

THÈSE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE POITIERS
UFR des sciences fondamentales et appliquées
Pôle poitevin de recherche pour l'ingénieur en mécanique, matériaux et énergétique - PPRIMME
(Poitiers)
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et aéronautique -
SIMMEA (Poitiers)
Secteur de recherche : Génie mécanique, productique, transport

Présentée par :
Lassad Amami

Analyse expérimentale de la réponse dynamique d'un rotor vertical guidée par des roulements avec jeu

Directeur(s) de Thèse :
Mihai Valentin Arghir, Pascal Jolly

Soutenue le 27 janvier 2016 devant le jury

Jury :

Président	Olivier Bonneau	Professeur, Pprime, Université de Poitiers
Rapporteur	Fabrice Thouverez	Professeur, École centrale, Lyon
Rapporteur	Régis Dufour	Professeur, LaMCoS, INSA, Lyon
Membre	Mihai Valentin Arghir	Professeur, Pprime, Université de Poitiers
Membre	Pascal Jolly	Ingénieur de recherche, Pprime, Université de Poitiers
Membre	Simon Oger	Ingénieur, SNECMA, Vernon

Pour citer cette thèse :

Lassad Amami. *Analyse expérimentale de la réponse dynamique d'un rotor vertical guidée par des roulements avec jeu* [En ligne]. Thèse Génie mécanique, productique, transport. Poitiers : Université de Poitiers, 2016. Disponible sur Internet <<http://theses.univ-poitiers.fr>>

THÈSE

Pour l'obtention du grade de
Docteur de l'université de Poitiers
(Faculté des sciences fondamentales et appliquées)
(Diplôme National – Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et
aéronautique

Secteur de recherche : Génie mécanique, productique, transport

Présentée par :

Lassad AMAMI

Analyse expérimentale de la réponse dynamique d'un rotor vertical guidé par des roulements avec jeu

Directeur de thèse : Mihai ARGHIR
Co-encadrant : Pascal JOLLY

Soutenue le 27 janvier 2016
Devant la Commission d'examen

Jury

Mihai ARGHIR	Professeur, Université de Poitiers	Examineur
Olivier BONNEAU	Professeur, Université de Poitiers	Examineur
Régis DUFOUR	Professeur, INSA de Lyon	Rapporteur
Pascal JOLLY	Ingénieur de recherche, Université de Poitiers	Examineur
Simon OGER	Ingénieur, Snecma Vernon	Examineur
Fabrice THOUVEREZ	Professeur, Ecole Centrale de Lyon	Rapporteur

“La connaissance s'acquiert par l'expérience, tout le reste n'est que de l'information.”

