i.e. la direction Y).

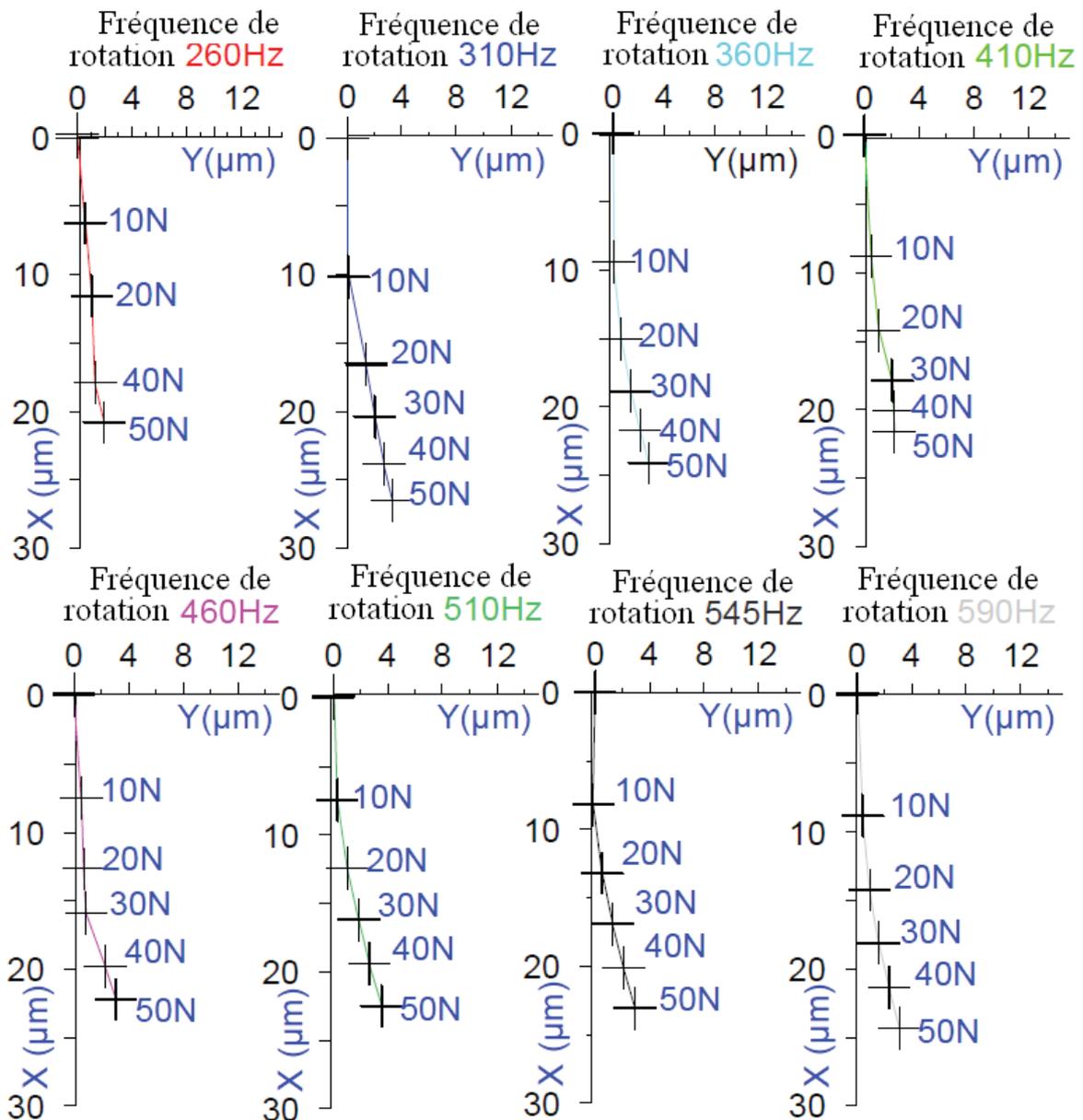


Figure 66 : Excentricité (déplacements du centre du palier) pour différentes vitesses de rotation et forces de chargement

XIII.4 Stabilité du palier non-chargé

L'investigation de la stabilité du palier à feuilles non chargé (donc centré) est menée pour des conditions de fonctionnement définies précédemment. La vitesse de rotation est progressivement augmentée. Les fréquences contenues dans les signaux décrivant l'orbite sont données sur la Figure 67.

Des vibrations auto-entretenues à une fréquence de 165 Hz apparaissent à partir d'une fréquence de rotation de 500 Hz (30 krpm). Les amplitudes de ces fréquences auto-entretenues sont supérieures aux autres fréquences présentes dans le signal de déplacement et

surtout aux fréquences synchrones. Avec l'augmentation de la fréquence de rotation, les fréquences auto-entretenues présentent une valeur importante que le palier peut accepter sans contact.

Ce résultat montre que, contrairement au palier circulaire de géométrie fixe qui arrive rapidement au contact lorsqu'il est sujet à des vibrations auto-entretenues, le coussinet compliant du palier à feuilles génère suffisamment d'amortissement pour maintenir les déplacements dans des limites convenables. Ce comportement est typique d'un oscillateur non linéaire de type Van der Pol, pour lequel l'amortissement est négatif à de petits déplacements mais devient positif pour de grands déplacements.

Ces vibrations auto-entretenues disparaissent rapidement avec l'augmentation de la force statique. En effet, pour des forces statiques de 10 à 50 N, aucune vibration auto-entretenue n'est observée et ce, pour des fréquences de rotation allant jusqu'à 600 Hz.

XIII.5 Mesure préliminaires : estimation de la raideur statique du coussinet compliant

Le chargement statique en l'absence de la vitesse de rotation permet d'estimer la raideur statique du coussinet compliant du palier à feuilles. La force statique est appliquée à 90°, 180° et 270° par rapport à la soudure et comme spécifié sur la Figure 68.

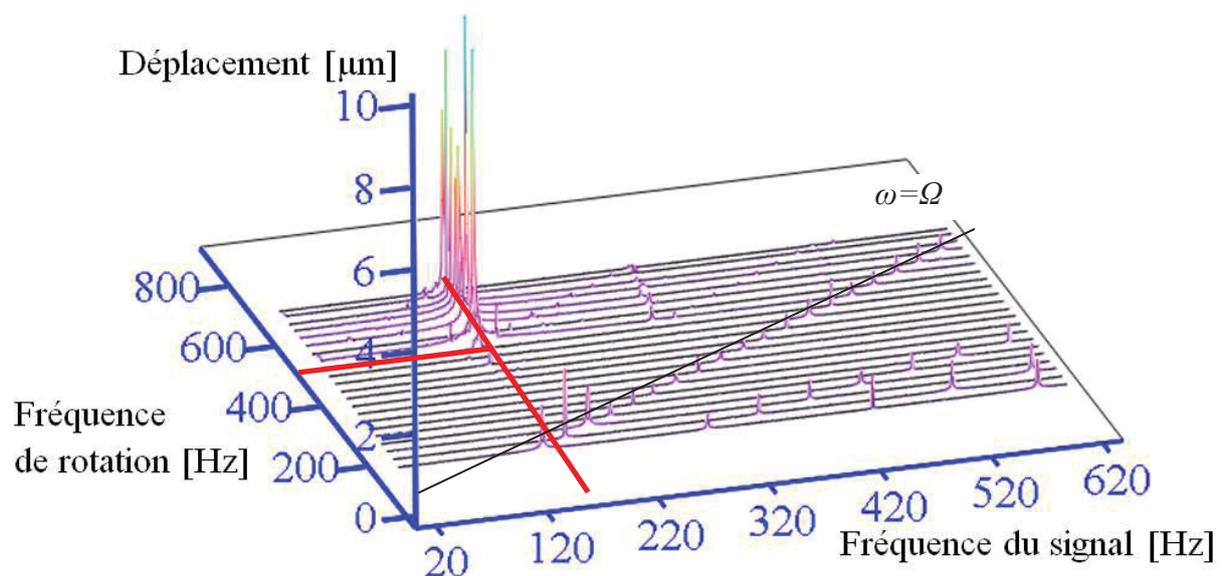


Figure 67 : Diagramme obtenu pour une montée en vitesse pour le palier non chargé

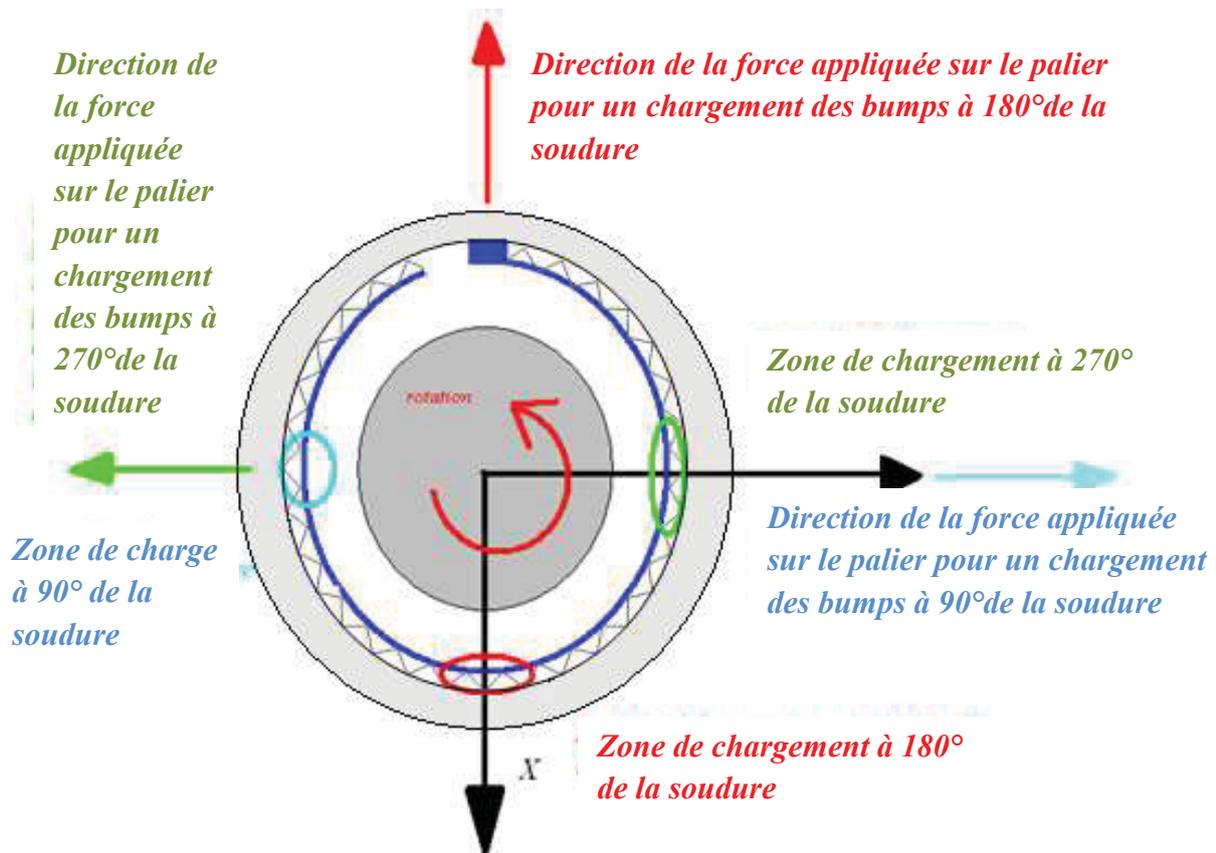


Figure 68 : Directions de chargement de l'essai statique

La Figure 69 présente les résultats obtenus pour des chargements statiques compris entre 0 et 100 N. Les valeurs représentées sont des résultats moyennés sur cinq essais, approchés ensuite par une régression effectuée à l'aide des fonctions spline. La dérivée première de ces fonctions permet de déterminer la raideur du coussinet compliant également représentée sur la Figure 69. Il est à remarquer que les raideurs sont tracées seulement pour les déplacements où la force mesurée est positive. Cette approximation est nécessaire à cause des difficultés (inhérentes) pour définir le jeu radial d'un palier à feuilles.

Les résultats montrent le caractère non linéaire de la raideur du coussinet compliant et le fait qu'elle dépend aussi de la direction de chargement. Ceci explique par le déplacement des plissés à l'intérieur du coussinet compliant : l'enfoncement d'un bump du plissé génère un déplacement circonférentiel des autres bumps. La raideur dépend en partie de la possibilité de déplacement circonférentiel des bumps voisins. De ce fait, pour un chargement à 90°, plus près du bord libre des feuilles, la raideur du coussinet est faible car le déplacement des plissés est facile. Le frottement entre les feuilles du coussinet flexible y joue aussi un rôle.

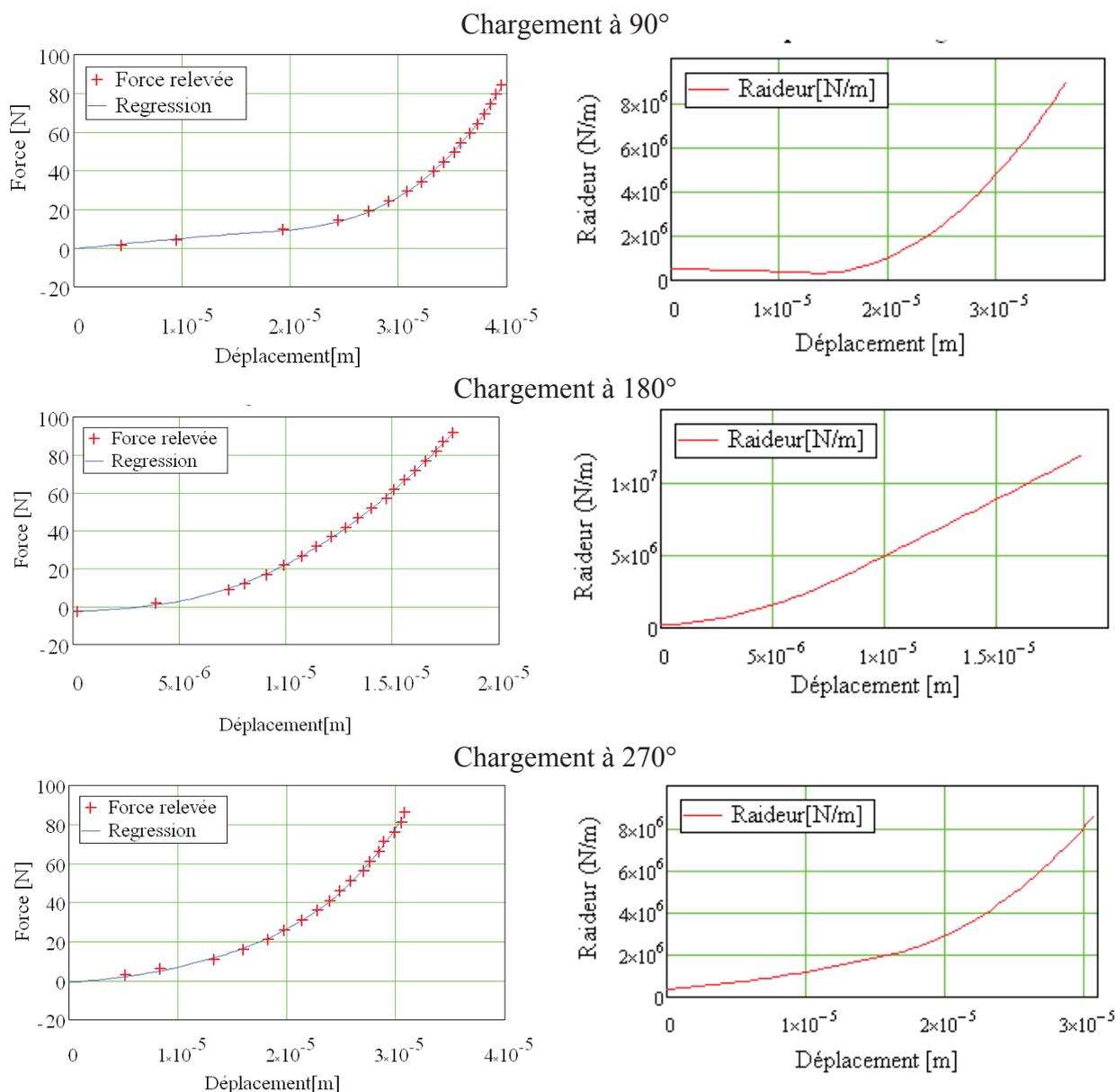


Figure 69 : Forces et raideurs statiques du coussinet compliant

Remarque :

Il faut toutefois souligner que cette raideur mesurée n'est pas directement celle qui interviendra dans la raideur totale du palier en fonctionnement. L'application d'une force de chargement statique génère un contact linéaire uniforme entre la feuille supérieure et l'arbre. Les pressions aérodynamiques générées lors du fonctionnement ont une variation différente : elles sont plus importantes au centre du palier et égales à la pression atmosphérique aux extrémités. De ce fait, la déformation du coussinet compliant sera différente.