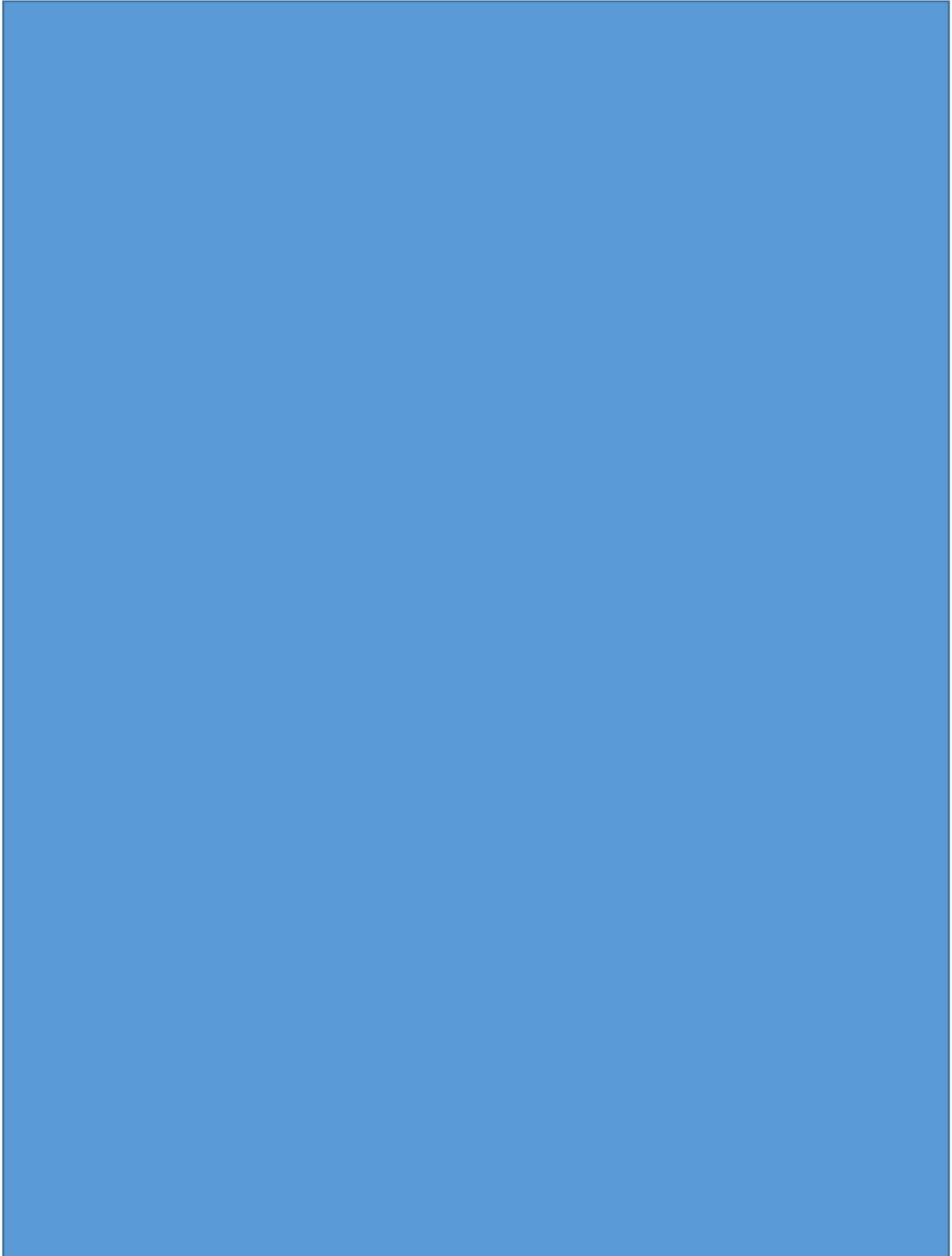
Albert Einstein

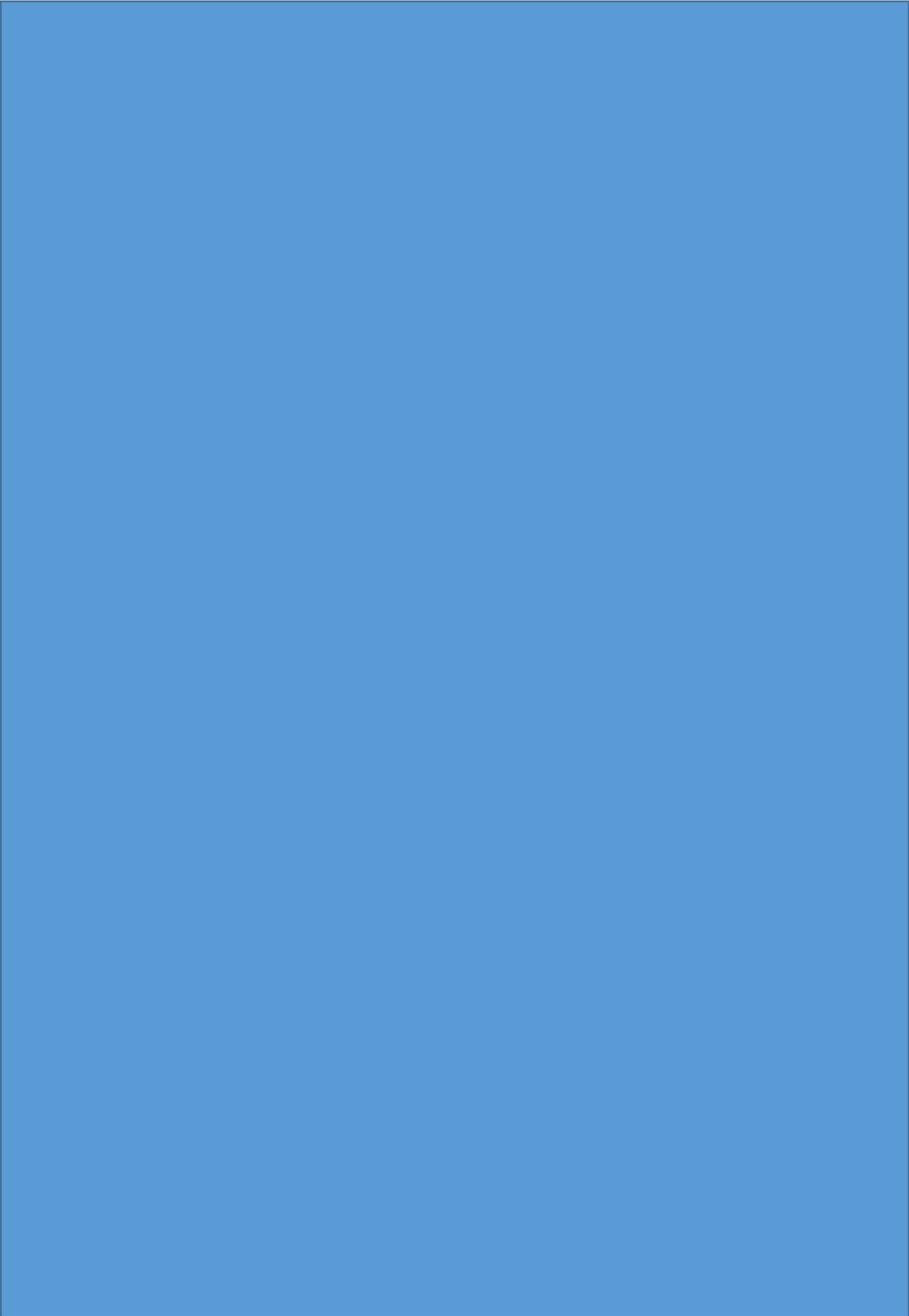
Table des matières

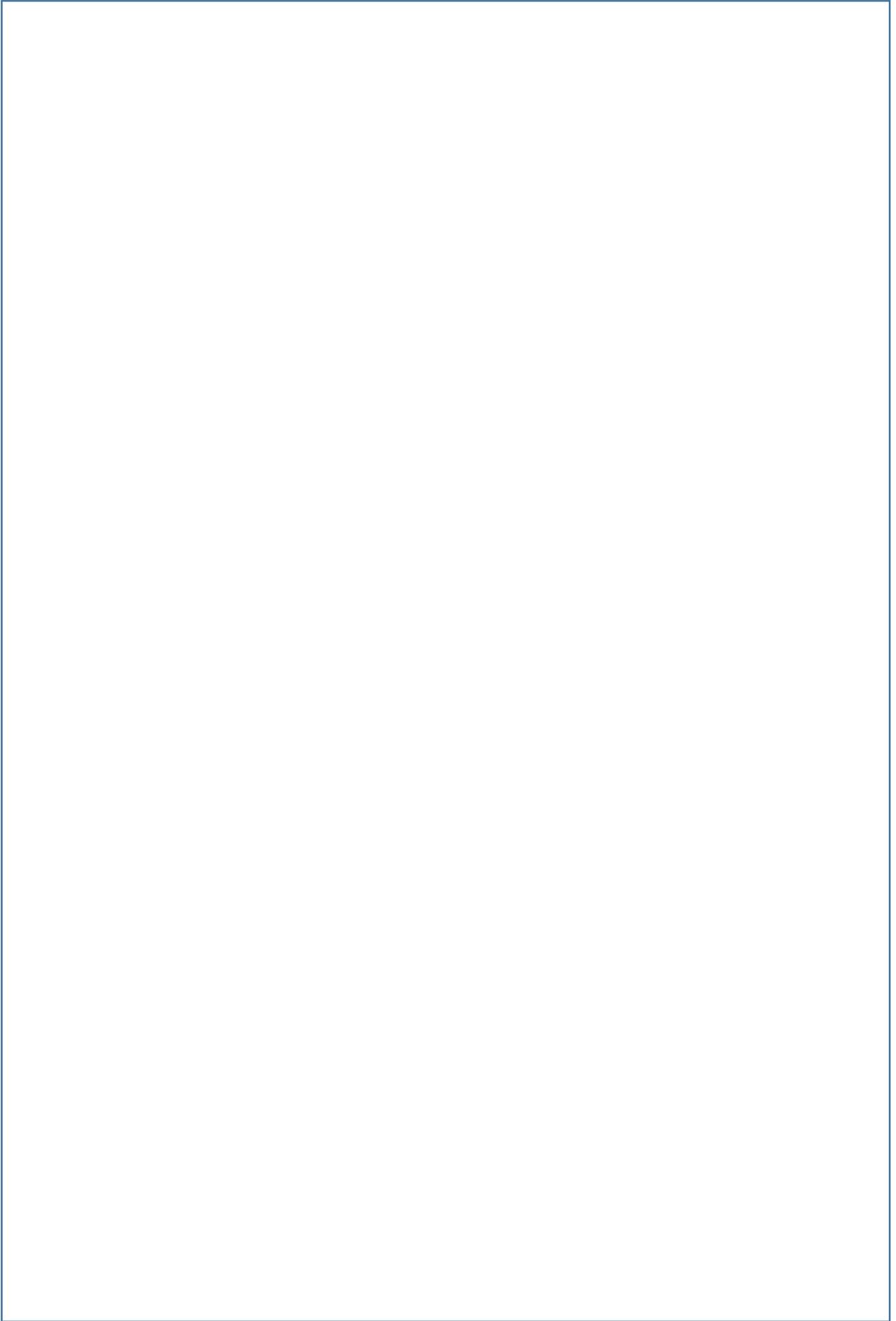
Table des matières	5
I Introduction.....	7
II Conception du banc d'essais	17
II.1 Généralités	17
II.2 Dimensionnement.....	20
II.2.1 Le rotor	20
II.2.2 Les roulements	25
II.2.3 Paliers et butées aérostatiques	26
II.2.4 La turbine de type Pelton	29
II.2.5 Le bâti	30
II.3 Montage et équilibrage du rotor.....	32
II.4 Analyse modale expérimentale du rotor suspendu	33
II.4.1 Analyse modale expérimentale de l'arbre seul	33
II.4.2 Analyse modale expérimentale de l'ensemble arbre, entretoise et disques.....	35
II.4.3 Analyse modale expérimentale du rotor complet	36
II.5 Circuit pneumatique.....	38
II.6 Instrumentation du banc d'essais	39
III Analyse des campagnes d'essais	41
III.1 Métrologie et alignement du rotor	41
III.2 Essais préliminaires	44
III.3 Première campagne d'essais : jeu radial de 25 µm.....	47
III.3.1 Variation de la fréquence de rotation.....	47
III.3.2 Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif	48
III.3.3 Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif.....	53
III.3.4 Moyenne des amplitudes synchrones.....	60
III.3.5 Déformées du rotor pour un essai représentatif	62
III.3.6 Conclusion de la première campagne d'essais (jeu radial de 25 µm)	64
III.4 Deuxième campagne d'essais : jeu radial de 50 µm	64
III.4.1 Variation de la fréquence de rotation.....	65
III.4.2 Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif	68
III.4.3 Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif.....	73

III.4.4	Moyenne des amplitudes synchrones.....	80
III.4.5	Déformées du rotor pour un essai représentatif	84
III.4.6	Conclusion de la deuxième campagne d'essais (jeu radial de 50 μm)	85
III.5	Troisième campagne d'essais : jeu radial de 75 μm	85
III.5.1	Variation de la fréquence de rotation.....	85
III.5.2	Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif	88
III.5.3	Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif.....	92
III.5.1	Moyenne des amplitudes synchrones.....	97
III.5.2	Déformées du rotor pour un essai représentatif	100
III.5.3	Conclusion de la troisième campagne d'essais (jeu radial de 75 μm).....	101
III.5.4	Essais supplémentaires pour la troisième campagne d'essais (jeu radial de 75 μm) .	101
IV	Simulations numériques.....	115
IV.1	Introduction.....	115
IV.2	Description du modèle du rotor.....	115
IV.3	Amortissement globale de la structure.....	117
IV.4	Analyse numérique linéaire du rotor	118
IV.4.1	Analyse modale du rotor	119
IV.4.2	Réponse linéaire transitoire du rotor.....	126
IV.5	Analyse numérique non-linéaire du rotor.....	134
IV.5.1	Effet du jeu radial	134
IV.5.2	Effet de la raideur de contact.....	140
V	Résumé, conclusions et perspectives.....	143
A.	Annexe 1 : Modélisation numérique des roulements.....	147
	Introduction.....	147
	Modélisations dynamiques des roulements à deux degrés de liberté	148
	Modélisations dynamiques des roulements à cinq degrés de liberté	149
	Autres modélisations dynamiques des roulements à billes à contact oblique	159
	Conclusion	161
B.	Annexe 2 : Post-traitement des signaux.....	163
	Méthode de la fenêtre glissante	163
	Diagrammes « Waterfall » et « Full-spectrum »	163
C.	Annexe 3 : Mesure des défauts de formes.....	166
	Tables des illustrations	169
	Bibliographie.....	174

I Introduction







de la valeur qui règne dans la chambre du roulement. Le piston d'équilibrage représente donc un système d'auto-ajustement.

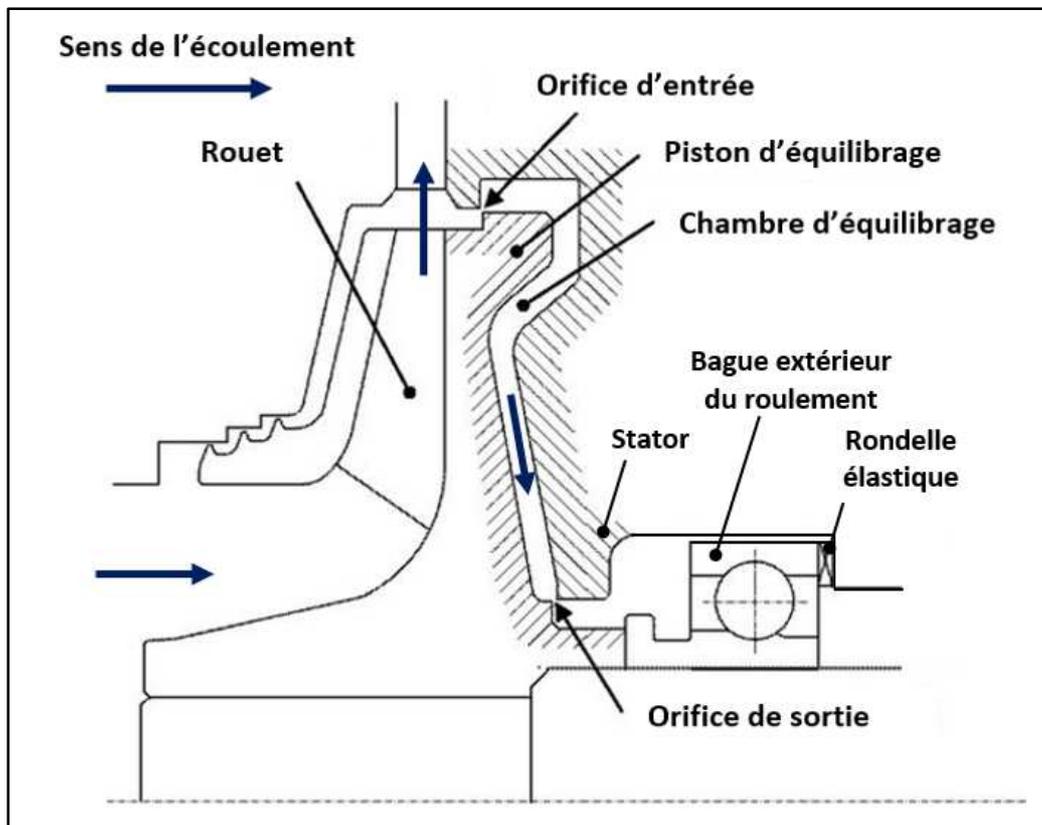


Figure I-4. Piston d'équilibrage [5]

Ces jeux radiaux entre les bagues extérieures des roulements et le stator, également appelés « dead-band clearances », mènent à un comportement dynamique non-linéaire du rotor de la turbopompe. Quelques études numériques et expérimentales portant sur ce sujet ont été publiées.

Yamamoto en 1959 [6] a été le premier à développer un modèle analytique montrant l'influence des jeux radiaux sur la réponse dynamique du rotor. Des calculs non-linéaires effectués en augmentant progressivement le rapport du jeu radial fonctionnel divisé par l'excentricité du balourd ont montré une diminution des vitesses critiques du rotor. De ce fait, le « dead-band clearance » est associé à une modification des vitesses critiques.

Des travaux similaires ont été effectués par Childs en 1984 [7] sur la turbopompe à oxygène du moteur principal de la navette spatiale américaine. Le rotor, illustré sur la Figure I-5, est supporté par une paire de roulements à billes à l'extrémité de la pompe et une autre paire à l'extrémité de la turbine. L'équilibrage axial est assuré par un piston d'équilibrage situé au niveau du deuxième rouet.

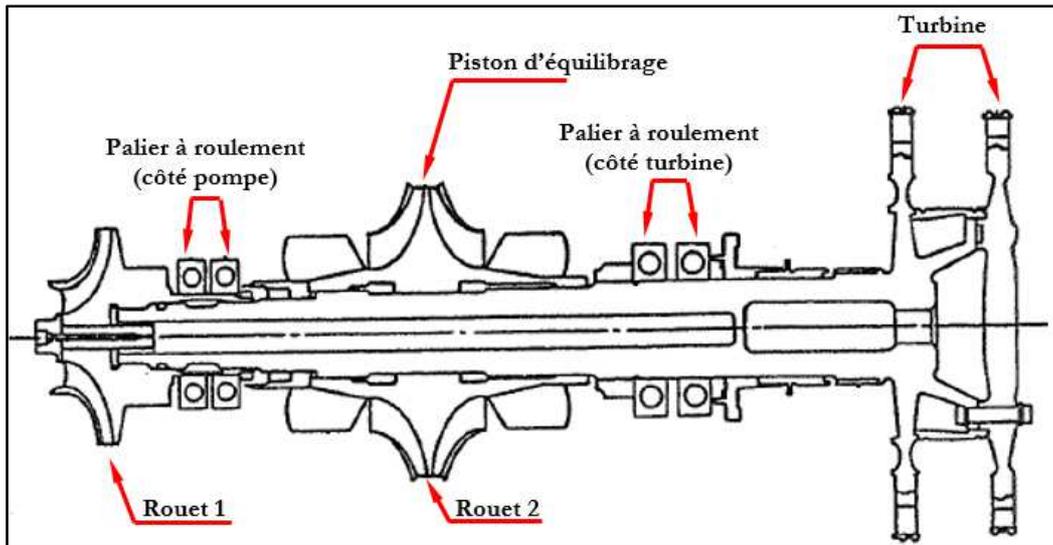


Figure I-5. Rotor de la turbopompe à oxygène du moteur principal de la navette spatiale américaine [7]

Les résultats de Childs montrent que les jeux radiaux prévus entre les bagues extérieures des roulements et le carter pour permettre un mouvement axial sont la source des non-linéarités. De plus, les résultats du modèle non-linéaire sont significativement différents de ceux prédits par les modèles linéaires.