La raideur statique du coussinet compliant permet d'avoir une première idée sur le comportement du palier à feuilles complet. En effet, l'ordre de grandeur de cette valeur permet d'évaluer sa capacité d'accommoder le mésalignement, les écarts de tolérance, les dilatations thermiques et centrifuges. [47]. De même, la raideur statique du coussinet compliant est essentielle pour le bon fonctionnement du palier à feuilles. Si la raideur statique est supérieure à la raideur du film d'air (de l'ordre de $5 \cdot 10^6$ N/m pour un palier du diamètre considéré), alors le palier est proche d'un palier à géométrie fixe et hérite de ses inconvénients (faible amortissement). Dans ce cas, les déplacements se font principalement dans le film d'air et l'amortissement généré par le coussinet compliant est faible car le plissé ne se déforme pas ou peu. Il est donc nécessaire que le coussinet compliant ait une raideur statique inférieure à celle du film d'air pour que le palier à feuilles puisse avoir les propriétés d'amortissement recherchées.

XIII.6 Caractéristiques dynamiques linéaires du palier à feuilles

XIII.6.1 Identifications des coefficients dynamiques

L'identification des coefficients dynamiques est basée sur les excitations périodiques successivement appliquées par les deux pots vibrants. La procédure utilisée pour l'identification des coefficients dynamiques linéaires est classique [14]. Le modèle mathématique est basé sur le PFD du module dynamique (Figure 70). Ainsi, les équations suite à une excitation suivant la direction x s'écrivent :

$$ma_{xx} + C_{xx}\dot{x}_x + C_{xy}\dot{y}_x + K_{xx}x_x + K_{xy}y_x = f_x \quad (39)$$

$$ma_{yx} + C_{yx}\dot{x}_x + C_{yy}\dot{y}_x + K_{yx}x_x + K_{yy}y_x = 0 \quad (40)$$

où m est la masse du module, C_{ij} et K_{ij} sont l'amortissement et la raideur du film d'air, x , y , a et f sont les déplacements, les accélération et la force mesurées.

La transformée de Fourier appliquée aux équations (39) (40) s'écrit :

$$mA_{xx} + j\omega[C_{xx}X_x + C_{xy}Y_x] + K_{xx}X_x + K_{xy}Y_x = F_x \quad (41)$$

$$mA_{yx} + j\omega[C_{yx}X_x + C_{yy}Y_x] + K_{yx}X_x + K_{yy}Y_x = 0' \quad (42)$$

où $j = \sqrt{-1}$

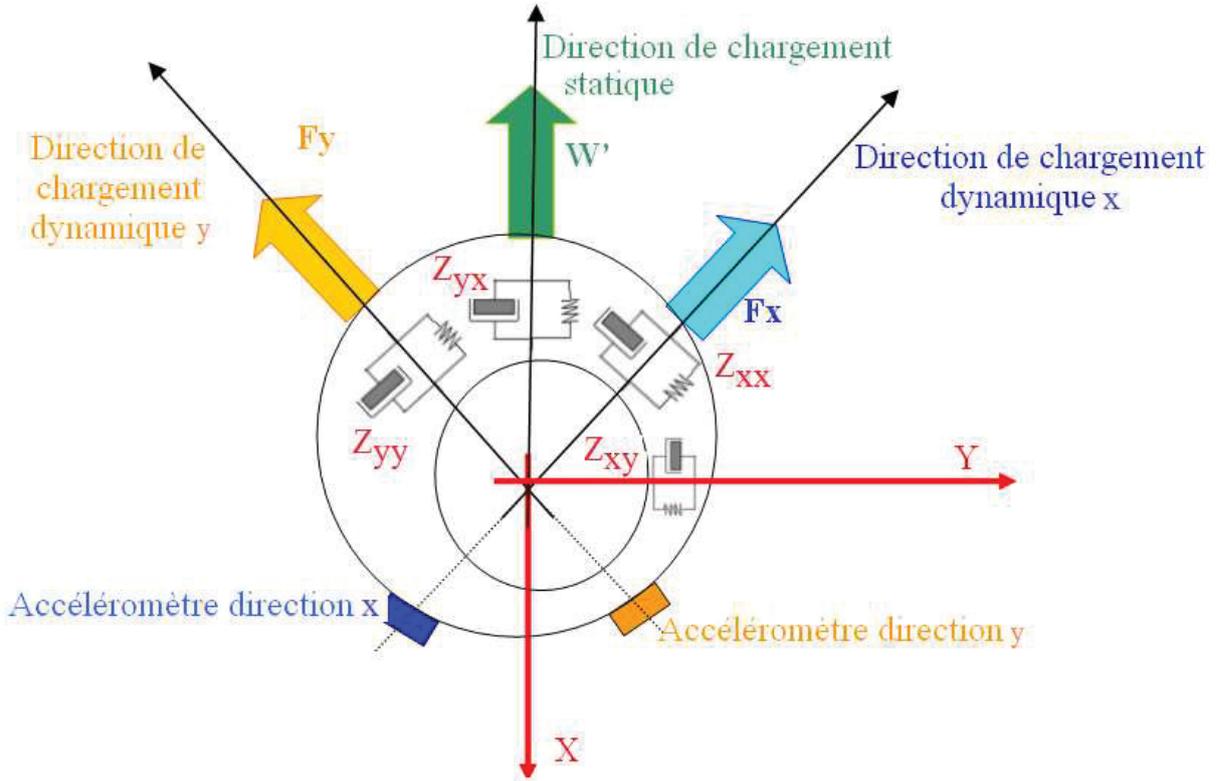


Figure 70 : Schéma du modèle mathématique

Deux autres équations similaires sont obtenues après l'application d'une excitation suivant la direction Y :

$$mA_{yx} + j\omega[C_{xx}Y_X + C_{xy}Y_Y] + K_{xx}Y_X + K_{xy}Y_Y = 0 \quad (43)$$

$$mA_{yy} + j\omega[C_{yx}Y_X + C_{yy}Y_Y] + K_{yx}Y_X + K_{yy}Y_Y = F_y \quad (44)$$

Le système d'équations s'écrit sous forme matricielle en mettant en évidence les impédances $Z_{ij}(\omega) = K_{ij} + j\omega C_{ij}$.

$$\begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_X & X_Y \\ Y_X & Y_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x - mA_{xx} & -mA_{xy} \\ -mA_{yx} & F_y - mA_{yy} \end{bmatrix} \quad (45)$$

Ce système linéaire de quatre équations permet l'identification des impédances $Z_{ij}(\omega)$. La résolution du système ne pose pas de problèmes car son déterminant est toujours non nul.

$$\det \begin{bmatrix} X_X & X_Y \\ Y_X & Y_Y \end{bmatrix} = X_X Y_Y - X_Y Y_X \quad (46)$$

Ce déterminant peut avoir des valeurs nulles seulement pour des orbites circulaires, quand $X_x/Y_x = X_y/Y_y$; les excitations sinusoïdales appliquées successivement par un seul pot vibrant ne peuvent pas conduire à des orbites circulaires.

Des excitations synchrones apparaissent également à cause des défauts de l'arbre (ovalisation, balourd résiduel, etc.). Ces excitations sont acquises en l'absence des excitations appliquées par les pots vibrants :

$$\begin{cases} mA_{x0} + Z_{xx}X_0 + Z_{xy}Y_0 = F_{x0} \\ mA_{y0} + Z_{yx}X_0 + Z_{yy}Y_0 = F_{y0} \end{cases} \quad (47)$$

et sont ensuite soustraites des enregistrements obtenus suite aux excitations sinusoïdales.

$$\begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix} = [F] \begin{bmatrix} X_X - X_0 & X_Y - X_0 \\ Y_X - Y_0 & Y_Y - Y_0 \end{bmatrix}^{-1} \quad (48)$$

Avec :

$$[F] = \begin{bmatrix} F_x - F_{x0} - m[A_{xx} - A_{x0}] & -F_{x0} - m[A_{xy} - A_{x0}] \\ -F_{y0} - m[A_{yx} - A_{y0}] & F_y - F_{y0} - m[A_{yy} - A_{y0}] \end{bmatrix} \quad (49)$$

Les impédances obtenues sont moyennées sur 5 essais et les coefficients de raideur et d'amortissement sont identifiés à partir de la partie réelle et de la partie imaginaire.

$$[K] = \Re \begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix}, \quad [C] = \frac{\Im m}{\omega} \begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix} \quad (50)$$

Ces coefficients dynamiques sont déterminés dans un système d'axes x,y lié aux pots vibrants. Une rotation permet de les exprimer dans un système d'axes X, Y lié à la charge.

Caractéristiques	Valeurs
Forces statiques	10 N, 20 N, ... 50 N
Fréquences de rotation	260, 310, 360, 410, 460, 510, 545, 590 Hz
Fréquences d'excitation	De 100 à 600 (un pas de 25Hz) dans la direction <i>X & Y</i>
Forces d'excitation	Constantes entre 10 et 14 N

Tableau 9 : Les conditions des essais

XIII.6.2 Essais effectués avec une force dynamique constante

Les conditions d'essais sont récapitulées dans le Tableau 9. Pour éviter les couplages non linéaires qui risquent d'apparaître en présence d'un palier à feuilles, les forces dynamiques sont appliquées séparément pour chaque fréquence d'excitation. La mesure est faite en ayant à l'esprit que les caractéristiques dynamiques du palier à feuilles ne dépendent pas seulement de la fréquence d'excitation (caractéristique inhérente au film d'air), mais aussi de l'amplitude des déplacements (à cause de la structure déformable du palier). Les amplitudes de la force dynamique sont systématiquement maintenues entre 10 et 14 N pour chaque point de fonctionnement.

Les coefficients dynamiques relevés pour 50 N de charge statique sont présentés sur la Figure 71. Les résultats pour les charges de 10 à 40 N sont donnés en Annexe 3. Les coefficients montrent des tendances similaires à partir de fréquences d'excitation de 200 Hz.

Le comportement global du palier en fonction de la fréquence d'excitation est :

- Une légère augmentation, voire une valeur constante de la raideur directe,
- Une diminution de la raideur croisée et des amortissements directs et croisés.

L'influence de la vitesse de rotation n'apparaît que pour 40 N et 50 N. Dans ces cas, on observe une diminution des coefficients de raideur croisée avec la fréquence d'excitation.

Un résultat particulier est observé aux alentours de la fréquence d'excitation de 400 Hz. Ce résultat n'est pas typique pour le palier à feuilles. Des investigations répétées ont montré que les relevés à cette fréquence sont affectés par la fréquence de résonance d'un élément du banc. Le montage d'un accéléromètre à différents points sur le banc a permis d'identifier un mode propre des plaques de fixation des pots vibrants autour de 380 Hz.³⁶

³⁶ La fréquence de résonance provient des plaques triangulaires qui supportent les pots vibrants et sont visibles sur la Figure 62 et Figure 63. Ces plaques sont ensuite suspendues sur l'arche du banc avec des ressorts de faible raideur. Le montage d'un accéléromètre au centre des plaques a montré qu'elles ont toutes une fréquence de résonance proche de 380Hz. Aux alentours de cette fréquence, le palier voit son comportement faussé. La correction apportée au banc est la suppression de ces plaques et leur remplacement par des cordes souples.

Cette zone est marquée en rouge sur la Figure 71 et les résultats autour de cette valeur sont entachés d'erreurs. Un second comportement particulier apparaît à partir d'une fréquence d'excitation de 600 Hz, essentiellement visible pour des valeurs de la force statique de 40 N et 50 N. Dans ce cas, la force dynamique appliquée reste entre 10 et 14 N, mais ces valeurs ne génèrent pas un déplacement significatif ; ces signaux trop faibles ne permettent pas une bonne identification.

Aucune instabilité subsynchrone n'a été observée durant ces essais.

XIII.6.3 Essais effectués avec un déplacement dynamique constant

Les coefficients dynamiques **linéaires** sont obtenus pour de faibles amplitudes d'excitation ; ils n'ont un sens que pour le point de fonctionnement et l'amplitude des excitations appliquées. En effet, la dépendance du comportement du palier aux amplitudes et aux fréquences d'excitation rend l'extrapolation des coefficients identifiés impossible. Les résultats présentés sur la Figure 71 et dans l'Annexe 3 sont obtenus en maintenant les forces d'excitation à un niveau constant, ce qui permet de travailler dans le domaine des petites perturbations. Néanmoins, les déplacements mesurés à partir de 600 Hz ne sont pas significatifs.

Pour cette raison, les essais ont été repris, non pas avec une force d'excitation constante, mais avec un déplacement dynamique constant de 7 μm .

La Figure 72 présente sous forme de diagrammes surfaciques les résultats obtenus en appliquant des excitations sinusoïdales allant de 100 à 700 Hz. Les fréquences d'excitation sont représentées en ordonnée et les fréquences de réponse en abscisse. La fréquence de rotation est maintenue constante à 570 Hz et la charge statique varie de 10 à 50 N. La force d'excitation dynamique est continuellement ajustée entre 100 et 700 Hz pour générer des amplitudes dynamiques de 7 μm . Les résultats montrent un comportement non linéaire du palier. En effet, des fréquences auto-entretenues qui n'existaient pas pour des excitations de plus faibles amplitudes font leur apparition. Ce comportement est une particularité des systèmes non linéaires : un comportement stable pour des petites perturbations mais des vibrations auto-entretenues pour des plus grandes perturbations.

Ces fréquences subsynchrones sont présentes pour toutes les forces statiques et rendent l'identification de coefficients dynamiques inapplicable. Quoiqu'il en soit, comme pour les instabilités, mises en évidence quand la force statique est nulle et décrites sur la Figure 67, le palier à feuilles peut accommoder les grands déplacements.

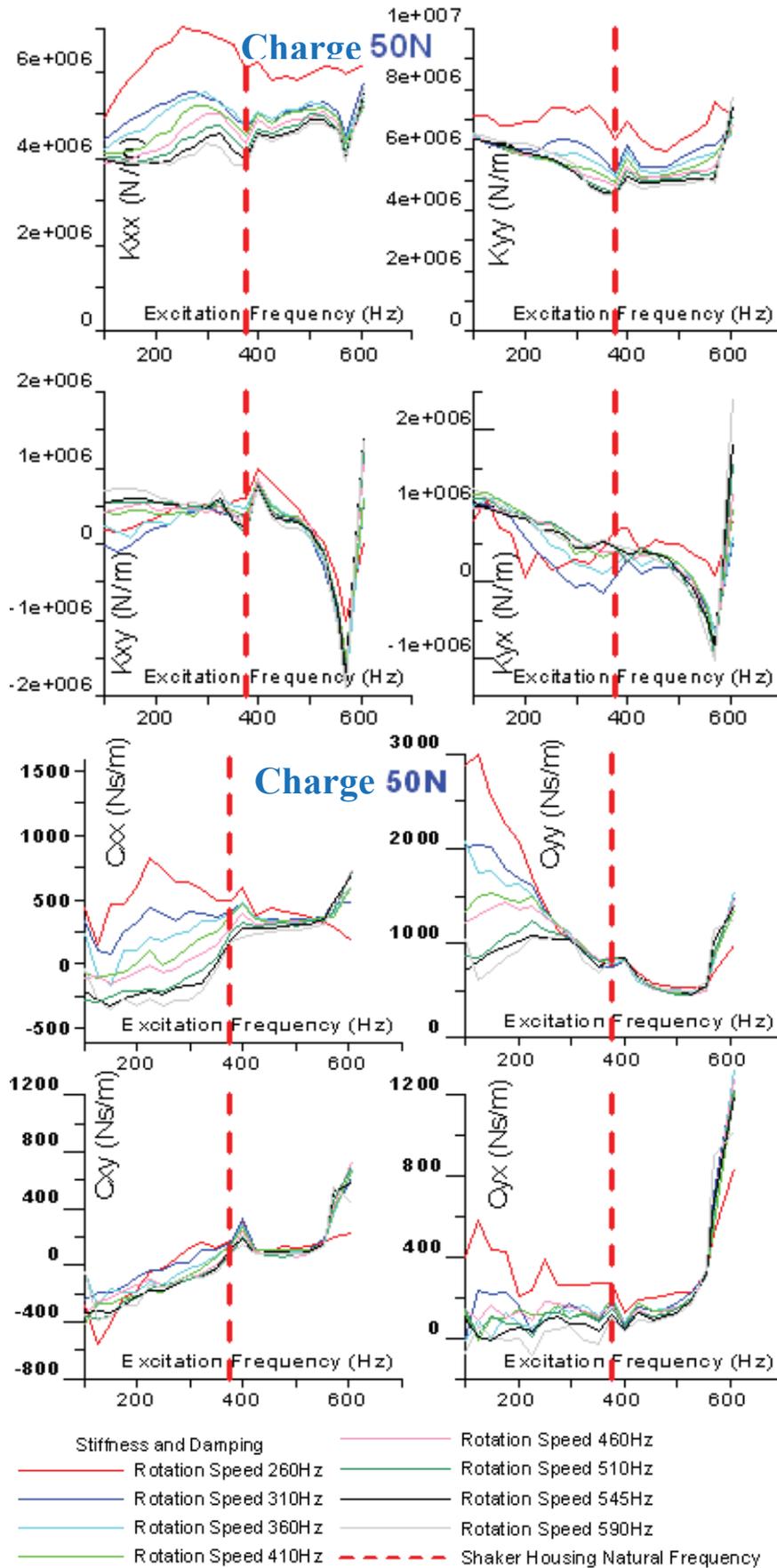


Figure 71 : Coefficients dynamiques pour une charge statique de 50N

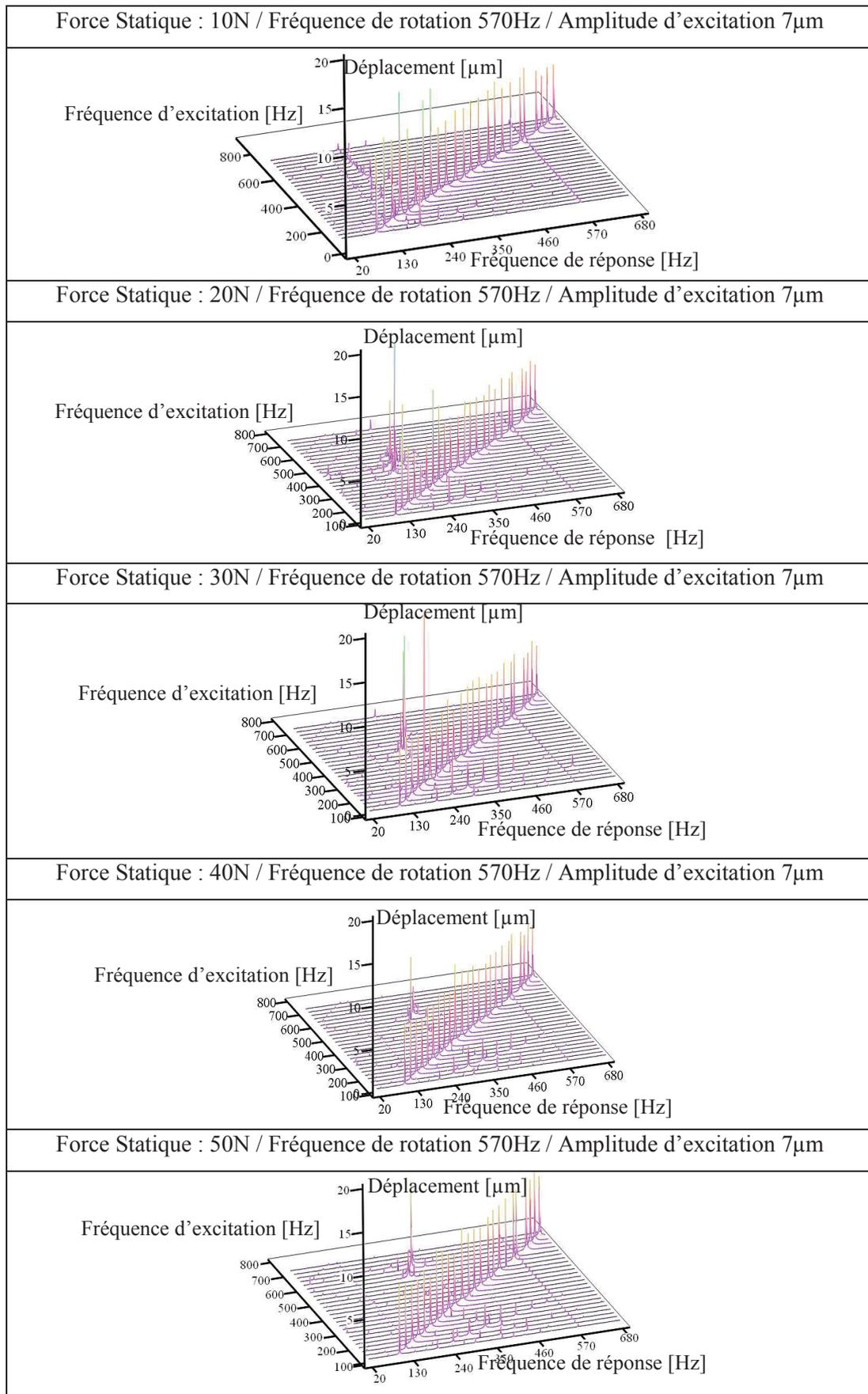


Figure 72 : Réponses dynamiques pour des excitations sinusoïdales de 7 μ m d'amplitude (vitesse de rotation de 570 Hz, charges statiques 10 N ... 50 N)

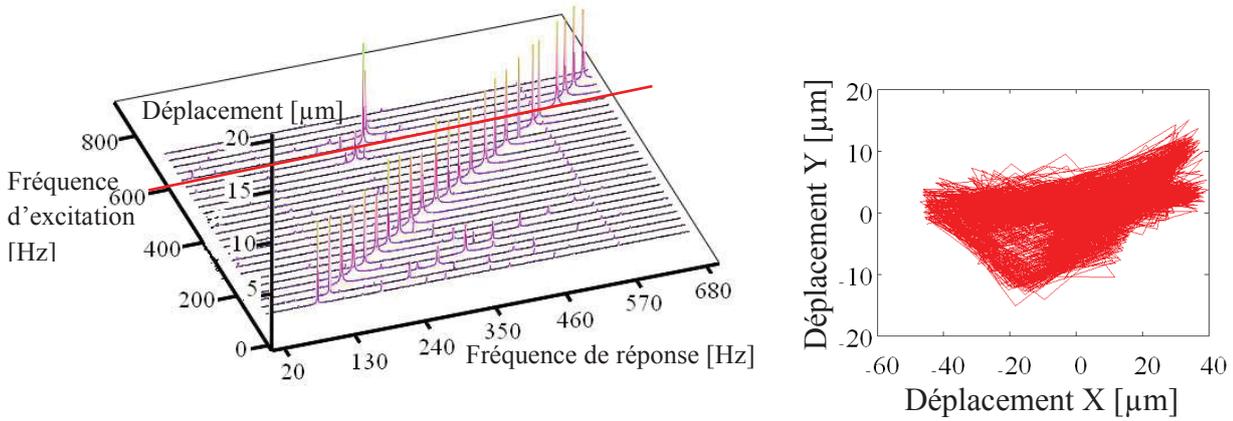


Figure 73 : Trajectoires pour une excitation sinusoïdale de 600 Hz et 7 μm d'amplitude (fréquence de rotation 570 Hz, charge statique 50 N)

Les orbites pour la charge statique de 50 N sont présentées sur la Figure 73, les orbites pour d'autres valeurs de la charge statique sont présentées dans l'Annexe 4.

XIII.7 Calcul des fréquences propres du module d'essais. Exemple d'utilisation des coefficients dynamiques

Les coefficients relevés permettent l'estimation de la fréquence propre du palier flottant et de son module de mesure. Les équations du PFD du palier et du module d'essais de masse m sont :

$$m \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = 0 \quad (51)$$

où :

$$\{\dot{q}\} = [A(\omega)]\{q\}, \{q\} = \{x \quad \dot{x} \quad y \quad \dot{y}\}^T \quad (52)$$

$$[A(\omega)] = \frac{-1}{m} \begin{bmatrix} 0 & -m & 0 & 0 \\ K_{xx}(\omega) & K_{xy}(\omega) & K_{yx}(\omega) & K_{yy}(\omega) \\ 0 & 0 & 0 & -m \\ C_{xx}(\omega) & C_{xy}(\omega) & C_{yx}(\omega) & C_{yy}(\omega) \end{bmatrix} \quad (53)$$

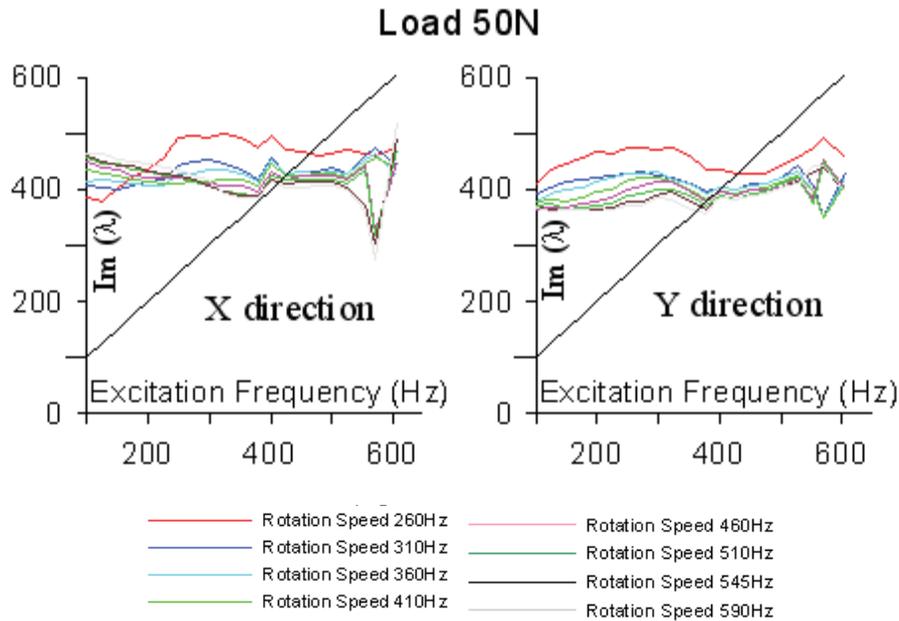


Figure 74 : Solution graphique de l'équation $[A(\omega)]\{\tilde{q}\} = \lambda\{\tilde{q}\}$

Les fréquences et les modes propres du système sont obtenus en imposant des solutions de forme $\{q\} = \{\tilde{q}\} \exp(\lambda t)$:

$$[A(\omega)]\{\tilde{q}\} = \lambda\{\tilde{q}\} \quad (54)$$

Ce problème de valeurs propres est non linéaire car $\lambda = \alpha + j\omega$ et la matrice $[A]$ contient des coefficients dynamiques qui dépendent de la pulsation ω . Une méthode de résolution graphique est décrite sur la Figure 74. Les valeurs propres sont calculées pour chaque pulsation d'excitation ω testée et leurs parties imaginaires sont représentées en fonction de la fréquence d'excitation. L'intersection de la partie imaginaire des valeurs propres, $Im(\lambda)$, avec la première bissectrice est la solution de l'équation non linéaire (54) et donne la valeur de la fréquence propre du palier. Deux valeurs propres sont ainsi obtenues : la valeur la plus élevée correspond à la direction de la charge statique, la valeur la plus faible correspond à la direction orthogonale. Cette interprétation s'explique par le fait que la raideur directe dans le sens de la charge statique est plus importante.

Les résultats de la Figure 75 décrivent les fréquences propres du palier pour les différentes conditions de fonctionnement. Pour les charges statiques de 10 à 40 N, l'influence de la fréquence de rotation sur la fréquence propre est faible. Ce fait signifie que la raideur évolue en fonction de la force statique appliquée au palier à feuilles, mais reste constante par rapport

à la fréquence de rotation. Il est important de souligner que la raideur du palier à feuilles est une combinaison des raideurs du film d'air et de la raideur du coussinet compliant. La raideur du coussinet compliant est indépendante de la fréquence d'excitation, mais diminue avec l'amplitude d'excitation vers la valeur statique.

La raideur du film d'air augmente avec la fréquence de rotation (ou plus exactement avec la compressibilité $\lambda = 6\mu\Omega R^2/P_a C^2$) et reste constante avec les amplitudes d'excitation (au moins pour des amplitudes relevant des petites perturbations).

Les amplitudes des essais utilisées sont comprises entre 2 et 5 μm . Le fait que les résultats présentés en Figure 75 ne dépendent pas de la fréquence d'excitation indique que la raideur du film d'air est sensiblement plus élevée que celle du coussinet compliant.

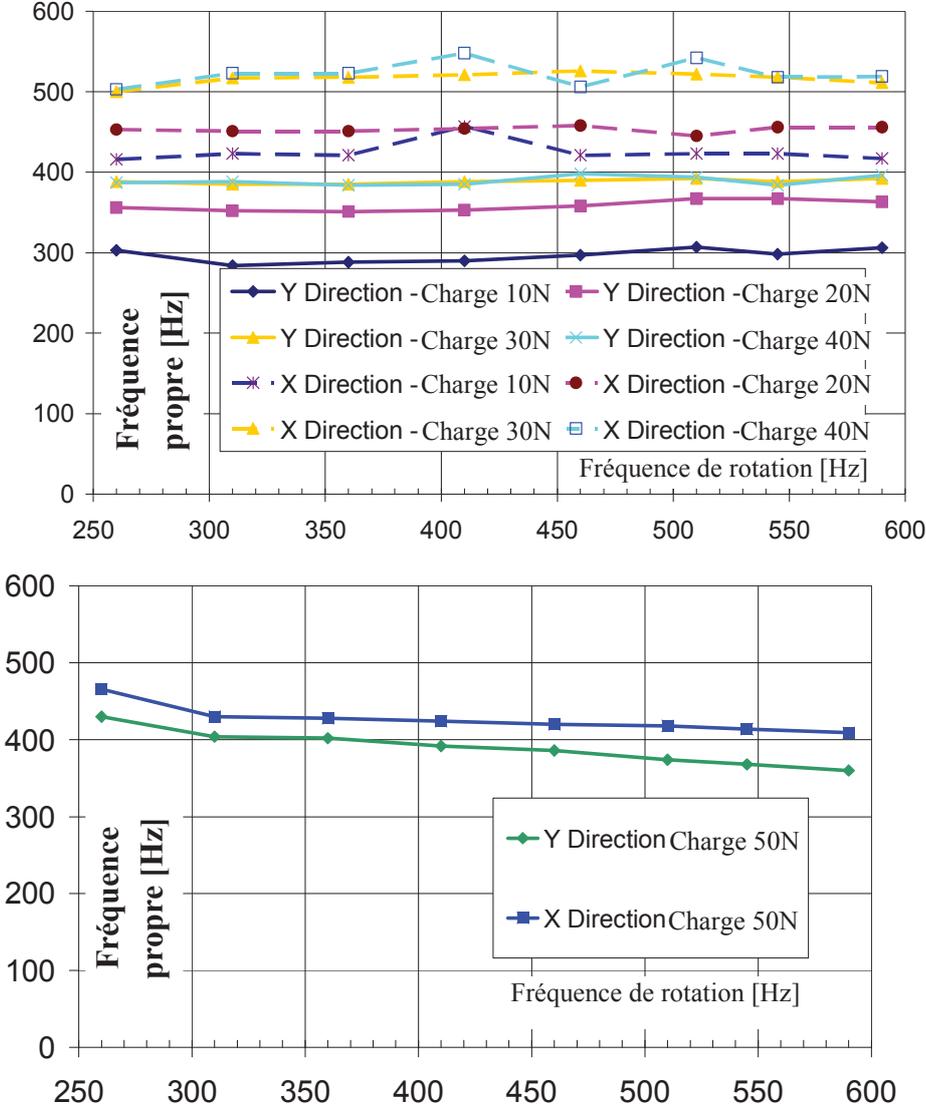


Figure 75 : Fréquences propres du palier

Les vitesses de rotation testées ne sont pas très élevées (la plus grande valeur est $\Omega = 35,4$ krpm) ; de ce fait, une grande valeur de la compressibilité A peut être atteinte seulement si l'épaisseur du film d'air, C , est faible. La seule possibilité d'arriver à un film d'air de faible épaisseur est de réduire le jeu radial au montage autant que possible, voire de monter le palier avec une interférence entre la feuille supérieure et la surface du rotor. Les résultats obtenus avec une force statique de 50 N sont représentés sur la deuxième partie de la Figure 75 et montrent une tendance différente. Les fréquences propres ne sont plus constantes, mais diminuent légèrement avec la fréquence de rotation. Ce résultat est dû au fait que pour la force statique de 50 N, la diminution de la raideur directe du palier avec l'augmentation de la fréquence de rotation est plus importante.