Le modèle non-linéaire de Childs vérifie aussi le comportement dynamique et les effets déduits par Yamamoto [6]. Par rapport aux résultats de Yamamoto, Childs montre que la présence du jeu radial génère un régime de vibration sous-synchrone. De plus, il souligne que les amplitudes des composantes sous-synchrones augmentent en augmentant le balourd alors que les amplitudes de la composante synchrone diminuent.

Yamamoto [6] a décrit l'influence du jeu radial fonctionnel sur la vitesse critique du rotor. L'augmentation du jeu radial diminue les vitesses critiques. L'application pratique de ce résultat a été développée par Goggin et Darden (1992) [8]. Leur étude est focalisée sur le comportement dynamique de la turbopompe à hydrogène du moteur principal de la navette spatiale. Une coupe transversale de cette turbopompe est représentée sur la Figure I-6. Le rotor est constitué de trois rouets (les étages de pompes centrifuges) et d'un disque de turbine qui supporte deux étages d'aubes. Les faces avant et arrière du troisième rouet sont utilisées pour former un piston d'équilibrage. Un roulement à billes, situé à l'extrémité de la pompe avant le premier rouet, et un autre roulement à rouleaux, au voisinage de la turbine, sont utilisés pour supporter le rotor. Les deux roulements sont conçus pour fonctionner avec de faibles jeux radiaux entre la bague extérieure et le stator (« dead-band clearance ») et permettre un mouvement axial du rotor.

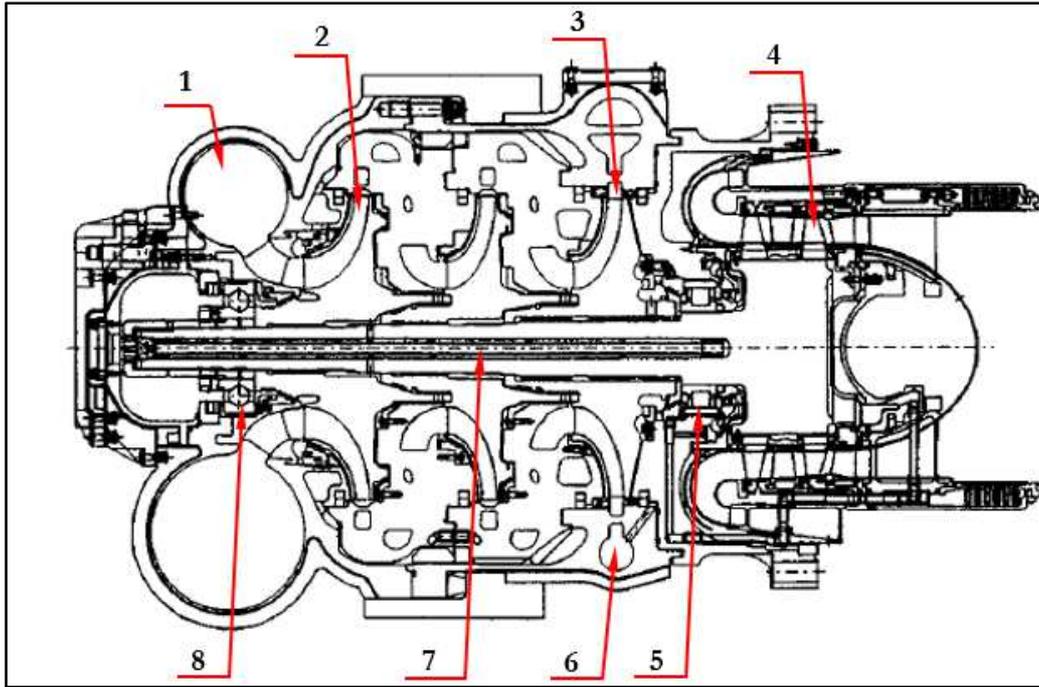


Figure I-6. Turbopompe à hydrogène du moteur principal de la navette spatiale américaine [8]
 (1) Entrée du H₂, (2) Rouet, (3) Piston d'équilibrage axial, (4) Rouet turbine, (5) Roulement à rouleaux (côté turbine), (6) Volute de décharge de H₂, (7) Arbre, (8) Roulement à billes contact oblique (côté pompe)

Les travaux théoriques de Goggin et Darden ont montré que l'augmentation du jeu radial a les conséquences suivantes :

- La fréquence de rotation à laquelle l'amplitude de la réponse dynamique est maximale (considérée par les auteurs comme étant la fréquence critique) diminue,
- L'amplitude à la vitesse critique diminue.

Pour un jeu radial de 25.4 μm , la vitesse critique est réduite de 7% et l'amplitude prédite à cette vitesse est réduite de 20%. Un jeu radial de 50.8 μm supprime le pic associé à la vitesse critique.

Comme cela a été mentionné, la plupart des turbomachines conventionnelles utilisent des roulements à billes à contact oblique préchargés avec un jeu radial entre leurs bagues extérieures et le stator pour assurer le mouvement axial du rotor. Selon Davis et Vallance [9] (1989), la présence du « dead-band clearance » ne vérifie plus les hypothèses classiques de la rigidité de la bague extérieure du roulement parce qu'elle est autorisée à se déformer quand le palier est chargé. La conséquence est donc une réduction de la rigidité du roulement. [10].

L'objectif du travail de Davis et Vallance a été de fournir des outils simples pour mieux comprendre les caractéristiques de rigidité des éléments de roulement et leur impact sur la dynamique du rotor. Des nouvelles méthodes ont été développées pour intégrer des modèles de

flexibilité des bagues extérieures dans la mécanique d'un roulement chargé, en présence d'un jeu radial entre la bague extérieure et le stator. Les résultats des calculs ont montré que la rigidité axiale du rotor est significativement affectée par le « dead-band clearance ».

D'autres travaux théoriques sur le comportement dynamique de la pompe à oxygène du moteur principal de la navette spatiale américaine ont été effectués par Butner et al [11] (1991) et ont montré que le « dead-band clearance » diminue la vitesse critique proportionnellement au jeu radial présent. En effet, toute valeur non nulle du jeu diminue la vitesse critique à une valeur inférieure à la vitesse critique prédite par une analyse linéaire. Les résultats des travaux de Butner et al ont démontré analytiquement que la vitesse critique mesurée peut varier de 30% à la suite du changement du jeu radial fonctionnel.

Peu de travaux expérimentaux sur le problème du « dead-band clearance » sont publiés. Une installation expérimentale simple a été étudiée par Yao-Qun Lin [12] en 1993 (Figure I-7). Le rotor du banc est composé d'un arbre de 584.2 mm de longueur et de 9.65 de diamètre et d'un disque en acier, de 50.8 mm de diamètre et de 25.4 mm d'épaisseur, situé à mi-longueur de l'arbre. L'ensemble est supporté par deux roulements à billes. Le roulement, situé à l'extrémité libre du rotor, est prévu avec un jeu réglable. Une vis de réglage est utilisée pour faire varier le jeu radial. Un moteur électrique entraîne le rotor par l'intermédiaire d'un accouplement élastique. Deux capteurs de déplacement, espacés de 90 degrés dans le même plan, sont installés à côté du disque. Deux jauges de contrainte sont installées parallèlement à l'axe de l'arbre à 90 degrés. Les signaux provenant des jauges de contrainte sont transmis via une bague collectrice fixée sur l'arbre à l'extrémité opposée du moteur. Deux configurations ont été testées : sans et avec jeu radial aussi bien en position horizontale que verticale. La vitesse maximale de rotation est de 15000 tr/min.

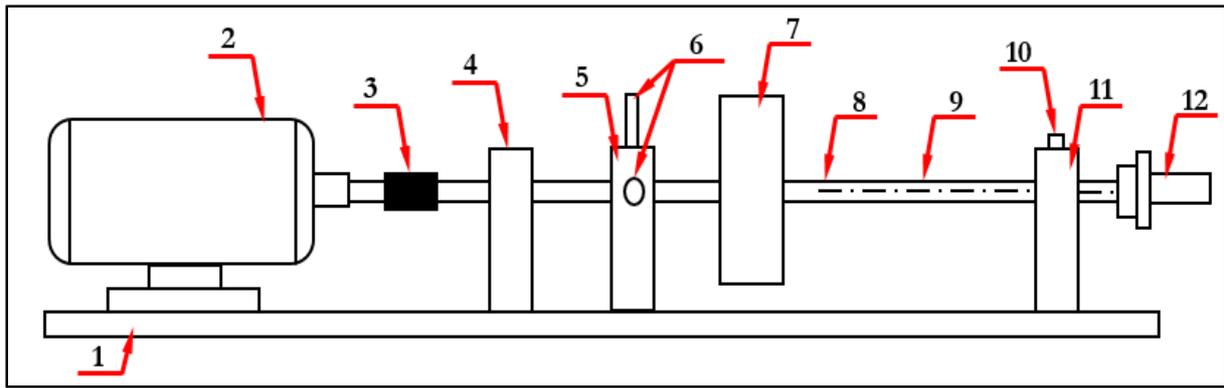


Figure I-7. Banc d'essai du Yao-Qun Lin [12]

(1) Bâti, (2) Moteur, (3) Accouplement élastique, (4) Support du roulement à bille, (5) Support des capteurs, (6) Capteurs de déplacement, (7) Disque, (8) Jauge de contrainte, (9) Arbre, (10) Vis de réglage, (11) Support du roulement à bille, (12) Bague collectrice

Selon Yao, le jeu entre les bagues extérieures des roulements et leur logement produit des vibrations sous-synchrones quand la vitesse de rotation se rapproche du double de la fréquence du premier mode propre. La fréquence des vibrations sous-synchrones est constante et égale à la fréquence du premier mode propre. Dans les essais de Yao, les vibrations sous-synchrones ne sont présentes que ponctuellement, autour d'une vitesse égale au double de la fréquence du premier mode, et disparaissent une fois que cette vitesse est dépassée. Les mêmes signatures vibratoires sont enregistrées durant le ralentissement (une composante sous-synchrone à une vitesse de rotation voisine du double de la fréquence du premier mode propre) sans aucun phénomène d'hystérésis. Yao considère que cette composante sous-synchrone n'est pas le signe d'une vibration auto-entretenu mais simplement un régime bénin déclenché par le jeu fonctionnel. Cette observation est reprise par Kar en 2005 [13] et par Rajagopalan en 2007 [14] dans un contexte légèrement différent⁴.

En dépit des différentes évolutions technologiques des turbopompes, le jeu radial fonctionnel entre les bagues extérieures des roulements et le stator reste le seul moyen pour conférer au rotor un degré de liberté axial. Cette situation est peu étudiée expérimentalement et numériquement dans la littérature. Afin d'étudier l'impact du jeu radial fonctionnel sur le comportement dynamique du rotor, un boîtier d'essais a été réalisé. Des simulations numériques ont été effectuées en parallèle pour confronter les résultats expérimentaux avec ceux numériques.

La première partie du travail présente la conception et la mise en œuvre du boîtier d'essais destiné à l'analyse expérimentale du comportement vibratoire du rotor. Une analyse modale

⁴ Les travaux de Yao, Kar et Rajagopalan ont été effectués à Texas A&M University sous la direction de John Vance.

expérimentale du rotor est également effectuée dans cette partie pour évaluer les caractéristiques d'amortissement interne du rotor.

La deuxième partie décrit le protocole d'essais et les résultats expérimentaux obtenus avec plusieurs jeux fonctionnels. Les résultats sont tracés sous formes de diagrammes spectraux « waterfalls » et de diagrammes spectraux complets « full-spectrum ».

La troisième partie est dédiée à des analyses numériques du rotor, effectuées en balayant différents paramètres mal connus à priori (jeu, raideur des roulements,...etc.).

Le manuscrit se termine par un chapitre de bilan, une conclusion et des perspectives.

II Conception du banc d'essais

II.1 Généralités

Le banc d'essais construit au département de Génie Mécanique et Systèmes Complexes de l'Institut Pprime à Poitiers est destiné à l'étude expérimentale d'un rotor complexe, représentatif en termes de dimensions, de masse et de répartitions des inerties.

Le rotor est guidé en rotation par deux paires de roulements à billes à contact oblique ; la première paire est située entre le premier et le deuxième rouet tandis que la deuxième paire est placée entre le deuxième rouet et la turbine (Figure II-1). Pour assurer le déplacement axial du rotor, les roulements sont montés avec un jeu radial fonctionnel entre leurs bagues extérieures et le carter.

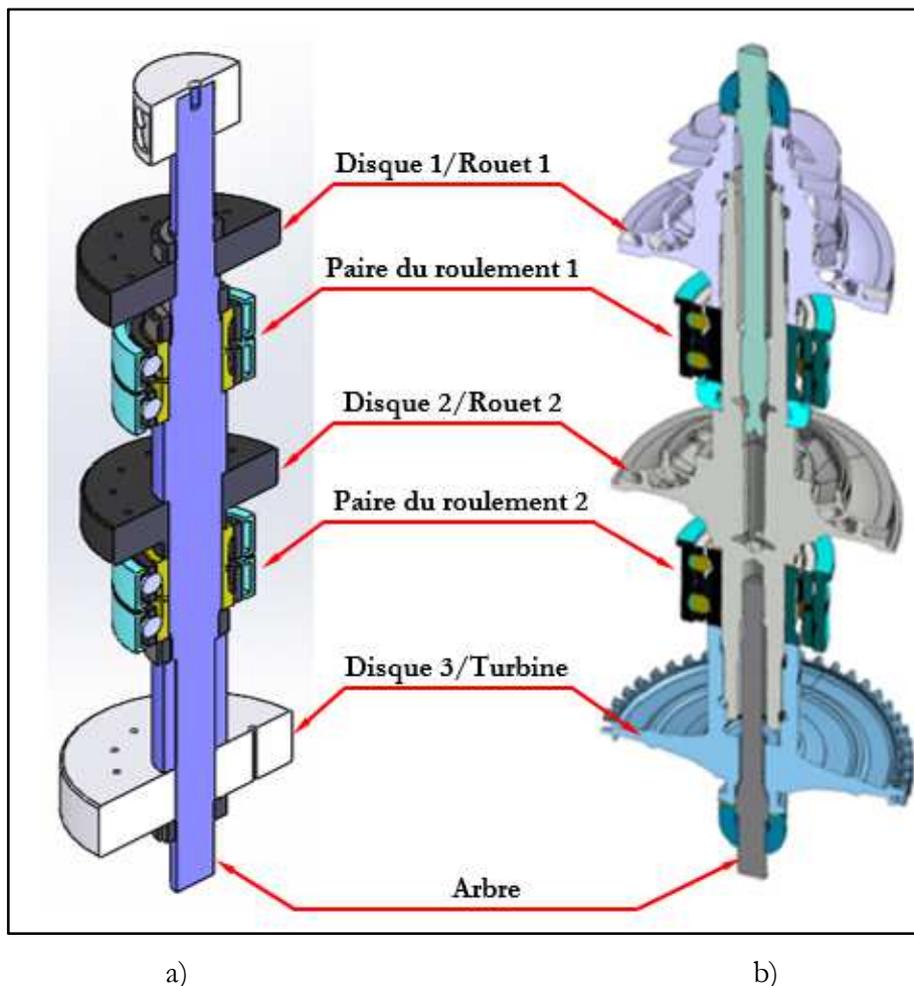
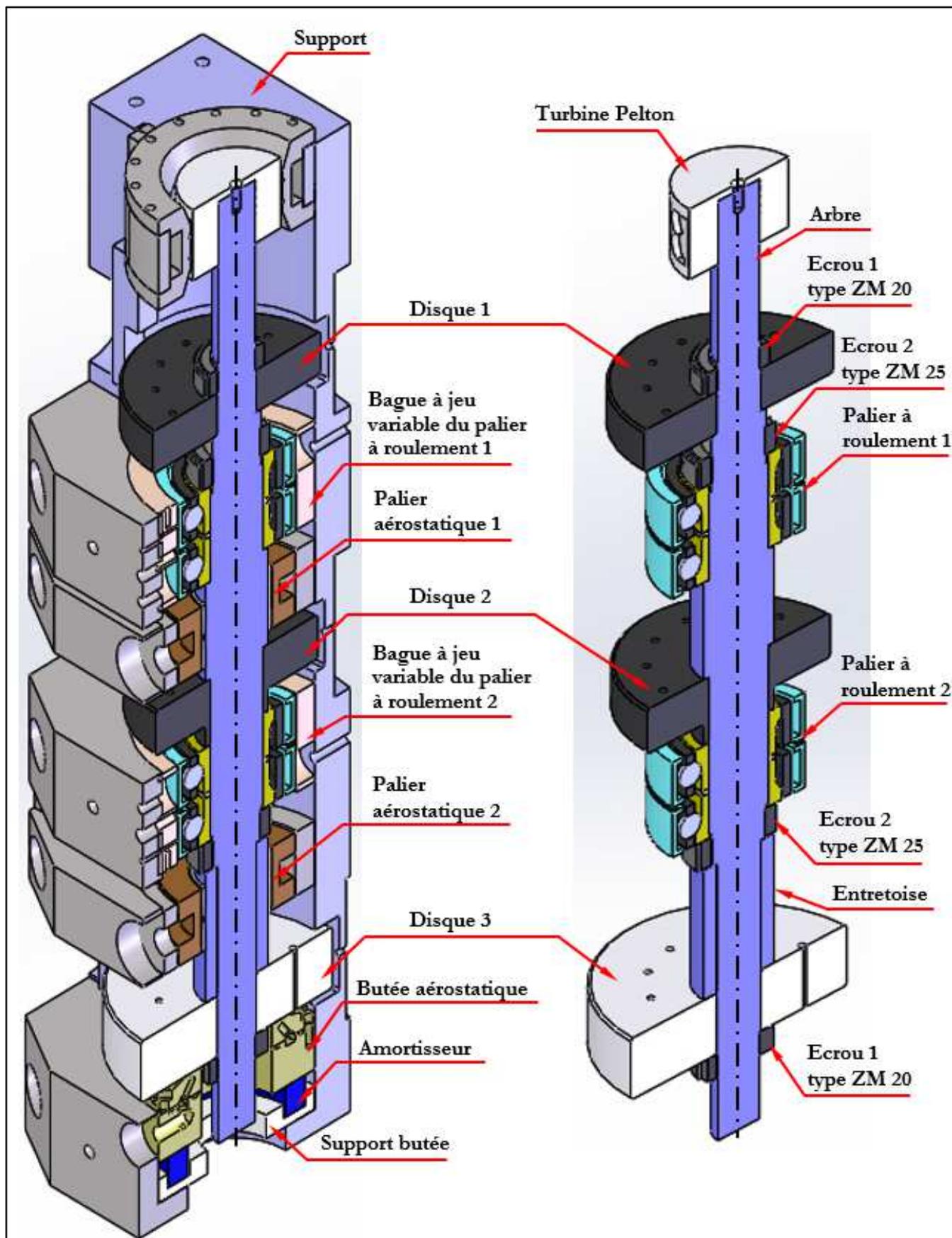


Figure II-1. Coupe transversale du rotor a) du boîtier d'essai b) de la turbopompe à hydrogène

Les deux rouets et la turbines sont modélisés par des disques. Les joints d'étanchéités présents sur les rouets sont remplacés par des paliers aérostatiques. Ces paliers aérostatiques sont une source importante de l'amortissement du rotor. Le rotor est entraîné en rotation par une turbine-Pelton. Son poids est supporté par une butée aérostatique. Une vue en coupe du banc montrant les différents organes de guidage et une vue d'ensemble sont présentées respectivement dans la Figure II-2 et la Figure II-3.

Trois valeurs de jeu radial fonctionnel sont visées : 25 μm , 50 μm et 75 μm . Pour adapter le banc aux trois jeux radiaux, des pièces cylindriques sont montées sur la partie statorique. Elles sont appelées "bagues à jeu variable" et s'intercalent entre les bagues extérieures des roulements et le stator. Ces pièces ont toutes le même diamètre extérieur et la même longueur mais des diamètres intérieurs avec des valeurs nominales différentes. Ainsi, la différence entre le diamètre intérieur de ces bagues et le diamètre extérieure des bagues extérieures des roulements définit le jeu radial fonctionnel.



a)

b)

Figure II-2. Coupe du rotor a) monté dans son logement b) isolé

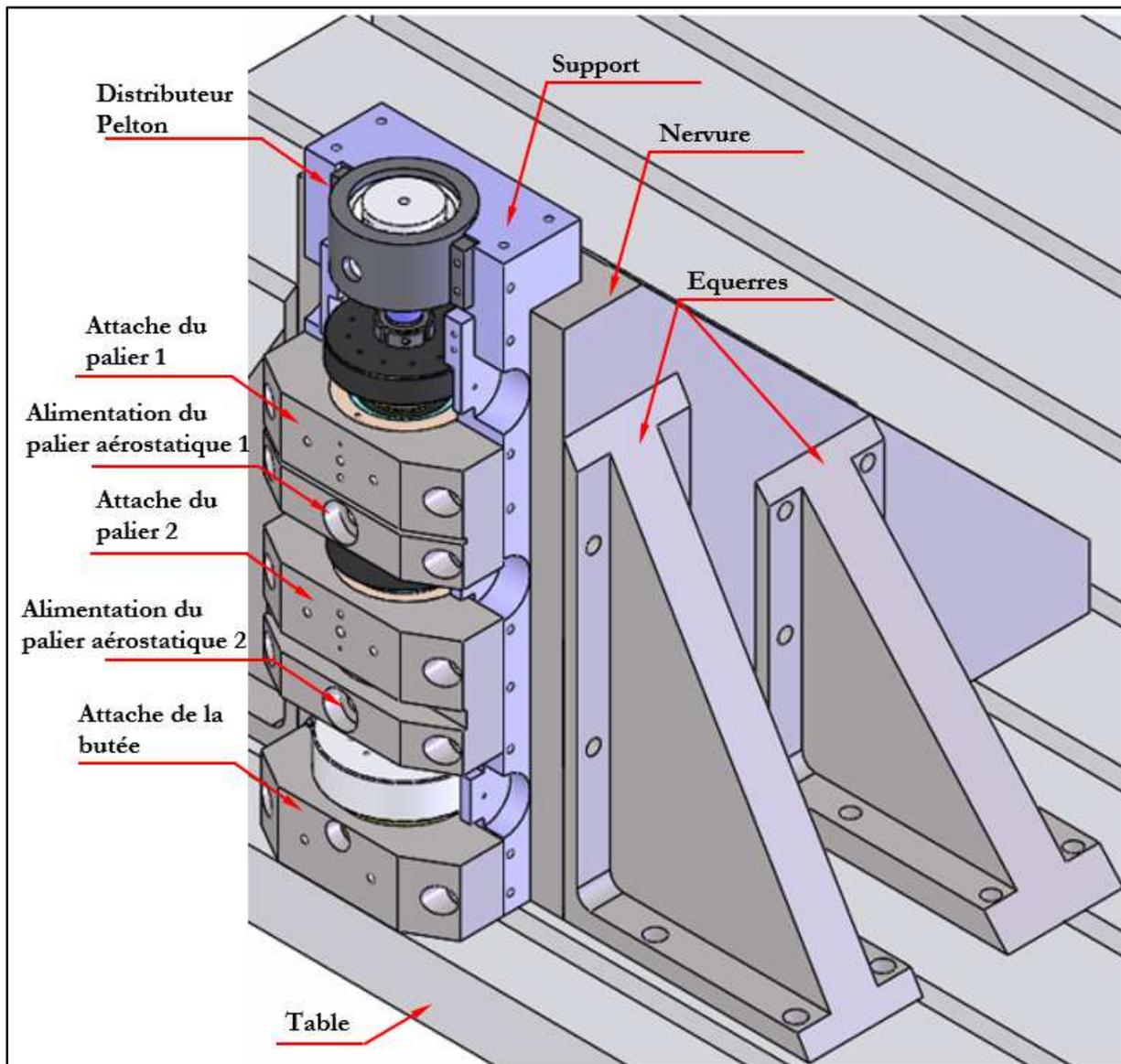


Figure II-3. Vue d'ensemble du banc

Le dispositif d'essais est monté en position verticale, maintenu par un support et des nervures renforcées par des équerres. L'ensemble est fixé par vissage sur une table rainurée en fonte.