XIV. Conclusion et perspectives

Cette deuxième partie de la thèse présente les résultats expérimentaux obtenus pour un palier à feuilles de première génération et de 38,1 mm de diamètre. Les mesures sont réalisées sur un banc d'essais utilisant deux modules différents pour le montage du palier dans une configuration flottante. Les mesures des caractéristiques de décollage mettent en évidence la vitesse de décollage qui est d'environ 5 krpm et le couple de décollage qui est d'approximativement 0,3 Nm.

Les mesures réalisées avec le second module fournissant les valeurs de l'excentricité pour différents points de fonctionnement et permettent d'identifier les coefficients dynamiques linéaires pour différentes fréquences d'excitation. Des vibrations auto-entretenues peuvent également être mises en évidence. Les coefficients dynamiques linéaires sont obtenus pour de faibles amplitudes d'excitation et ce, pour éviter les vibrations auto-entretenues qui peuvent apparaître avec l'augmentation de l'amplitude d'excitation.

Quoiqu'il en soit, il est délicat d'interpréter les coefficients dynamiques obtenus car leur modèle est issu d'une approche en petites perturbations. Les résultats montrent que le palier à feuilles a un comportement fortement non linéaire. Ceci est dû au film d'air, à la structure non linéaire déformable du coussinet et au frottement de Coulomb présent entre les feuilles durant le chargement dynamique. Une meilleure caractérisation de la non-linéarité du palier à feuilles serait donc nécessaire, par exemple un modèle combinant les caractéristiques des oscillateurs de type Duffing (raideur cubique) et de type Van Der Pol (amortissement qui dépend de l'amplitude). Ce modèle permettrait la mise au point d'une procédure de conception du palier à feuilles plus claire que celle basée sur les coefficients dynamiques linéaires.

Conclusion et perspectives.

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur l'analyse expérimentale de deux types de paliers susceptibles de remplacer les roulements dans les turbopompes cryogéniques utilisées par le transport aérospatial. Dans les deux cas les paliers sont lubrifiés à air afin de s'approcher des conditions de fonctionnement en hydrogène liquide en termes de viscosité et de compressibilité.

La première partie du travail est réalisée sur un banc à arbre flottant qui permet l'étude des caractéristiques dynamiques des paliers aérostatiques hybrides. Ces paliers sont d'une importance particulière car ils représentent la solution déjà mise en œuvre dans les turbopompes des moteurs cryogéniques [8]. Le banc d'essais développé consiste en un arbre rigide supporté à ses extrémités par des paliers aérostatiques hybrides et entraîné par une turbine Pelton placée à sa mi-longueur. L'étude a permis l'identification et la validation des coefficients dynamiques des paliers à six alvéoles peu profondes munies d'orifices de 1.9 mm de diamètre. La réponse au balourd de l'arbre rigide a ensuite permis de valider les coefficients dynamiques identifiés. Il est actuellement prévu de continuer l'étude avec l'analyse de l'influence du diamètre de l'orifice sur les caractéristiques dynamiques. En effet, le diamètre de 1.9 mm de l'orifice a été choisi pour éliminer le risque d'une instabilité pneumatique. La diminution du diamètre de l'orifice permettra de s'approcher du déclenchement de cette instabilité et de vérifier ou de recalculer les prédictions théoriques du code PHARES.

La modularité du banc va permettre non seulement l'utilisation d'autres paliers mais aussi des essais avec des arbres longs pour mettre en évidence le comportement en présence des modes élastiques.

Les essais effectués ont mis aussi en évidence des difficultés rencontrées dans l'identification des coefficients dynamiques linéaires. Ces difficultés sont liées à l'excitation fournie par le marteau d'impact et par le montage des paliers dans une balance de force. Le montage du palier et le choix des capteurs de force piézoélectriques pourraient être revus, mais l'utilisation du marteau d'impact est un problème plus difficile. Il existe en effet très peu des méthodes permettant l'excitation d'un arbre tournant à des fréquences asynchrones. A notre connaissance, seul le palier magnétique permettrait une telle excitation sans interférer avec le mouvement du rotor. Son utilisation est une solution intéressante qui devrait être envisagée.

La deuxième partie de la thèse présente l'analyse expérimentale des coefficients dynamiques d'un palier à feuilles de première génération. D'une conception radicalement différente du palier aérostatique hybride, le palier à feuilles est de plus en plus utilisé depuis une dizaine d'années pour des machines tournantes rapides dont la puissance ne cesse d'augmenter. Il est donc naturel qu'il soit aussi considéré comme un possible remplacement des roulements dans les turbopompes des moteurs cryogéniques. Le banc d'essais mis au point est du type « coussinet flottant » et permet, grâce à deux modules différents, l'analyse expérimentale du démarrage, de la capacité de charge et des coefficients dynamiques du palier.

Les essais de démarrage et de la capacité de charge ne soulèvent pas de problèmes mais l'identification expérimentale des coefficients dynamiques et surtout l'interprétation des résultats sont plus difficiles. En effet, le palier à feuilles est un composant fortement non linéaire. Le fonctionnement normal de ce palier a lieu toujours avec des amplitudes importantes de vibration afin de pouvoir permettre aux feuilles du coussinet de générer un amortissement convenable. De ce fait, ses caractéristiques dynamiques dépendent non seulement de la fréquence d'excitation (comme pour un palier à aérodynamique) mais aussi de l'amplitude. Le modèle dynamique basé sur des coefficients linéaires de raideur et d'amortissement est alors assez approximatif. Les essais dynamiques effectués pour ce palier ont mis en évidence les limites du modèle linéaire et soulignent la nécessité de développer un modèle non linéaire assez simple pour pouvoir être identifié expérimentalement.

Finalement, les deux bancs d'essais développés pourront maintenant alimenter en résultats expérimentaux les modèles numériques mis au point dans le passé au Département de Génie Mécanique et Systèmes Complexes (ex-Laboratoire de Mécanique des Solides) et servir au recalage des codes de calcul.

Annexe

Annexe 1 : Etude paramétrique de l'influence de la raideur des capteurs de force piézoélectriques sur les valeurs des coefficients dynamiques identifiés.....	115
Annexe 2 : Comparaison des réponses au balourd relevées et calculées à partir des coefficients identifiés.	116
Annexe 3 : Coefficients dynamiques identifiés du palier à feuilles.....	124
Annexe 4 : Orbite obtenue lors de l'instabilité subsynchrone déclenchée par excitation externe.....	128

Annexe 1 : Etude paramétrique de l'influence de la raideur des capteurs de force piézoélectriques sur les valeurs des coefficients dynamiques identifiés.

Cette étude a pour objectif de montrer l'influence de la raideur des capteurs de force sur les coefficients dynamiques identifiés. Cette raideur est issue d'une donnée constructeur, et non de la mesure de la raideur réelle. Le montage des capteurs peut générer un écart entre la donnée constructeur de $2,1 \cdot 10^9 \text{N/m}$ et la raideur effective.

L'étude paramétrique consiste à diminuer la valeur de la raideur des capteurs piézoélectriques dans la procédure numérique d'identification des coefficients dynamiques. Les calculs sont menés en modifiant des valeurs de la raideur des capteurs K_b dans l'équation (33). Cela modifie les accélérations dans l'équation (18) et ainsi les coefficients dynamiques.

Les effets de la diminution de la raideur sur les coefficients dynamiques identifiés sont présentés dans les tableaux ci-dessous. On constate qu'une erreur de 50% sur la valeur de la raideur n'a qu'une influence très faible sur les coefficients.

Raideur Capteurs $\times 10^9 \text{N/m}$	$K_{xx}[\text{N/m}]$	% Erreur	$K_{xy}[\text{N/m}]$	% Erreur
2,1	4,93E+06	0,000	1,41E+06	0,000
1,89	4,93E+06	0,000	1,41E+06	0,355
1,68	4,93E+06	-0,041	1,41E+06	0,319
1,47	4,94E+06	-0,122	1,41E+06	0,284
1,26	4,94E+06	-0,162	1,41E+06	0,213
1,05	4,94E+06	-0,223	1,41E+06	0,142

Raideur Capteurs $\times 10^9 \text{N/m}$	$C_{xx}[\text{N/m}]$	% Erreur	$C_{xy}[\text{N/m}]$	% Erreur
2,1	660,5	0,000	-196	0,000
1,89	6,61E+02	-0,015	-196	0,000
1,68	6,61E+02	-0,045	-196	0,000
1,47	661,1	-0,091	-196	0,000
1,26	661,45	-0,144	-196	0,000
1,05	661,9	-0,212	-196	0,000

Annexe 2 : Comparaison des réponses au balourd relevées et calculées à partir des coefficients identifiés.

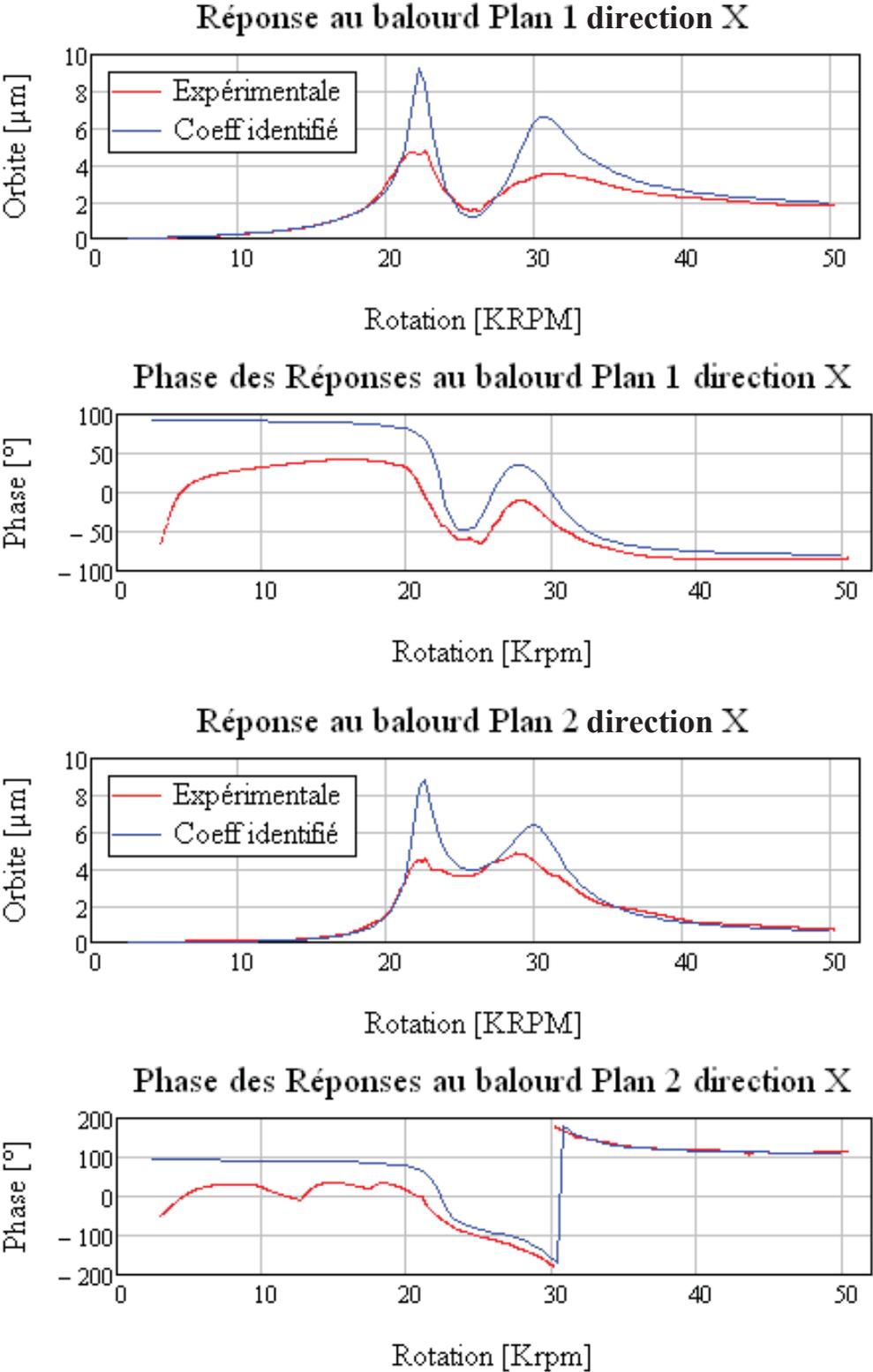


Figure A1.1 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 3 Bar

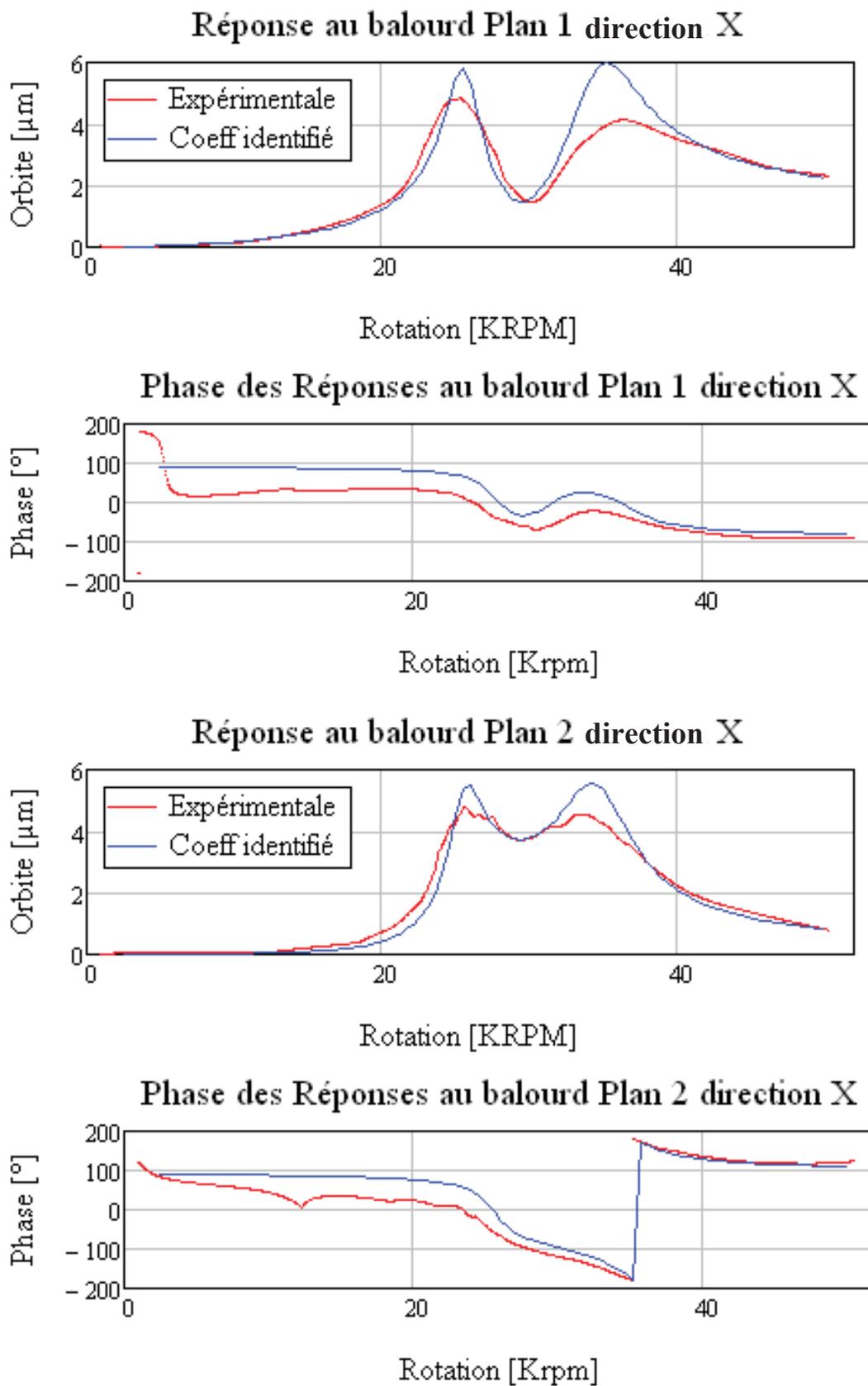


Figure A1.2 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 4 Bar

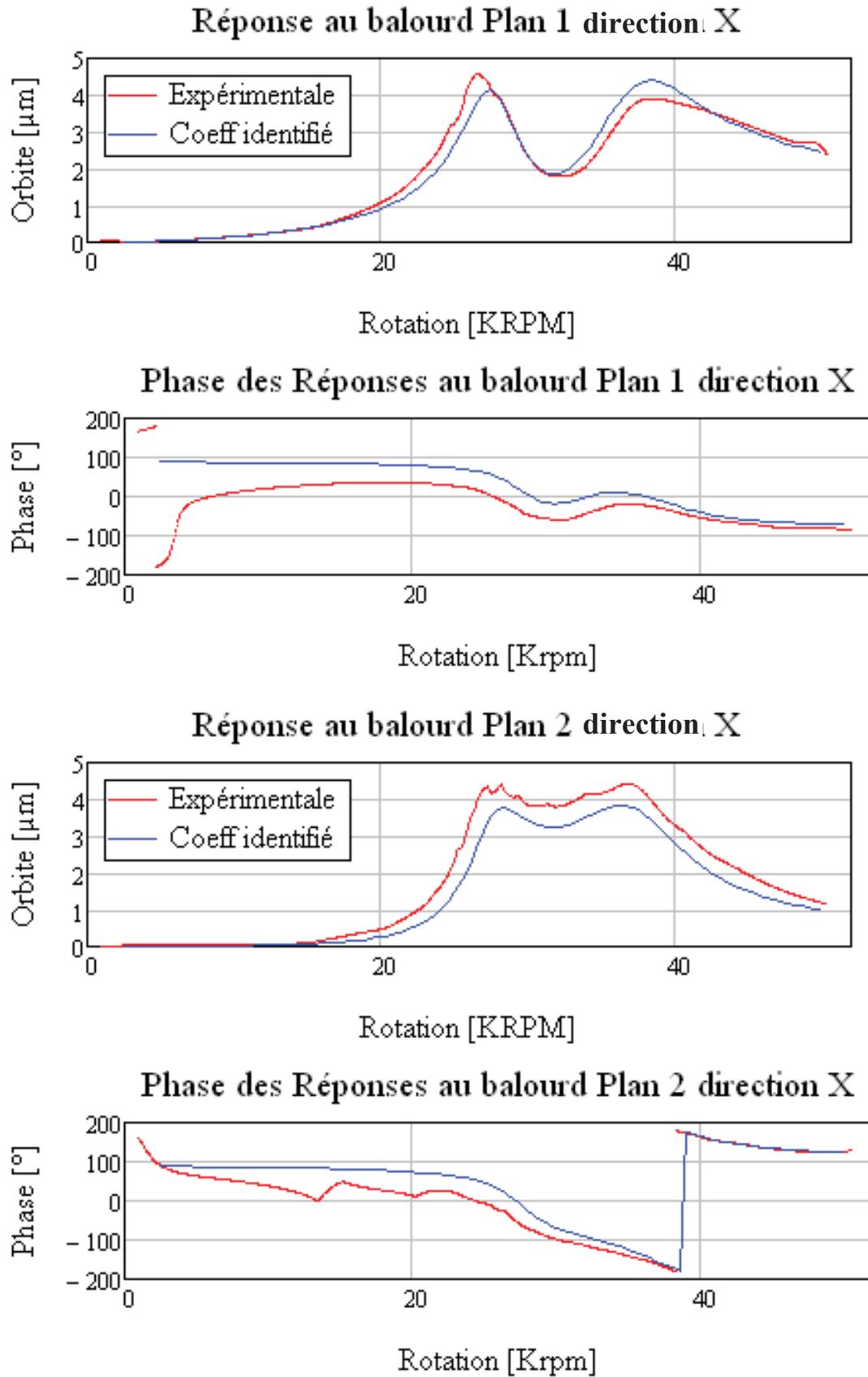


Figure A1.3 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 5 Bar

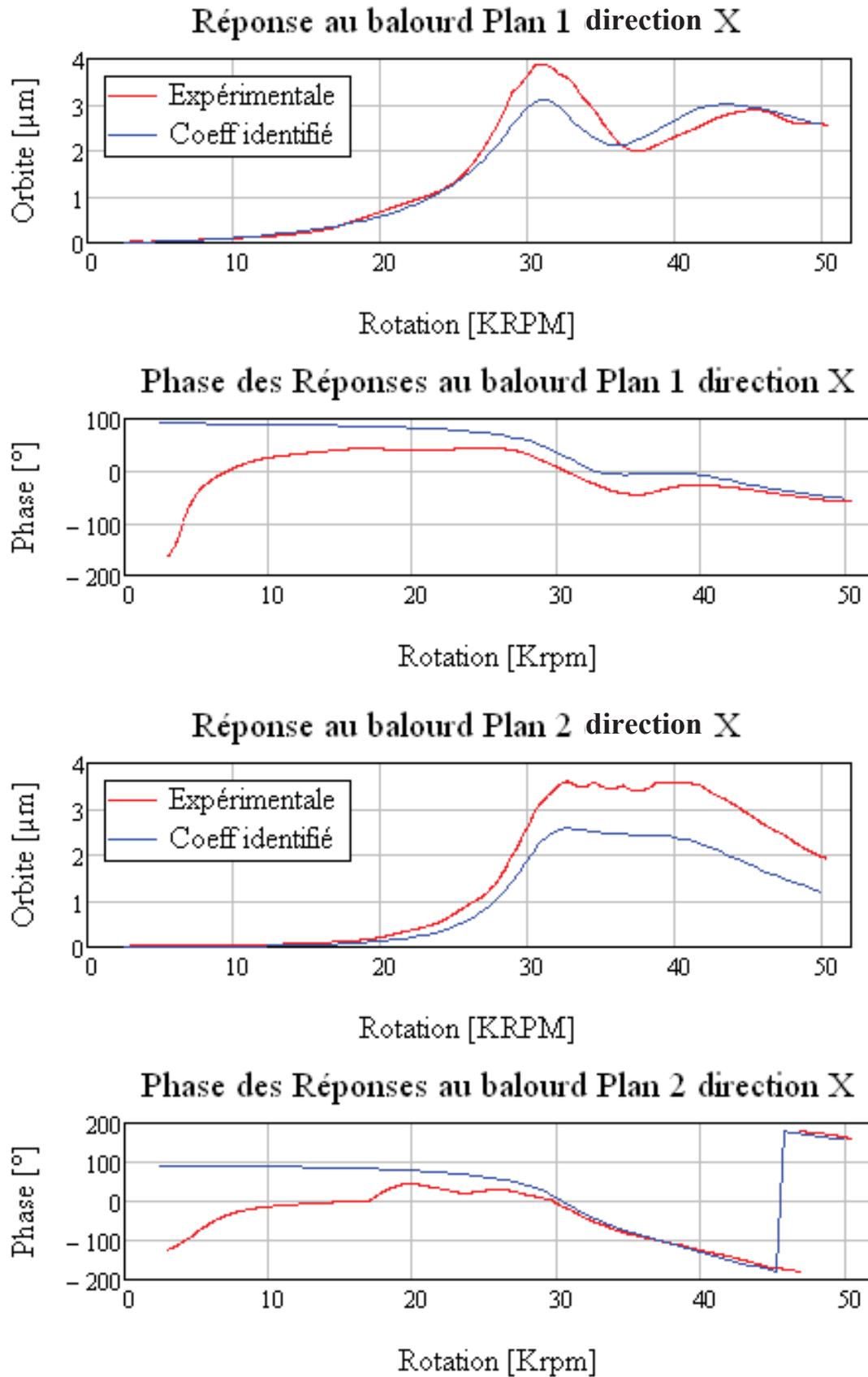
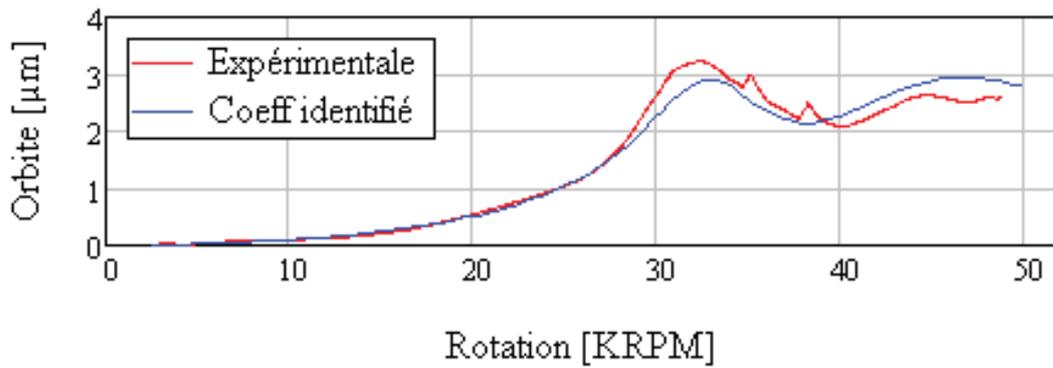
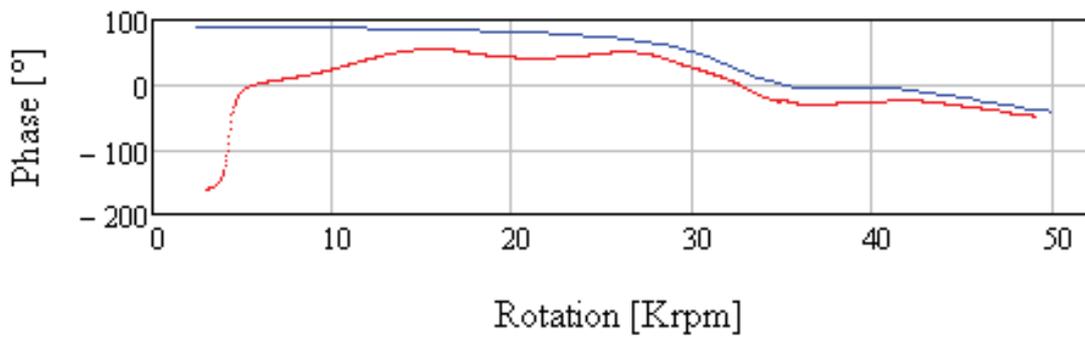


Figure A1.4 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 7 Bar

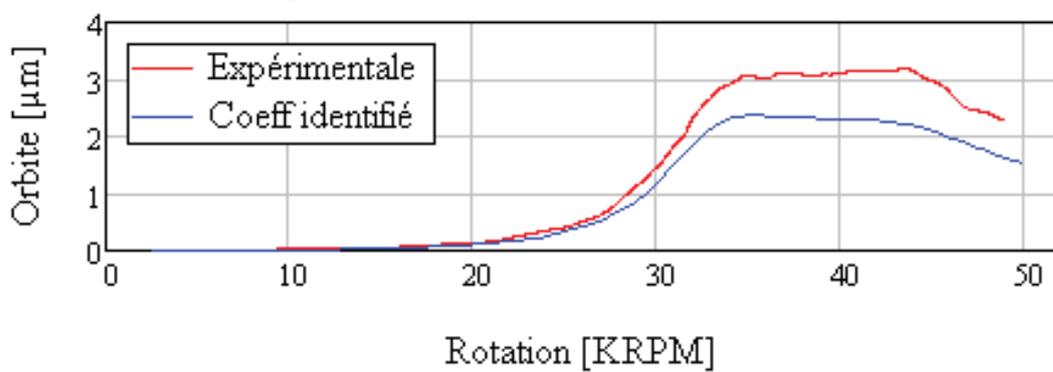
Réponse au balourd Plan 1 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 1 direction X



Réponse au balourd Plan 2 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 2 direction X

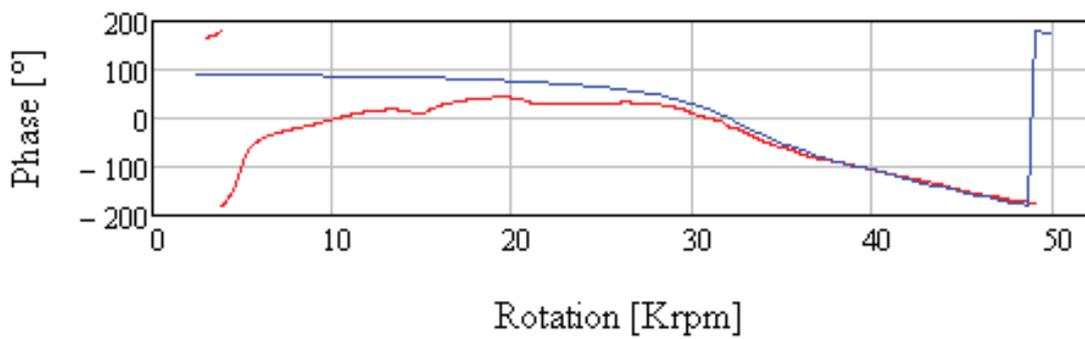
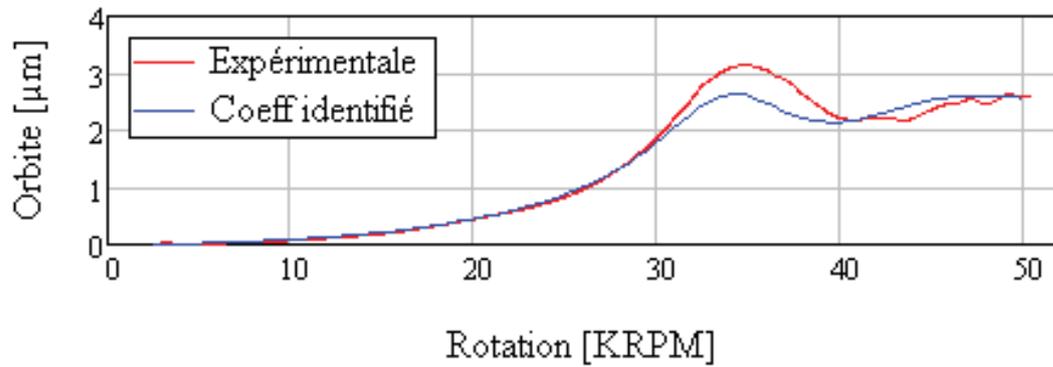
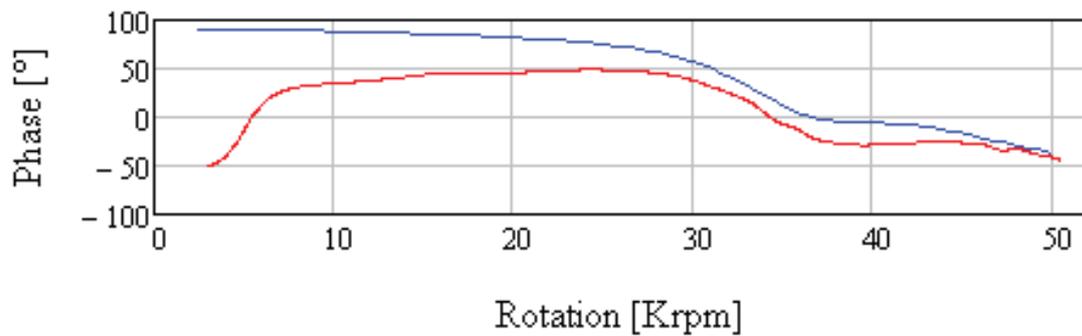