II.2 Dimensionnement

II.2.1 Le rotor

Le rotor représenté sur la Figure II-4 doit avoir une longueur, une masse et des moments d'inerties proches de la machine réelle (Tableau II-1). Le choix de la conception du rotor se porte sur un arbre plein en titane. En effet pour respecter la contrainte de masse et avoir un mode de flexion à une fréquence inférieure à 50000 tr/min. L'utilisation de l'acier impose un arbre creux

avec une épaisseur relativement faible et donc une résistance limitée. Le choix du titane permet de pallier ces problèmes. L'arbre est de longueur 400 mm et d'un diamètre variable entre 18.8 et 32 mm. Il est guidé en rotation par deux paires de roulement à billes à contact oblique (Palier à roulement 1 et Palier à roulement 2) montés en "O" et deux paliers aérostatiques. Les roulements sont préchargés par des écrous de précision de type ZM 25 et une rondelle élastique. Pour le démontage des paliers à roulements, les disques 1 et 3 doivent être montés légèrement serré sur le diamètre Ø20 de l'arbre. Le disque 1 est en appui sur l'épaule 1 et arrêté axialement par le serrage de l'écrou 1 de type ZM 20. Le disque 2 est en contact d'un côté avec l'épaule 3 et de l'autre côté avec le palier à roulement 2 arrêté axialement par l'écrou 2 de type ZM 25. Quant au disque 3, il possède, d'un côté, l'écrou 1 comme appui axial et de l'autre côté l'entretoise qui elle-même repose sur l'épaule 4.

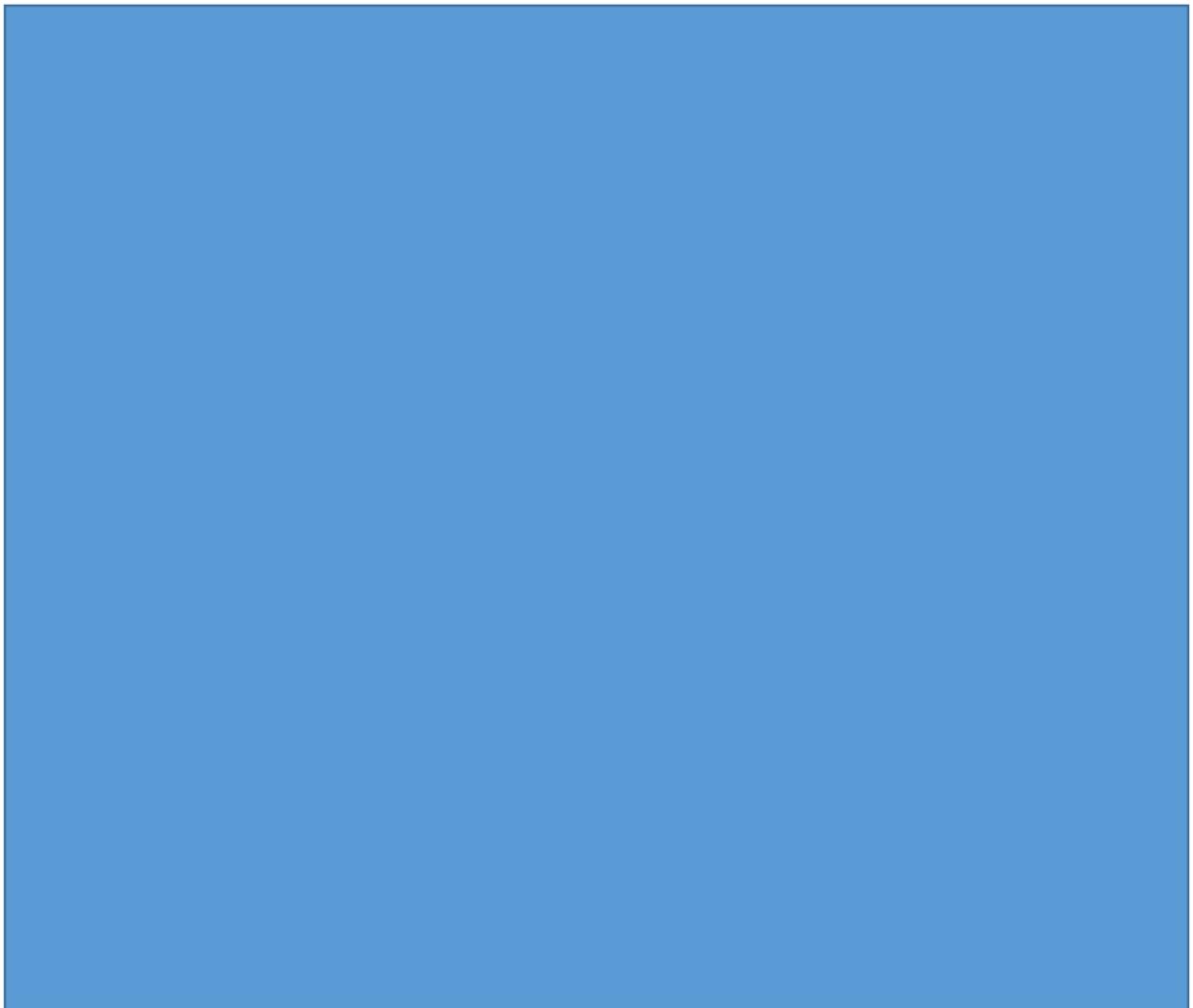


Figure II-4. Dessin d'ensemble du rotor

Afin d'assurer un assemblage sans jeu des disques et des bagues intérieures des roulements jusqu'à des vitesses de rotation de 50000 tr/min, le serrage au couple des écrous de précision (écrou 1 et 2) est indispensable.

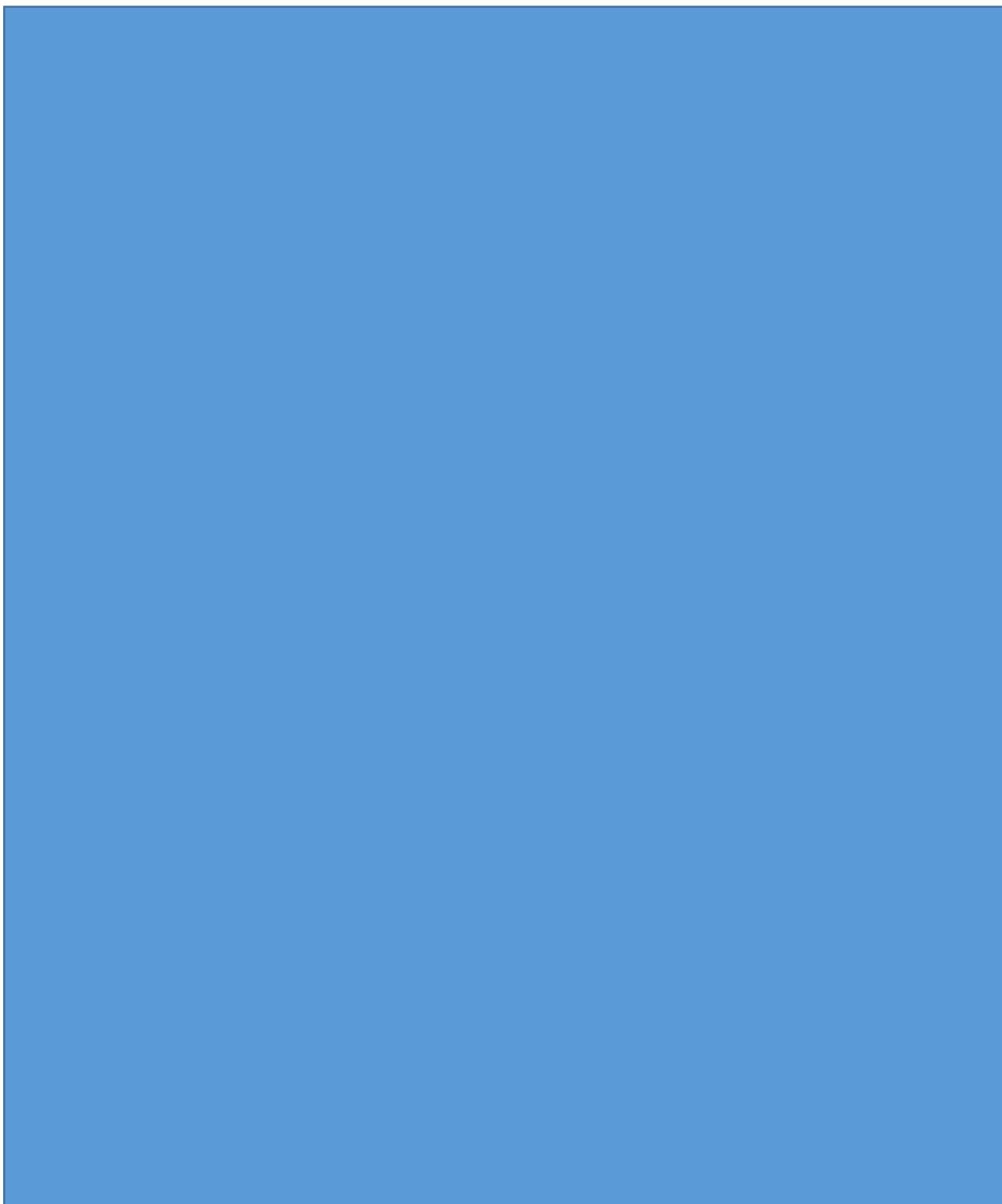


Tableau II-1. Comparaison de la géométrie issue de la conception et du cahier des charges

⁵ CdG : Centre de Gravité

⁶ NC : Non Communiqué

D_i , D_e et L représentent respectivement le diamètre intérieur, le diamètre extérieure et la largeur.

Les deux paliers aérostatiques sont identiques et sont montés sur un diamètre $\varnothing 32$ de l'arbre. Pour cette raison, une entretoise en titane a été ajoutée pour réaliser la portée du palier aérostatique 2.

Une étude comparative des valeurs des masses et des inerties du rotor et les erreurs relatives par rapport au cahier des charges a été effectuée et les valeurs sont fournies dans le Tableau II-1. Les géométries, masses et répartition d'inerties du banc d'essais sont très proches à celles de la machine réelle et l'erreur relative est faible.

Par la suite, une étude des déformations et des contraintes centrifuges des différents composants du rotor a été effectuée pour déterminer l'interférence radiale de montage de chacun des disques.

La répartition des contraintes de Von Mises et des déformations centrifuges de l'arbre en titane sont illustrées sur la Figure II-5 et les valeurs maximales sont respectivement égales à 11.3 MPa et 5.5 μm .

Les contraintes de Von Mises et les déformations maximales des disques, de l'entretoise et des bagues intérieures des roulements sont répertoriés dans le Tableau II-2. Ces résultats montrent l'existence d'importantes contraintes pour les disques. Pour cette raison, le choix d'une limite élastique du matériau avec un coefficient de sécurité de 2 est imposé. Pour les disques 1 et 2 qui sont en acier, une limite élastique au-delà de 660 MPa est indispensable. En revanche, pour le disque 3 qui est en aluminium cette limite est au-delà de 320 MPa.