Figure A1.5 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 8 Bar

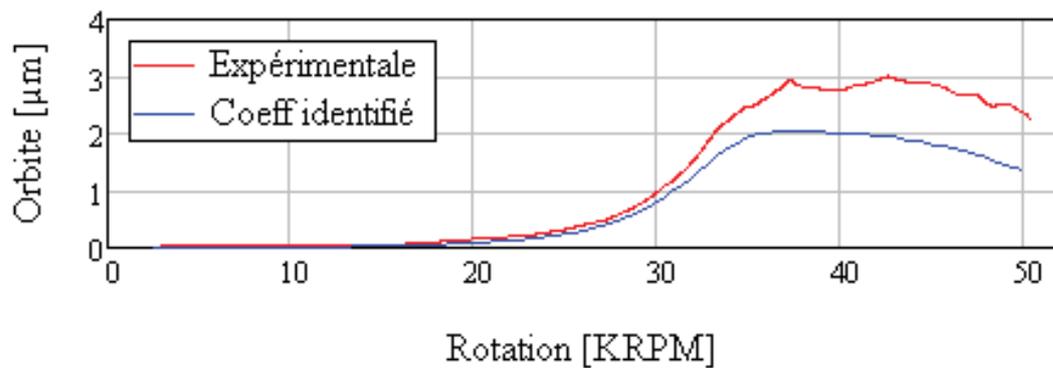
Réponse au balourd Plan 1 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 1 direction X



Réponse au balourd Plan 2 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 2 direction X

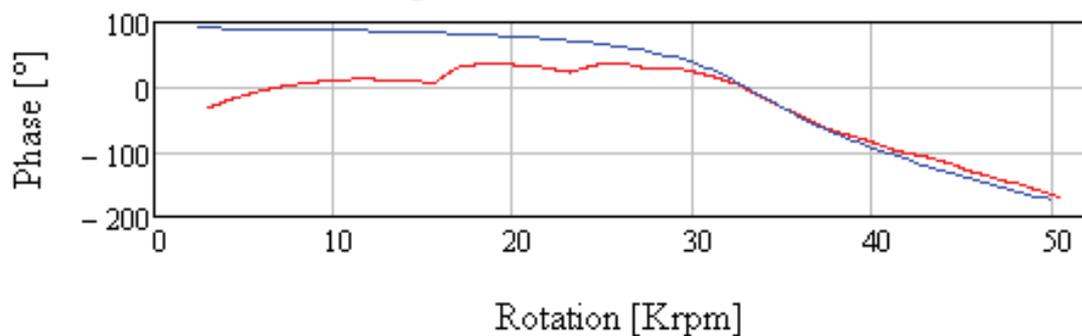
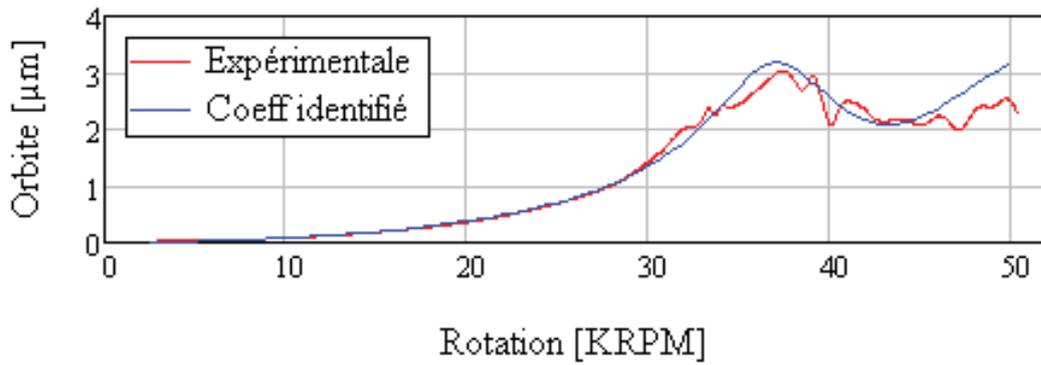
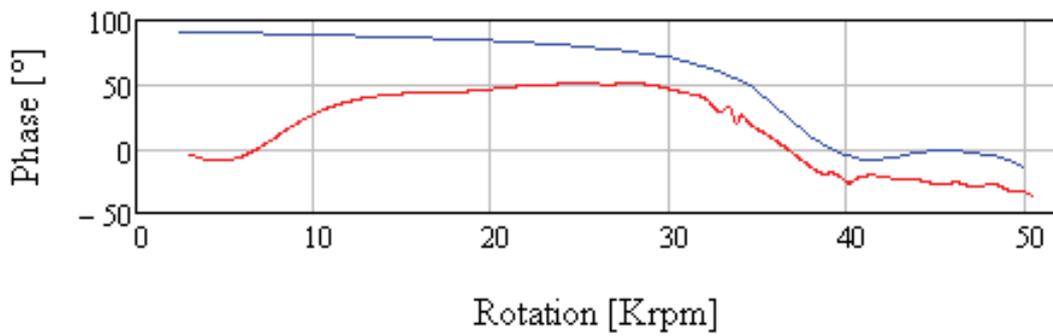


Figure A1.6 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 9 Bar

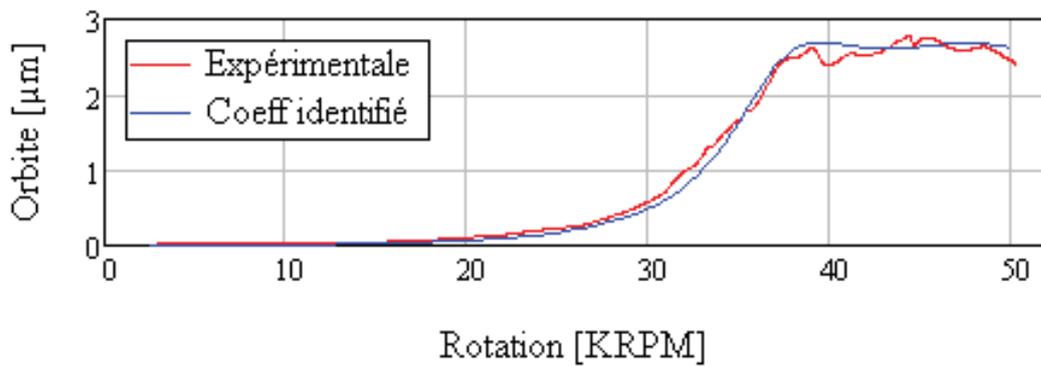
Réponse au balourd Plan 1 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 1 direction X



Réponse au balourd Plan 2 direction X



Phase des Réponses au balourd Plan 2 direction X

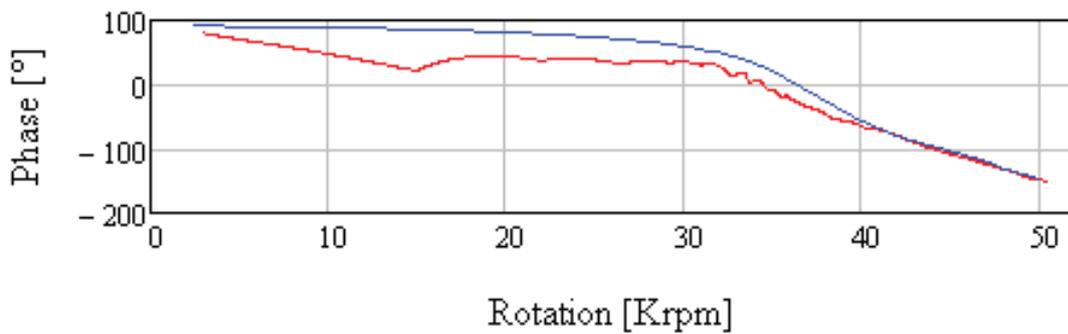


Figure A1.7 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 10 Bar

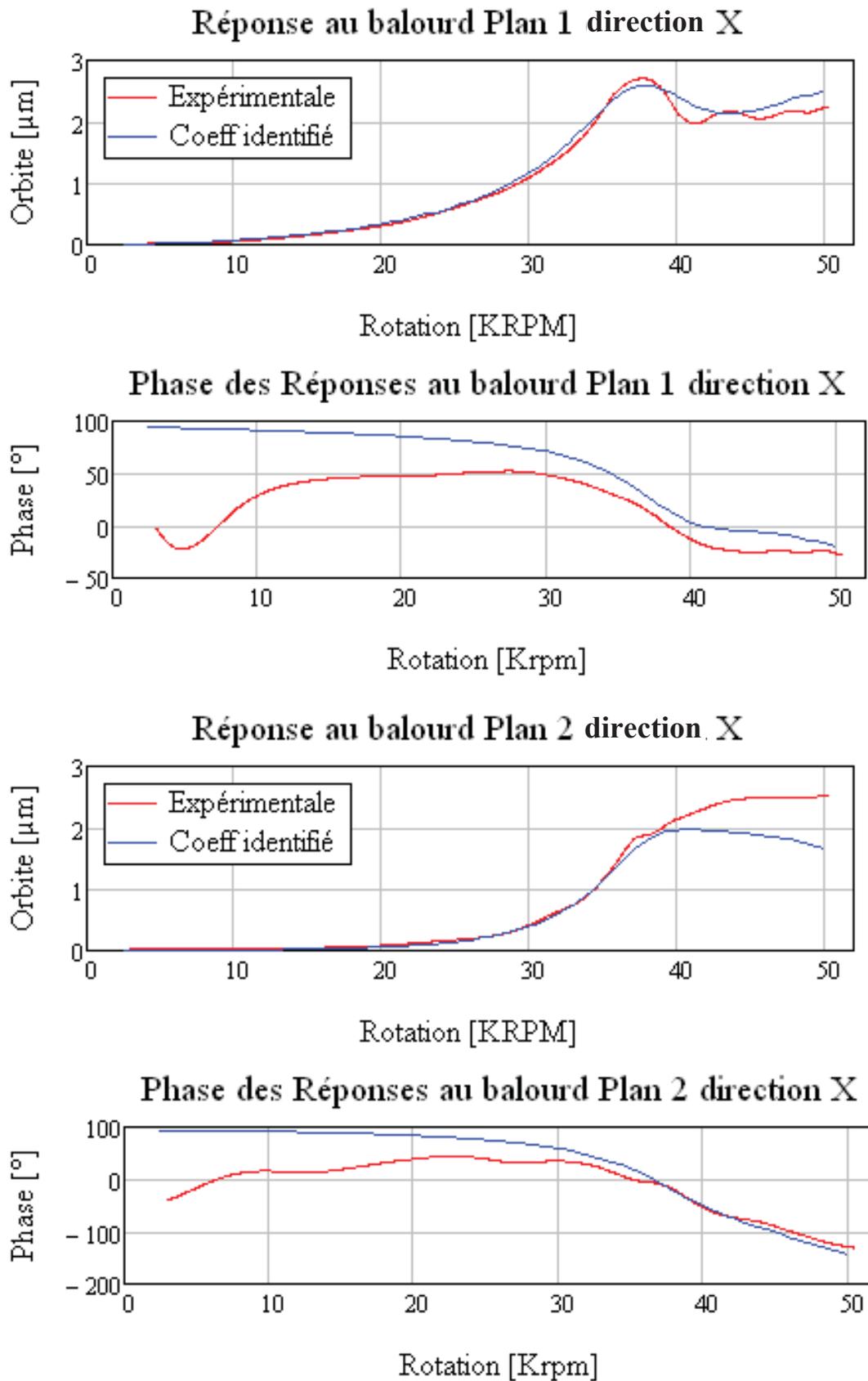
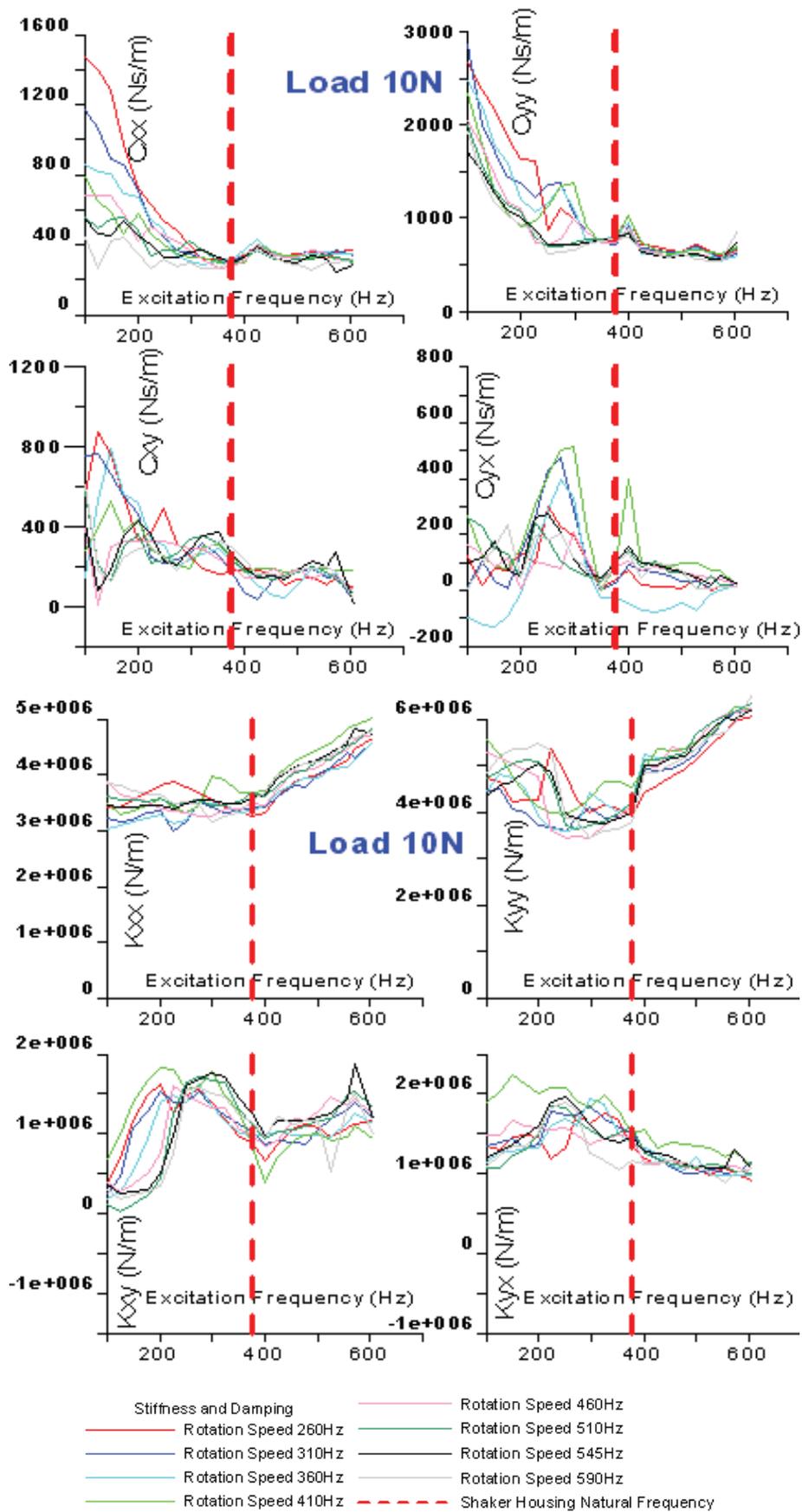
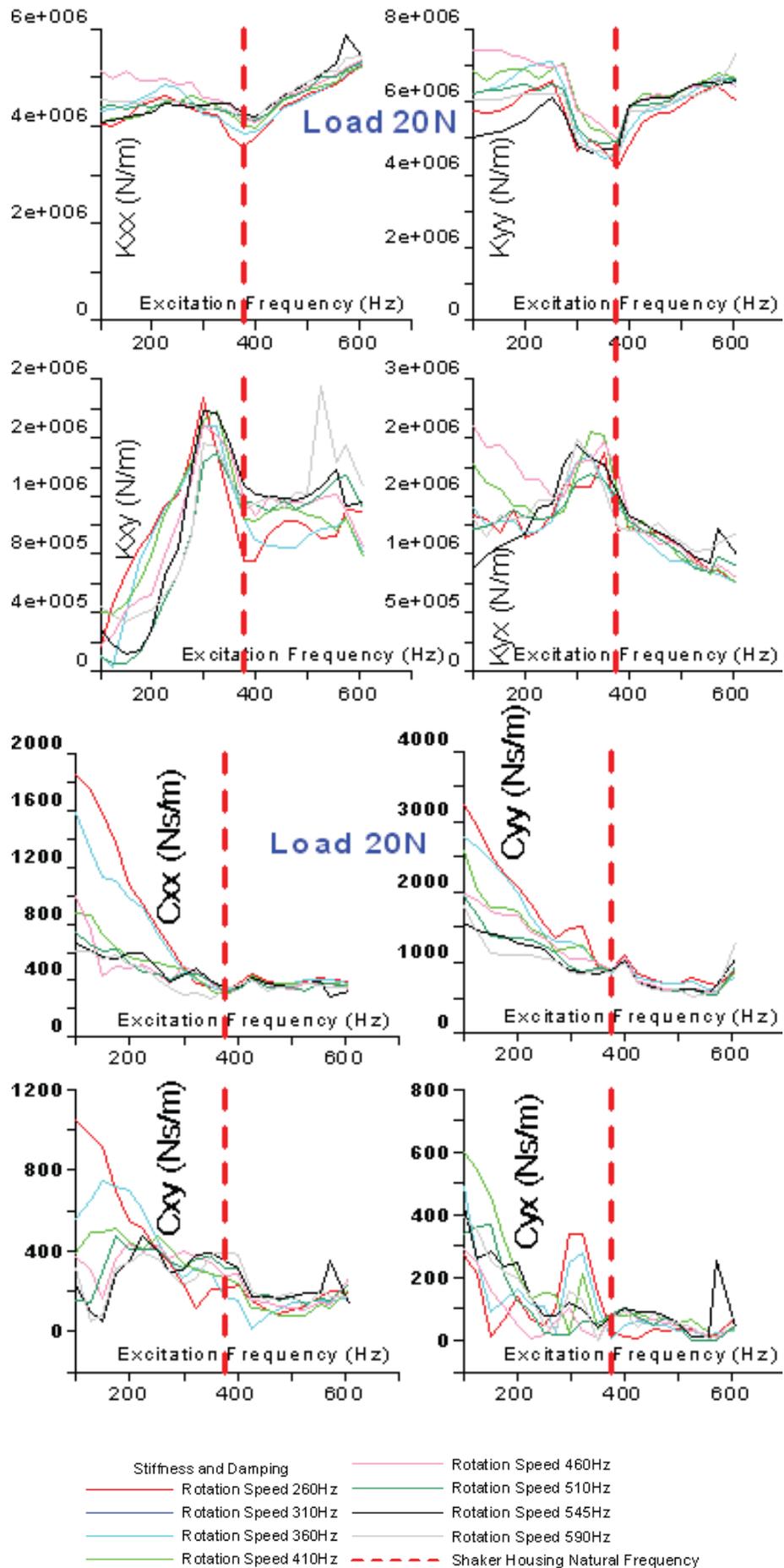
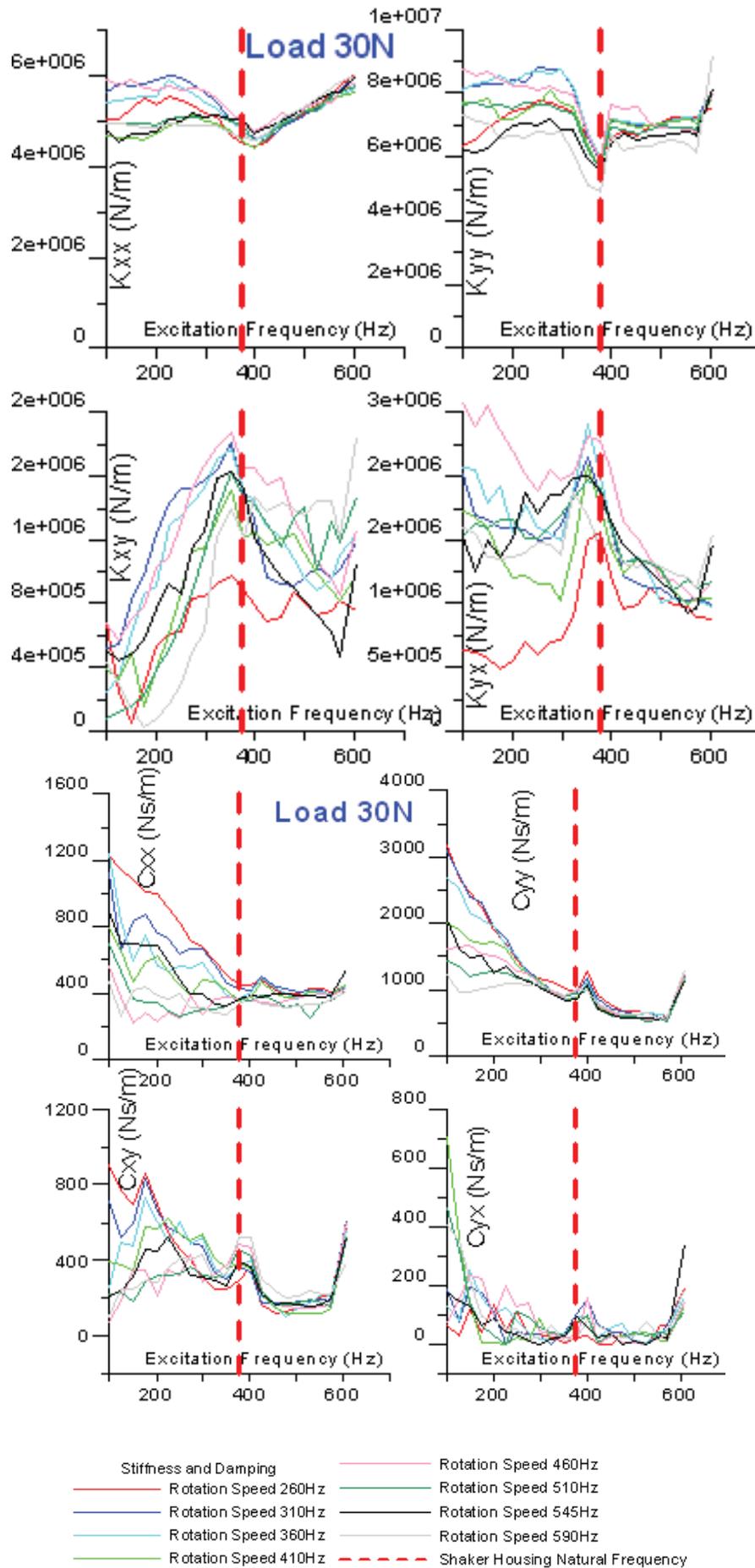