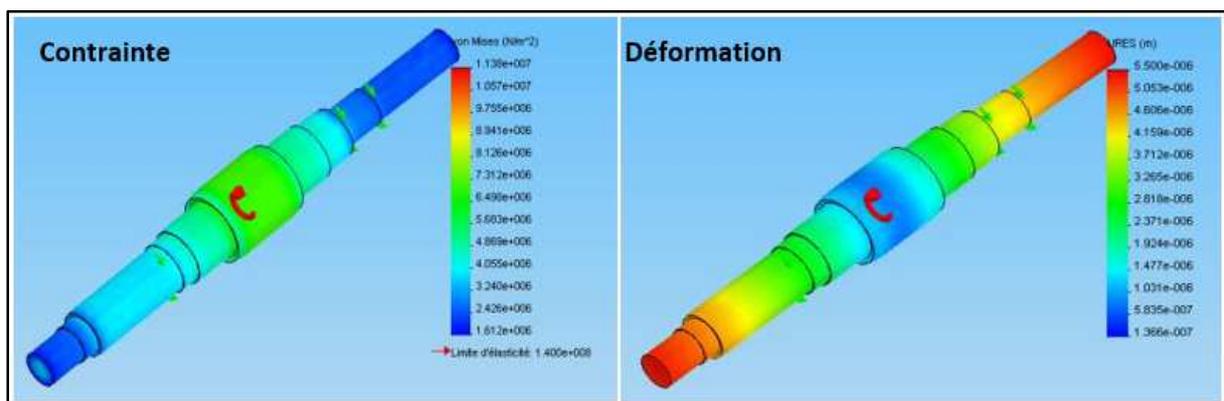


Figure II-5. Contrainte et déformation de l'arbre

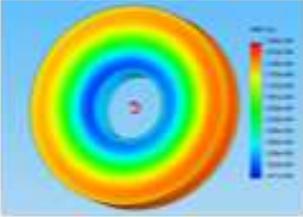
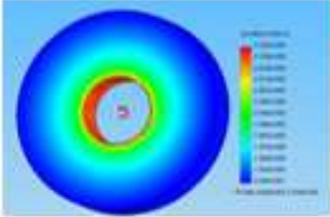
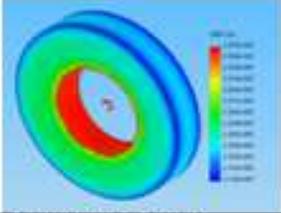
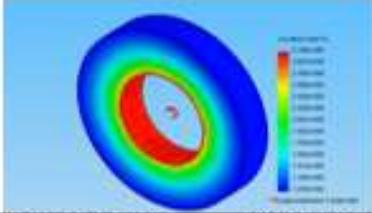
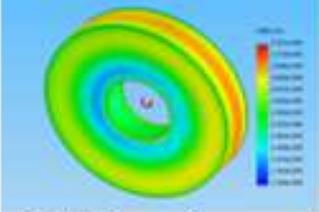
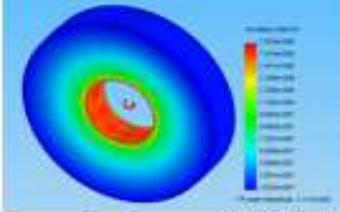
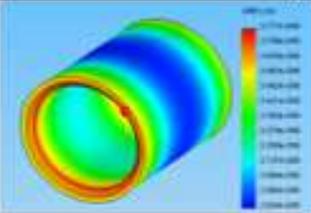
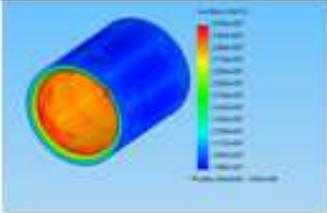
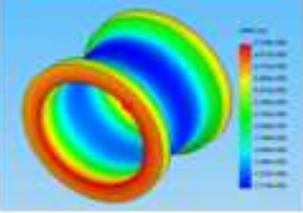
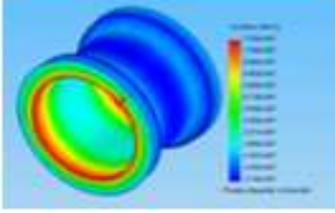
Vitesse 50000 tr/min			
Disque 1 :			
Déformation interface arbre	16 μm	Contrainte maximale	333 MPa
Déformation max	18 μm		
Disque 2 :			
Déformation interface arbre	24 μm	Contrainte maximale	311 MPa
Déformation max	24 μm		
Disque 3 ALUMINIUM :			
Déformation interface arbre	25 μm	Contrainte maximal	161 MPa
Déformation max	28 μm		
Entretoise :			
Déformation interface arbre	3 μm	Contrainte maximale	31 MPa
Déformation max	4 μm		
Bague intérieure roulement :			
Déformation interface arbre	4 μm	Contrainte maximale	75 MPa
Déformation max	5 μm		

Tableau II-2. Déformations et contraintes centrifuges des différents éléments du rotor

II.2.2 Les roulements

L'arbre du boîtier d'essais est supporté par deux paires de roulement à billes à contact oblique montés en "O". Les bagues extérieures et intérieures des roulements sont en acier inoxydable martensitique de type Z 100, les billes sont en céramiques et les cages sont en graphite. Les roulements ne sont pas lubrifiés.

Les valeurs des raideurs des roulements, fournis par Snecma pour une charge e 800 N sont variables et évoluent en fonction de la vitesse de rotation comme le montre la Figure II-6.

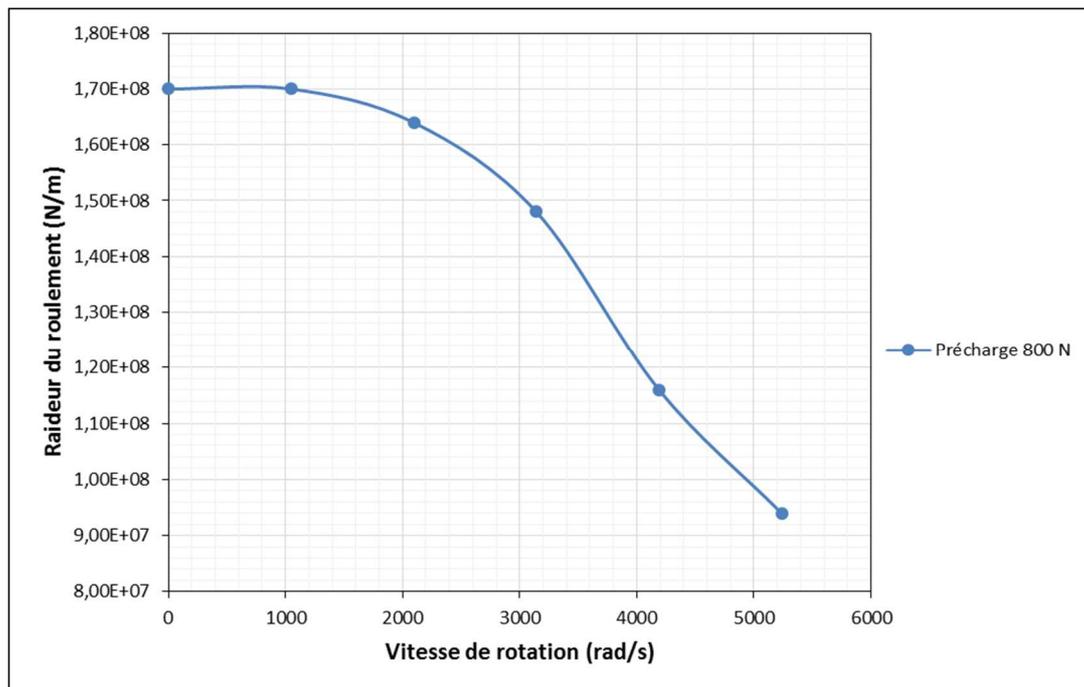


Figure II-6. Evolution de la raideur du roulement en fonction de la vitesse de rotation

La Figure II-7 représente une vue en coupe d'une paire de roulement. Une entretoise et une rondelle élastique de précharge sont installées respectivement entre les deux bagues intérieures et extérieures des roulements. La rondelle élastique sert à maintenir la précharge. La valeur de la précharge est réglée par le biais de l'entretoise dont l'épaisseur est calibrée,

Le jeu radial de fonctionnement est assuré par le diamètre intérieur de la bague à jeu variable qui est fixée dans le carter.

D'une manière plus générale, le roulement est décrit par sa matrice de raideur. Un modèle dynamique du roulement à cinq degrés de liberté issue de la littérature est présenté et discuté dans l'Annexe 1.

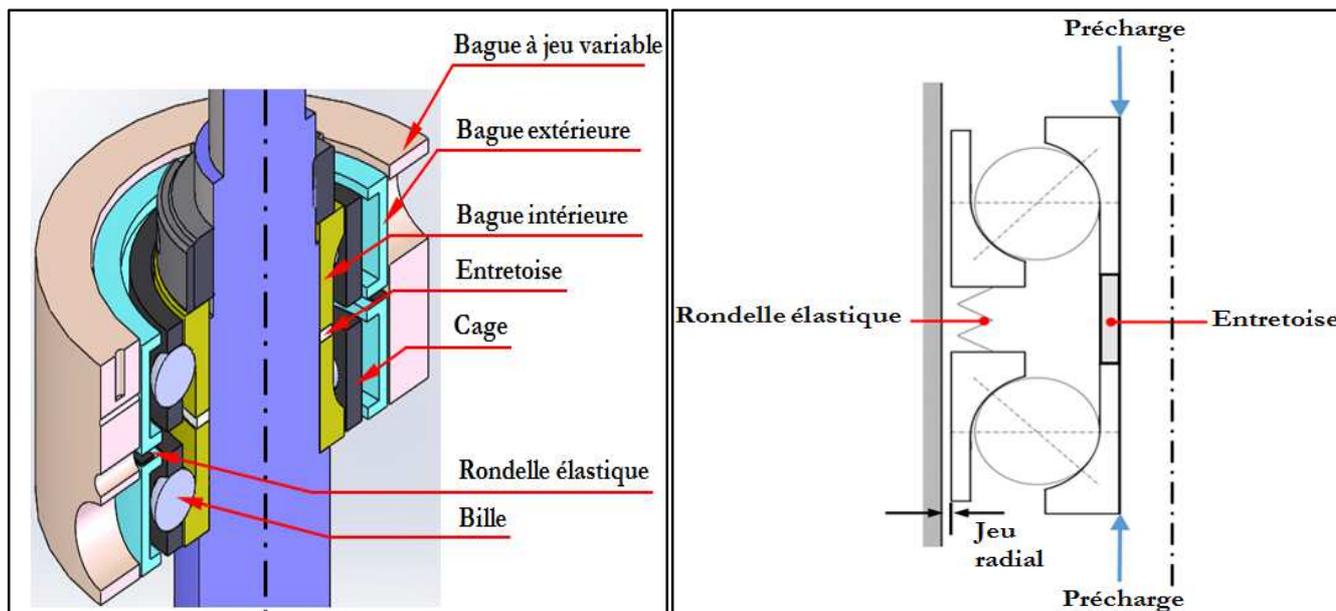


Figure II-7. Vue en coupe du palier à roulement

II.2.3 Paliers et butées aérostatiques

La fonction des paliers et des butées aérostatiques est de réaliser des guidages en rotation ou des supports axiaux ayant une capacité portante à des vitesses nulles [15]. Ils ont également l'avantage de fonctionner à des vitesses élevées avec une bonne précision du guidage grâce à leur raideur. L'instabilité de type « pneumatic-hammer » [16] présente un problème majeur lors de la conception des butées et paliers aérostatiques. Pour s'affranchir ce problème d'instabilité, quelques solutions ont été proposées [15]:

- Utiliser des alvéoles d'alimentation peu profonde et avec un volume réduit.
- Augmenter le rapport de pression entre la zone alvéolaire et la zone d'alimentation en utilisant des orifices de grands diamètres.

II.2.3.1 Palier aérostatique

Les deux paliers aérostatiques du boîtier sont identiques et à injection radiale via 8 orifices de 2 mm de diamètre également espacés dans le plan médian de chaque palier comme montre la Figure II-8. Le palier a une longueur de 27 mm, un diamètre intérieur de 32 mm et un diamètre extérieur de 60 mm. Il se compose d'un support, d'un corps et d'une frette en bronze pour diminuer le couple de frottement entre le palier et le rotor en cas de contact. Le jeu radial nominal entre le palier et l'arbre est de 50 μm avec un intervalle de tolérance de $\pm 10 \mu\text{m}$ radialement.

L'air du compresseur entre par l'orifice d'alimentation puis il passe dans une gorge d'alimentation et enfin il sera évacué via les 8 orifices d'injection. Deux joints toriques assurent l'étanchéité de la gorge d'alimentation⁷.

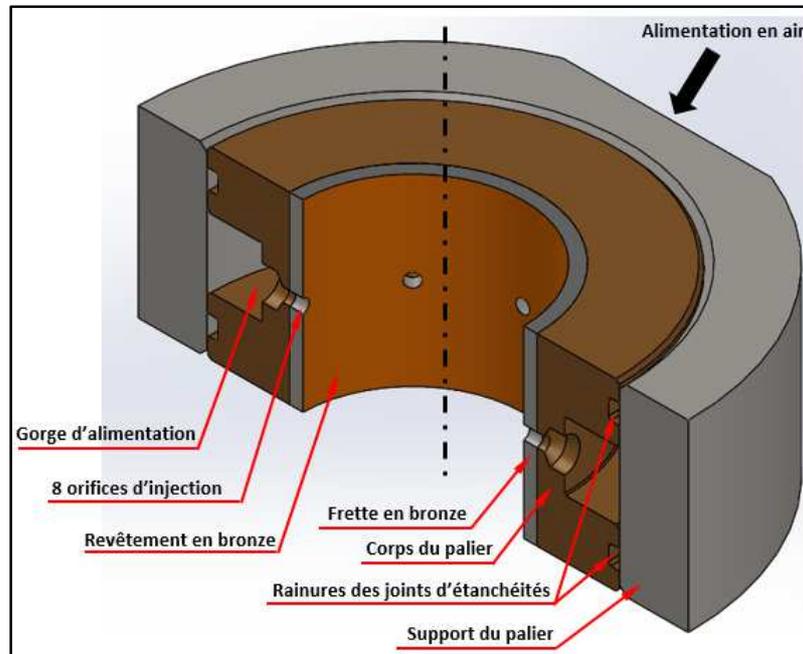


Figure II-8. Vue en coupe du palier aérostatique

Comme il a été mentionné précédemment, les paliers aérostatiques ont l'avantage d'avoir une bonne capacité portante de même qu'une raideur et un amortissement à vitesse de rotation nulle grâce à l'alimentation sous pression. A des vitesses non nulles, la rotation de l'arbre produit un écoulement circonférentiel dans le film d'air lubrifiant ce qui engendre non seulement une portance supplémentaire mais aussi une raideur croisée du palier.

Les coefficients dynamiques (raideur et amortissement) du palier sont indiqués sur la Figure II-9. Ces coefficients sont calculés pour des vitesses de rotation de 0 et 5223 rad/s (soit 50000 tr/min) en supposant un fonctionnement centré et pour des pressions d'alimentation de 5, 7 et 8 bar. Une interpolation polynomiale d'ordre 2 est effectuée pour les autres pressions d'alimentation.

⁷ Un jeu radial de 50 μm entre le rayon extérieur du corps du palier et le rayon intérieur de son support a été réalisé. En effet, le contact entre ces deux derniers est assuré par les joints toriques d'étanchéité. Ce jeu permet au palier de s'auto-aligner en cas de désalignement, vu que la raideur du palier est beaucoup plus grande que celle des joints toriques.

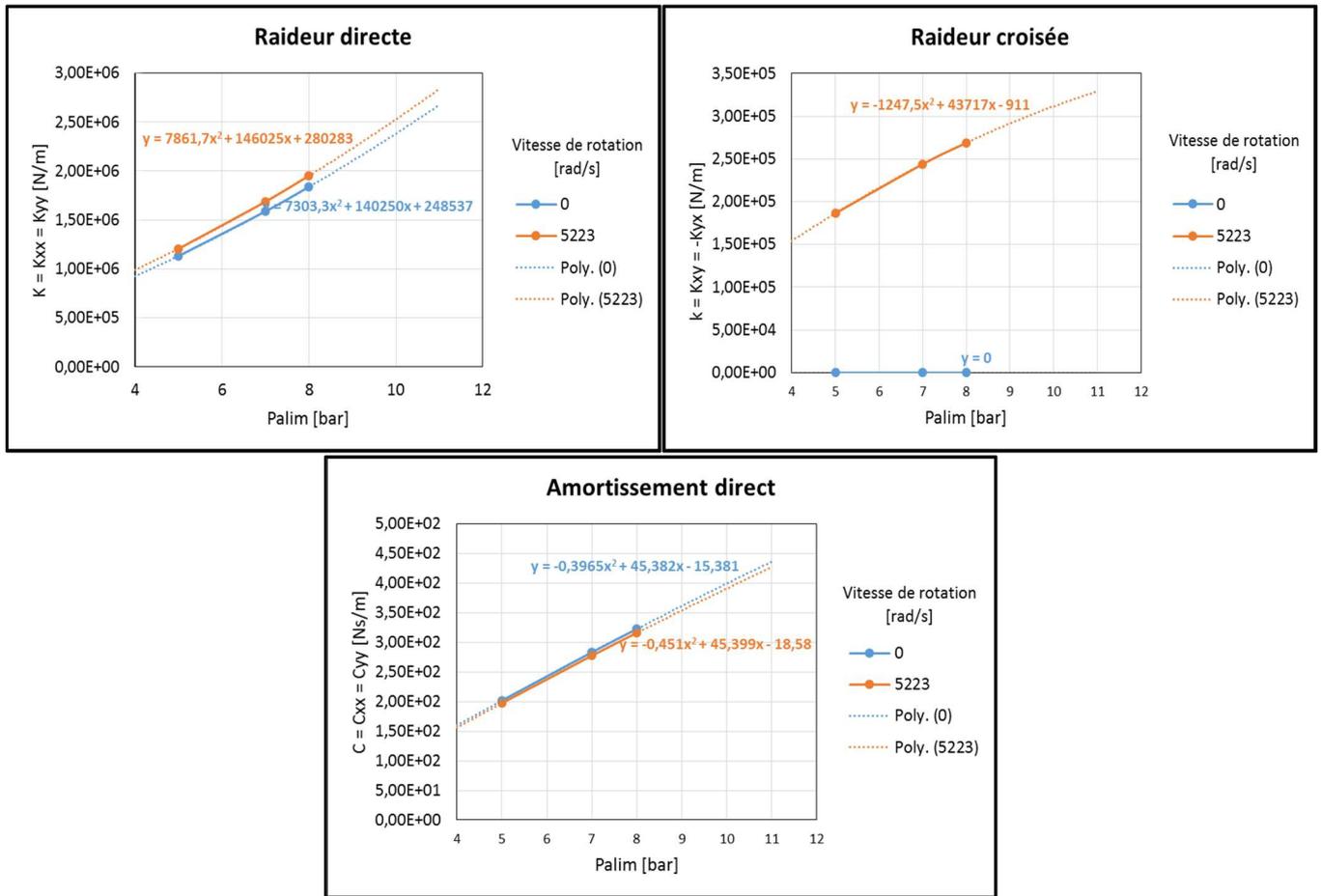


Figure II-9. Coefficients dynamiques du palier aérostique

II.2.3.2 Butée aérostique

La butée aérostique doit supporter la masse de l'arbre, garantir un couple de frottement minimal et ne doit pas interférer avec les modes de vibration de l'arbre. Les différentes parties de la butée sont illustrés dans la Figure II-10 et la Figure II-11. Le grain fixe de la butée est monté en appui sur un amortisseur de type coussin métallique réalisé à partir d'un fil en inox tricoté et comprimé à la presse. De ce fait, les modes propres du système rotor/stator sont fortement amortis et n'interfèrent pas avec les vibrations transversales du rotor.

Le grain mobile de la butée est constitué par la face inférieure du disque 3. L'air du compresseur entre par l'orifice d'alimentation puis il passe dans une gorge d'alimentation et enfin il sera évacué via les 12 orifices d'injection. Deux joints toriques assurent l'étanchéité de la butée.

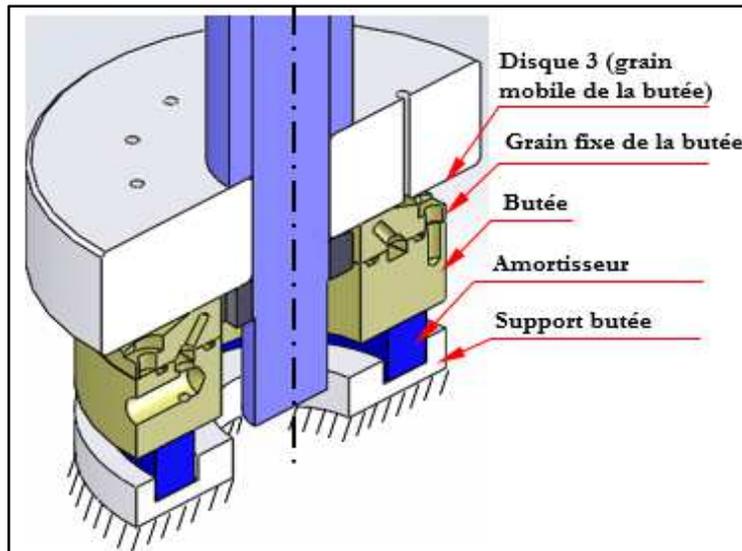


Figure II-10. Vue en coupe la butée aérostique

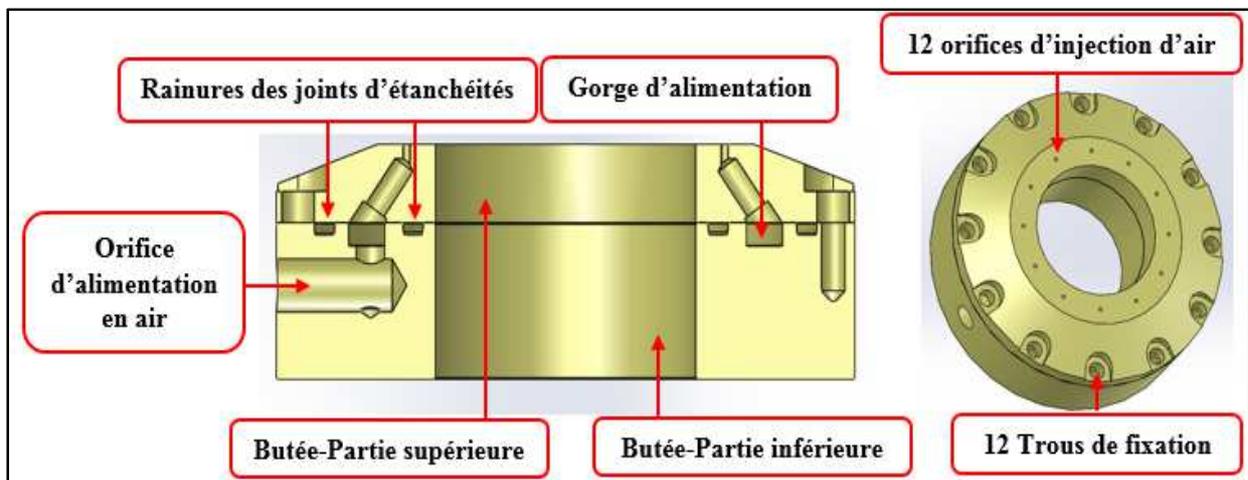


Figure II-11. Dessin d'ensemble de la butée aérostique

II.2.4 La turbine de type Pelton

Le rotor est entraîné par une turbine de type Pelton, réalisée en ABS, vissée à l'extrémité supérieure de l'arbre. Ce choix de matériau offre un usinage facile, une flexibilité du montage et une masse négligeable.