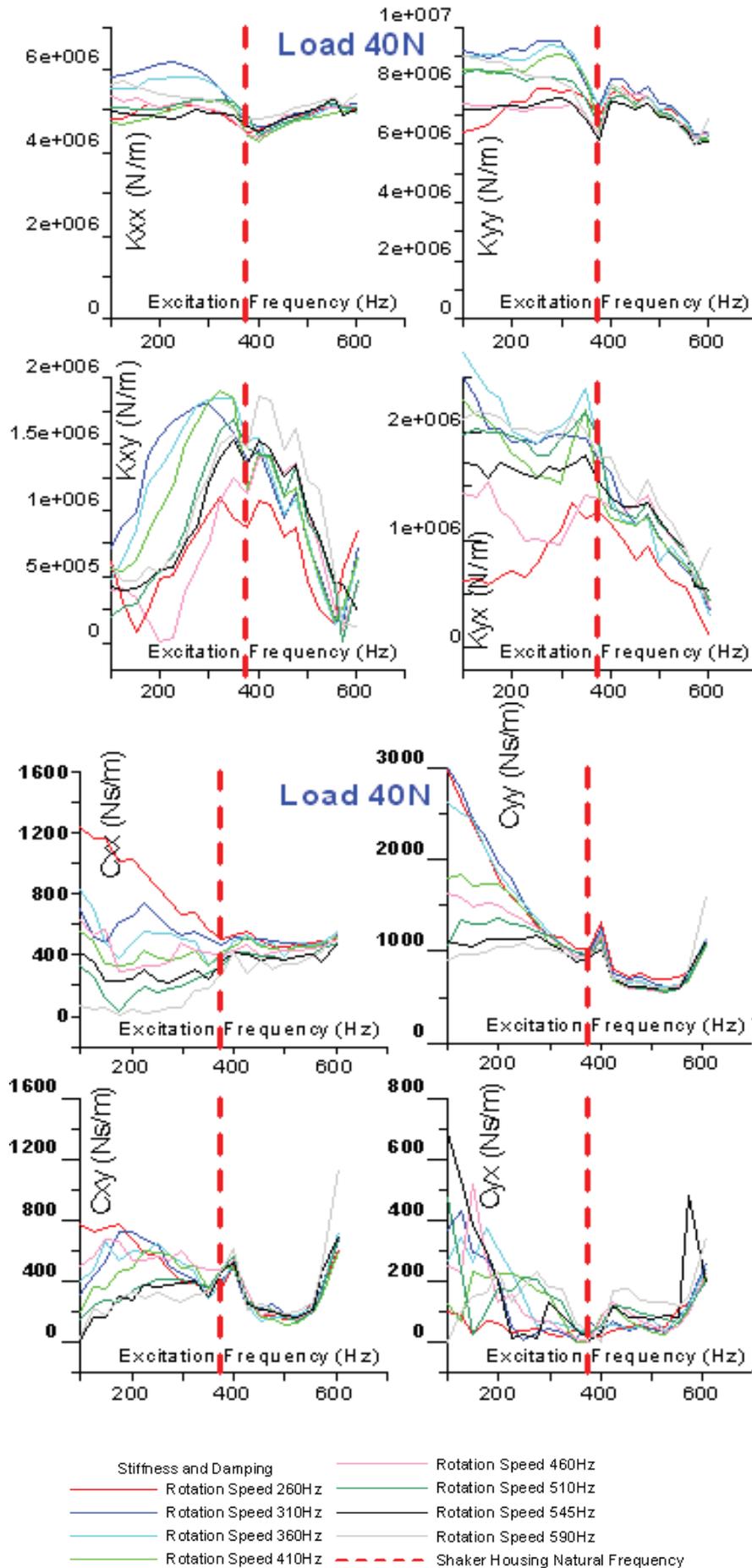
Figure A1.8 : Comparaison réponse au balourd - Pression Absolue d'alimentation 11 Bar

Annexe 3 : Coefficients dynamiques identifiés du palier à feuilles.

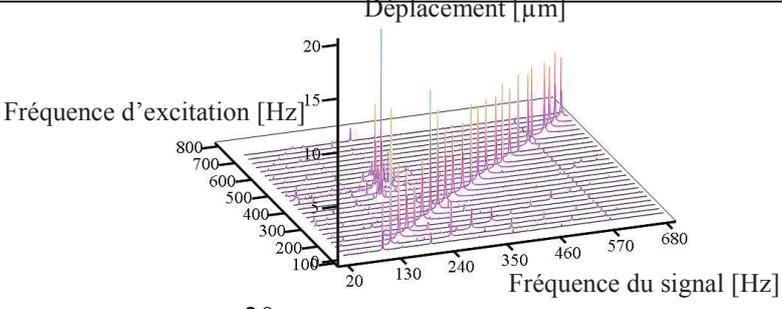
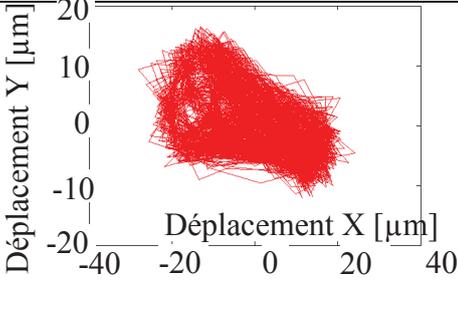
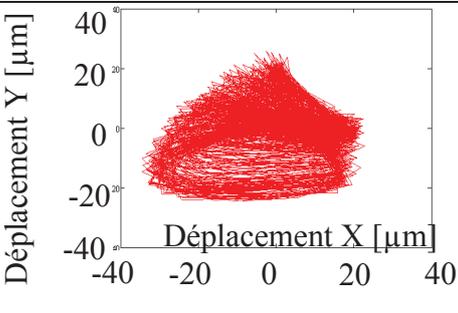
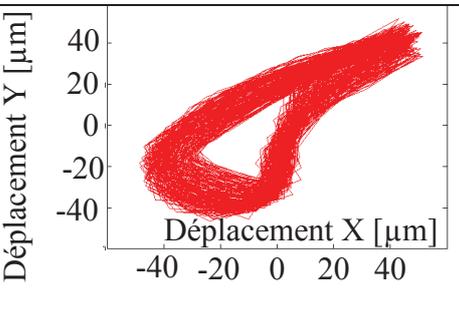
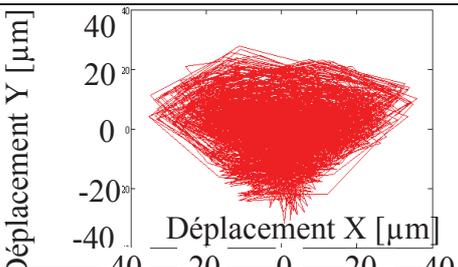


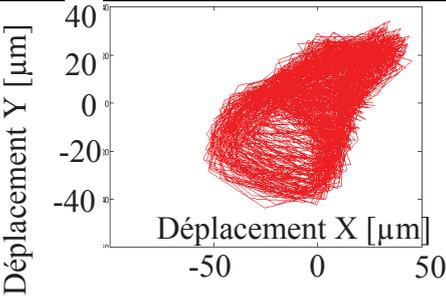
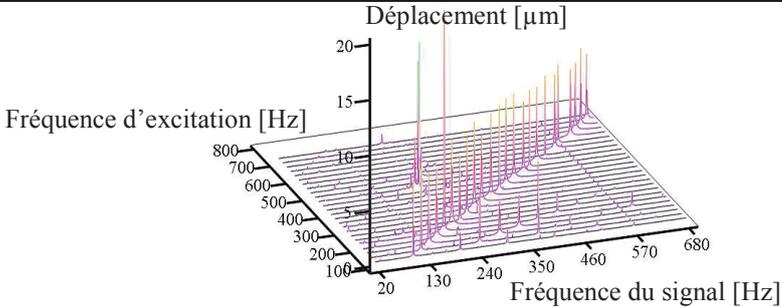
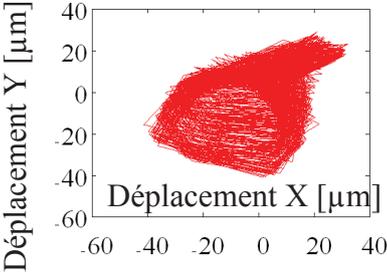
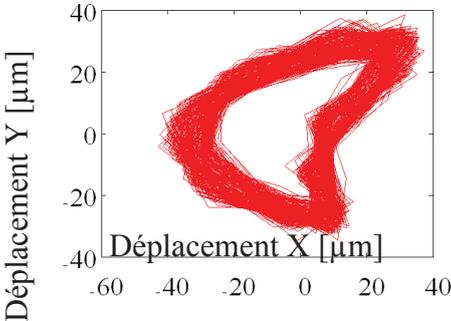


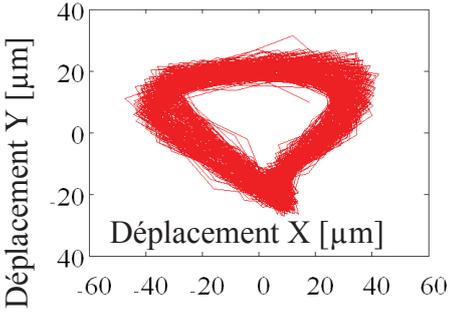
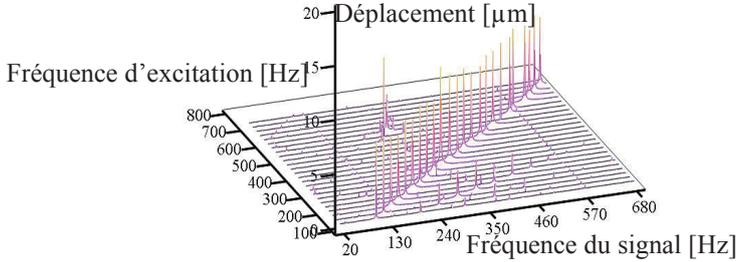
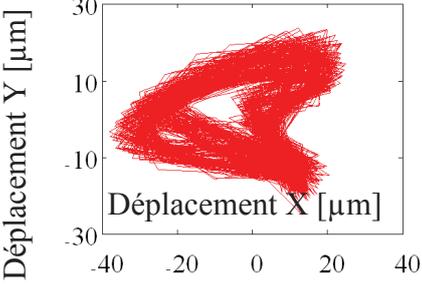




Annexe 4 : Orbite obtenue lors de l'instabilité subsynchrone déclenchée par excitation externe.

Fréquence d'excitation :	Force Statique : 20N / Fréquence de rotation 570Hz / Amplitude d'excitation 7 μ m
De 100 à 700 Hz	 <p>3D plot showing Displacement [μm] on the vertical axis (0 to 20), Excitation Frequency [Hz] on the horizontal axis (100 to 800), and Signal Frequency [Hz] on the depth axis (20 to 680). The plot shows a series of peaks corresponding to the excitation frequencies.</p>
350Hz	 <p>2D plot of Displacement Y [μm] vs Displacement X [μm] at 350Hz. The plot shows a dense, roughly circular cloud of points centered around the origin, with axes ranging from -40 to 40.</p>
375Hz	 <p>2D plot of Displacement Y [μm] vs Displacement X [μm] at 375Hz. The plot shows a dense, roughly triangular cloud of points, with axes ranging from -40 to 40.</p>
400Hz	 <p>2D plot of Displacement Y [μm] vs Displacement X [μm] at 400Hz. The plot shows a dense, roughly teardrop-shaped cloud of points, with axes ranging from -40 to 40.</p>
425Hz	 <p>2D plot of Displacement Y [μm] vs Displacement X [μm] at 425Hz. The plot shows a dense, roughly diamond-shaped cloud of points, with axes ranging from -40 to 40.</p>

450Hz	 <p>A 2D plot showing the displacement in the X-Y plane at 450Hz. The vertical axis is labeled 'Déplacement Y [μm]' and ranges from -40 to 40. The horizontal axis is labeled 'Déplacement X [μm]' and ranges from -50 to 50. The plot shows a dense, irregular red cloud of points centered around the origin, indicating a complex, non-linear motion.</p>
Fréquence d'excitation :	Force Statique : 30N / Fréquence de rotation 570Hz / Amplitude d'excitation 7μm
De 100 à 700 Hz	 <p>A 3D surface plot showing the displacement in μm as a function of excitation frequency (Hz) and signal frequency (Hz). The vertical axis is 'Déplacement [μm]' ranging from 0 to 20. The horizontal axes are 'Fréquence d'excitation [Hz]' (ranging from 100 to 800) and 'Fréquence du signal [Hz]' (ranging from 20 to 680). The plot shows a series of peaks and valleys, indicating resonance and non-linear behavior across the frequency range.</p>
450Hz	 <p>A 2D plot showing the displacement in the X-Y plane at 450Hz. The vertical axis is labeled 'Déplacement Y [μm]' and ranges from -60 to 40. The horizontal axis is labeled 'Déplacement X [μm]' and ranges from -60 to 40. The plot shows a dense, irregular red cloud of points centered around the origin, indicating a complex, non-linear motion.</p>
475Hz	 <p>A 2D plot showing the displacement in the X-Y plane at 475Hz. The vertical axis is labeled 'Déplacement Y [μm]' and ranges from -40 to 40. The horizontal axis is labeled 'Déplacement X [μm]' and ranges from -60 to 40. The plot shows a dense, irregular red cloud of points forming a complex, non-linear shape, indicating a complex, non-linear motion.</p>

500Hz	 <p>Déplacement Y [μm]</p> <p>Déplacement X [μm]</p>
Fréquence d'excitation :	Force Statique : 40N / Fréquence de rotation 570Hz / Amplitude d'excitation 7 μm
De 100 à 700 Hz	 <p>Déplacement [μm]</p> <p>Fréquence d'excitation [Hz]</p> <p>Fréquence du signal [Hz]</p>
500Hz	 <p>Déplacement Y [μm]</p> <p>Déplacement X [μm]</p>

ANNEXE CONFIDENTIELLE

Caractéristique des paliers aérostatiques hybrides

Caractéristique du palier	Valeur numérique
Diamètre	45 mm
Longueur	35 mm
Jeu radial de conception	50 μm
Nombre d'alvéoles	6
Longueur axiale de l'alvéole	20 mm
Longueur circonférentielle de l'alvéole	15 mm
Profondeur de l'alvéole	200 μm
Diamètre de l'orifice	1,9 mm

Tableau 10 : Caractéristiques du palier aérostatique hybride

Caractéristique du rotor utilisée pour les paliers aérostatiques hybrides

Caractéristique du rotor creux	Valeur numérique
Diamètre	45 mm
Diamètre intérieur	38 mm
Longueur	192 mm
Inertie polaire J_p	$3,94 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Inertie transversale J_t	$3,656 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Masse estimée	1.022 kg
Masse mesurée	1,042 kg
Masse critique calculée par PHARES	1,5 kg
Profondeur de l'alvéole	200 μm
Diamètre de l'orifice	1,9 mm

Références

- [1] Constantinescu, V.N., *Gas Lubrication*, ASME Press, 1969.
- [2] DellaCorte Christopher, “Oil-Free Shaft Support System Rotordynamics: Past, Present And Future”, 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, September 12-15, 2010 / KIST, Seoul, Korea.
- [3] GROSS (W.A.), MATSCH (L.A.), CASTELLI (V.), ESHEL (A.), VOHR (J.H.) et WILDMANN (M.), *Fluid Film Lubrication*, Wiley-Interscience New York, 1980.
- [4] FRENE (J.), NICOLAS (D.), DEGUEURCE (B.), BERTHE (D.) et GOUDET (M.) – *Lubrification hydrodynamique. Paliers et Butées*, Editions Eyrolles, 488 p, 1990.
- [5] NICOLAS, D. – « Butées et paliers hydrostatiques », *Technique de l’Ingénieur*, B 5 320 1-38.
- [6] ARGHIR, M. « Butée et palier aérostatiques », *Techniques de l’Ingénieur*, BM5336.
- [7] Kim, Dae Jong, Soongook Park., "Hybrid Air Foil Bearings with External Pressurization." *Elsevier Tribology International* 42 (2009): 413-425.
- [8] P. Fayolle, P. Fonteyn, F. Laithier, H. Olofsson, L. Forsberg, J. Dehouve, P. Supie, « Manufacturing and Testing of TPX LH2-Turbopump Prototype”, 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2010.
- [9] DellaCorte, C., and Valco, M. J., 2000, “Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications,” *STLE Tribology Transactions*, 43(4), pp. 795-801.

- [10] DELLACORTE (C.), FELLESTEIN (J.A.) et BENOY (P.A.) - *Evaluation of Advanced Solid Lubricant Coatings for Foil Air Bearings Operating at 25°C and 500°C* , STLE Tribology Transactions, 42(2), p. 338-342, 1999.
- [11] HESHMAT (H.), JAHANMIR (S.) et WALTON II (J.F.) - *Coatings for High Temperature Foil Bearings*, ASME Paper GT 2007-27975, 2007.
- [12] DELLACORTE (C.), RADIL (K.), BRUCKNER (R.J.) et HOWARD (S.A.) – Design, Fabrication and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings, Tribology Transactions, 51, p. 254-264, 2008.
- [13] LE LEZ, S., « CARACTERISTIQUES STATIQUES ET DYNAMIQUES DES PALIERS A FEUILLES », Thèse de l'Université de Poitiers, 2007.
- [14] Matta, P. « Analyse expérimentale des paliers à air » Thèse de l'Université de Poitiers, 2009.
- [15] Tiwari R., Lees A.W., Friswell M.I., “Identification of Dynamic Bearing Parameters: A Review”, 2004, Shock and Vibration Digest 36 (2), pp. 99-124.
- [16] Myllerup C.M., Tonnesen J. and Lund J.W., “On the Discrepancy Between Experimental and Theory for a Cylindrical Fluid Film Journal Bearing Considering Steady-State and Dynamic Characteristics”, 1992, IMechE, Bath, UK, Paper C432/058, pp. 266-271.
- [17] Muszinska, A., *Rotordynamics*, CRC Press, 2005.
- [18] Rouvas C., Childs D., “A parameter identification method for the rotordynamic coefficients of a high Reynolds number hydrostatic bearing”, 1993, ASME Journal of Vibration and Acoustics, 115(3), pp.264-270.
- [19] Kjølhed, K., Santos I., “Experimental Contribution to High-Precision Characterization of Magnetic Forces in Active Magnetic Bearings“, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, vol. 129, issue 2, pp. 503-510.

- [20] De Santiago O.C., "Identification of Bearing Supports Force Coefficients from Rotor Responses Due to Imbalances and Impact Load", 2002, PHD Thesis, Texas A&M University.
- [21] Wilde, D.A., San Andrés, L., 2006, "Experimental Response of Simple Gas Hybrid Bearings for Oil-Free Turbomachinery," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 128, pp. 626-633.
- [22] Wilde, D., L., San Andrés, 2004, "Experimental Lift Off Characteristics and the Effect of a Low Friction Coating on the Startup Response of Simple Gas Hybrid Bearings for Oil-Free Turbomachinery," ASME Paper GT 2004-54183.
- [23] Zhu-1, S., San Andrés, L., 2007, "Rotordynamic Performance of Flexure Pivot Hydrostatic Gas Bearings for Oil-Free Turbomachinery," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 129(4), pp. 1020-1027.
- [24] Zhu, X., L. San Andrés, 2005, "Experimental Response of a Rotor Supported on Rayleigh Step Gas Bearings," ASME Paper GT 2005-68296.
- [25] Ryu-1, K., San Andrés, L., 2006, "Measurements of Rotordynamic Response of a Rotor Supported on Hybrid Flexure Pivot Tilting Pad Gas Bearings" Paper IJTC 2006-12371, ASME/STLE International Joint Tribology Conference, San Antonio, TX, October 2006
- [26] Belforte-1 G., Raparelli, T., Viktorov, V., Trivella, A., Colombo, F., 2006, « An Experimental Study of High Speed Rotors Supported by Air Bearings; Test Rig and First Experimental Results», Tribology International, Vol. 39, pp. 834-845.
- [27] Belforte-2, G., Raparelli, T., Viktorov, V., Trivella, A., Colombo, F., 2006, « Study of A High Speed Electrosindle With Air Bearings», European Conference on Tribology, ECOTRIB 2007, June 12-15, Vol. 2, pp. 969-982, Ljubliana Slovenia.
- [28] Colombo-1, F., Trivella, A., 2008, "Air Bearing Testing", International Journal of Fluid Power, 9, No.3, pp. 45-53.
- [29] Murphy, B.T., Wagner, M.N., 1991, "Measurement of Rotordynamic Coefficients for a Hydrostatic Radial Bearing", ASME Journal of Tribology, 113(2), pp. 518-252.

- [30] Adams, M, *Rotating Machinery Vibrations*, Marcel Dekker, 2001.
- [31] Heshmat, H., Walton, J., DellaCorte, C., Valco, M., “Oil Free Turbocharger Paves Way to Gas Turbine Engines Applications”, GT2000-620.
- [32] Howard, S., DellaCorte, C., Valco, M., Prahl, J., Heshmat, H. « Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of a High Temperature Air Foil Journal Bearing”, IJTC, October 21, 2001.
- [33] Lee, Y.B., Kim, T.H., Kimm, C.H., Lee, N.S., Choi, D.H. “Unbalance Response of a Supercritical Rotor Supported by Foil Bearings. Comparisons with Test Results” Tribology Transactions, Vol. 47, pp. 54-60, 2004.
- [34] Lubell, D., DellaCorte, C., Stanford, M.K. “Test Evolution and Oil-Free Engine Experience of a High Temperature Foil Air Bearing Coating” GT2006-90572.
- [35] Rubio, D., and San Andrés, L., 2005, “Structural Stiffness, Dry-Friction Coefficient and Equivalent Viscous Damping in a Bump-Type Foil Gas Bearing,” ASME Paper GT 2005-68384, ASME Turbo Expo of Reno-Tahoe, Nevada, USA.
- [36] Kim, T.H., Breedlove, A., San Andrés, L., 2009, “Characterization of Foil Bearing Structure at Increasing Temperatures: Static Load and Dynamic Force Performance,” ASME Journal of Tribology, Vol. 131(3), pp. 041703-(1-9).
- [37] Camero, J., Muller, S., Chirathadam, T., Ryu, K., 2010, “Measurements of Drag Torque, Lift Off Speed, and Structural Parameters in a 1st Generation Floating Gas Foil Bearing”, Proc. of the 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, September 2010, Seoul, Korea, Paper P-1113.
- [38] Conlon, M.J., Dadouche, A. Dmochowski, W., Payette, R., Bedard, J.P. « Experimental Evaluation of Foil Bearing Performance: Steady-State and Dynamic Results” GT2009-60186.

- [39] Conlon, M.J., Dadouche, A. Dmochowski, W., Payette, R., Bedard, J.P. « A Comparison of the Steady State and Dynamic Performance of First and Second Generation Foil Bearings” GT2010-23683.
- [40] Ertas, B., Camatti, M., Mariotti, G., “A General Purpose Test Facility for Evaluating Gas Bearings” Journal of Engineering for gas Turbines and Power, March 2009, Vol. 131.
- [41] San Andres, Chirathadam, T. “Identification of Rotordynamic Force Coefficients of a Metal Mesh Foil Bearing Using Impact Load Excitations” GT2010-22440.
- [42] Moore, J., Lerche, A., Allison, T. Ransom, D.L., Lubell, D. « Development of a High Speed Gas Bearing Test Rig to Measure Rotordynamic Force Coefficients », GT2010-23217.
- [43] San Andres, L., Rubio, D., and Kim, T. H., 2006, “Rotordynamic Performance of a Rotor Supported on Bump Type Foil Gas Bearings: Experiments and Predictions,” ASME Paper GT2006-91238, ASME Turbo Expo of Barcelona, Spain.
- [44] DELLACORTE (C.), RADIL (K.), BRUCKNER (R.J.) et HOWARD (S.A.) – Design, Fabrication and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings, STLE Tribology Transactions, Vol. 51, p. 254-264, 2008.
- [45] Howard-1, S.A. “Misalignment in Gas Foil Bearings: An Experimental Study” NASA/TM-2008-215223.
- [46] Ertas-1, B., Drexel, M., Van Dam, J., Hallman, J., 2009, “A General Purpose Test Facility for Evaluating Gas Lubricated Journal Bearings” ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 131, pp. 022502-(1-8).
- [47] Chen, M. H., Howarth, R., Geren, B., Theylacker, J. C., and Soyars, W. M., 2001, “Application of Foil Bearings to Helium Turbocompressor,” Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Houston, Texas, USA.

Publications propres

1. RUDLOFF, L., ARGHIR, M., BONNEAU, O. - « Analyse expérimentale du couple de démarrage et du comportement dynamique des paliers à feuilles » CFM 2009-300, 19^{ème} Congrès Français de Mécanique, Marseille, 2009.
2. MATTA, P., RUDLOFF, L. ARGHIR, M. – “Experimental investigation of air bearings dynamic coefficients” *Mécanique & Industries* 11, 477–488, 2010, DOI: 10.1051/meca/2010043.
3. RUDLOFF, L., ARGHIR, M., BONNEAU, O., MATTA, P. “Experimental Analyses of A First Generation Foil Bearing. Start-Up Torque and Dynamic Coefficients », *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **133(9)**, 092501, 9 pages, 2011.
4. RUDLOFF, L., ARGHIR M., BONNEAU O., GUNGO S., CHEMLA, G., RENARD, E., “Experimental Analysis Of The Dynamic Characteristics Of A Hybrid Aerostatic Bearing” ASME Paper GT2011-46048, acceptée pour publication par *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.