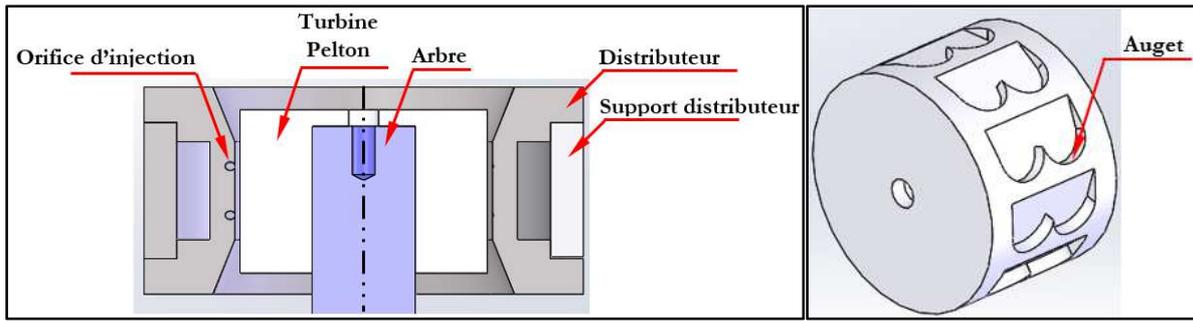


Figure II-12. Dessin d'ensemble de la turbine Pelton

L'injection d'air dans les augets de la turbine Pelton est assurée par les orifices d'alimentation du distributeur comme montre la Figure II-12. La turbine Pelton est fixée sur l'arbre via une vis.

Une étude des déformations et des contraintes centrifuges à 67000 tr/min est présentée dans le Tableau II-3 et montrent des valeurs acceptables.

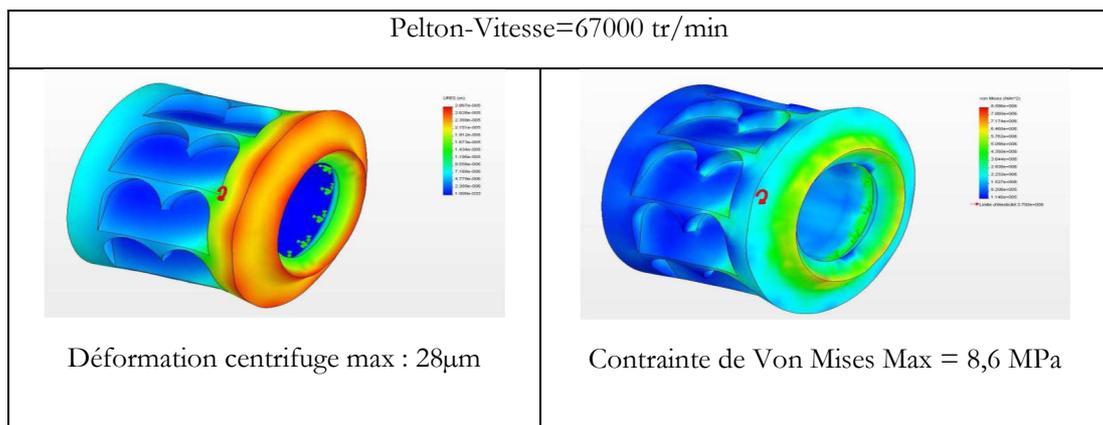


Tableau II-3. Déformation et contrainte centrifuges de la Pelton

II.2.5 Le bâti

Le bâti représente la partie destinée à supporter tous les éléments fonctionnels du banc (Figure II-3). Il est monté sur une table rainurée en fonte. La table est montée sur des roulettes en caoutchouc afin d'améliorer l'isolation vibratoire avec le sol et de faciliter les déplacements du banc. Le bâti consiste en un assemblage boulonné d'un support, de nervures et d'équerres. Pour assurer la coaxialité des quatre paliers (deux paliers aérostatiques et deux paliers à roulements), le support, montré dans la Figure II-13, est réalisé en une seule pièce massive. Ainsi, la coaxialité est assurée par l'usinage et ne demande pas de réglage délicat. Le rotor, muni des roulements et des paliers aérostatiques, est engagé dans son support par un mouvement de translation horizontale. Cette méthode rend le banc simple à utiliser mais non flexible.

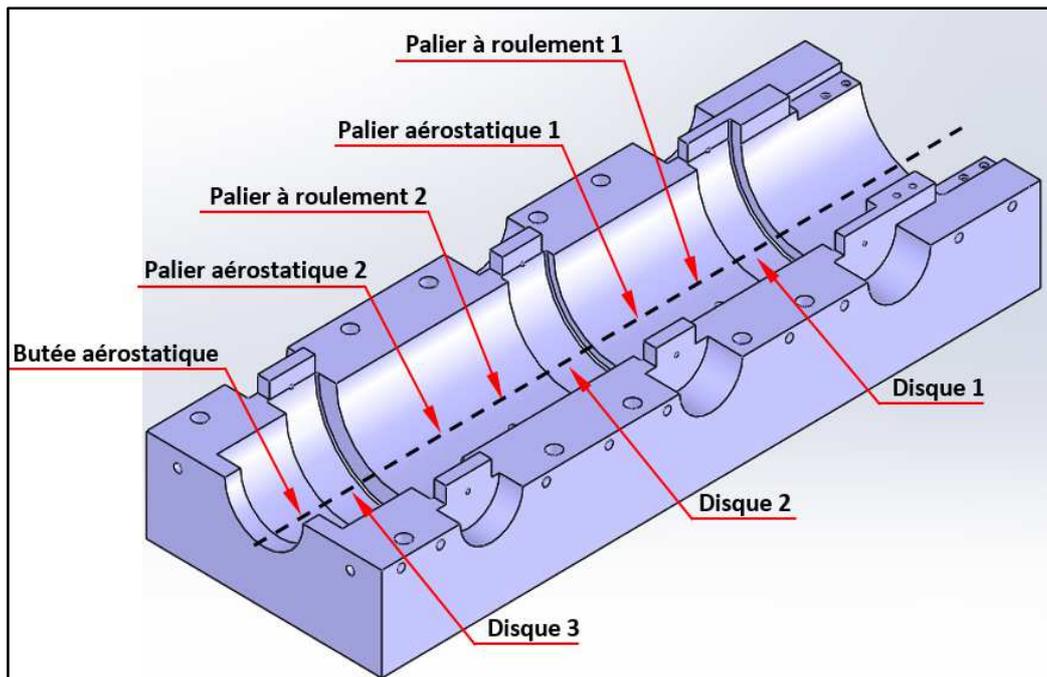


Figure II-13. Support du rotor

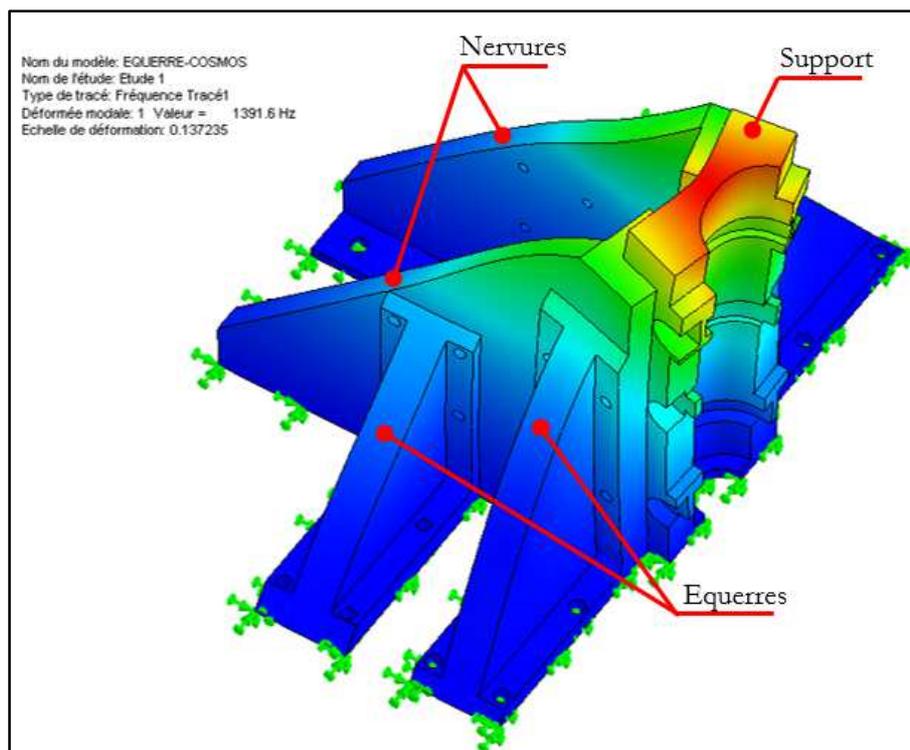


Figure II-14. Déformée du premier mode du bâti à 1370 Hz

Le principal point critique de la conception de cet ensemble est son dimensionnement fréquentiel. En effet, aucun mode propre ne doit apparaître dans la plage de fonctionnement. Afin d'éloigner les fréquences propres de la plage d'essai, des équerres ont été ajoutées au bâti. Le support, les nervures et les équerres sont en acier inoxydable 304L. En fixant tous les

déplacements des faces en contact avec la table, l'analyse fréquentielle du bâti, exécutée à l'aide du logiciel commercial CosmosWorks, met en évidence une première fréquence propre à 1370 Hz soit 82200 tr/min. En supposant que la vitesse maximale atteinte par le rotor soit de 50000 tr/min (833.33 Hz), le dimensionnement apporte un coefficient de sécurité de 1.6. La forme du premier mode propre du bâti est représentée sur la Figure II-14.

Afin d'éliminer la propagation des vibrations du banc à la table rainurée, des amortisseurs de type coussin métallique sont installés entre la table et le bâti. Les amortisseurs sont recouverts d'un caoutchouc antidérapant sur les deux faces.

II.3 Montage et équilibrage du rotor

Le premier palier aérostatique est situé entre le disque 1 et le disque 2 et le deuxième palier entre le disque 2 et le disque 3 comme montre la Figure II-15. Il est donc indispensable de démonter deux disques et une paire de roulement pour mettre en place les deux paliers fluide.

Le montage de ces paliers se fait après équilibrage de l'ensemble du rotor monté et composé par l'arbre, les trois disques, les deux paires du roulement, l'entretoise et les quatre écrous de précision. L'équilibrage se fait en trois étapes :

1. Equilibrage des disques.
2. Equilibrage de l'arbre seul.
3. Equilibrage de l'ensemble monté.

Pour obtenir peu de perte de qualité sur l'équilibrage lors du remontage, on limite la dispersion de la position de chaque pièce en mettant des cotes d'assemblage type H7/m5. De plus la position angulaire des disques est repérée. Ces deux procédés garantissent une répétabilité de montage de l'arbre.

Le démontage du rotor de son bâti se fait en démontant les attaches qui maintiennent les roulements et les paliers en place (Figure II-3). L'arbre muni de ses roulements et paliers est alors dégagé de ses supports.

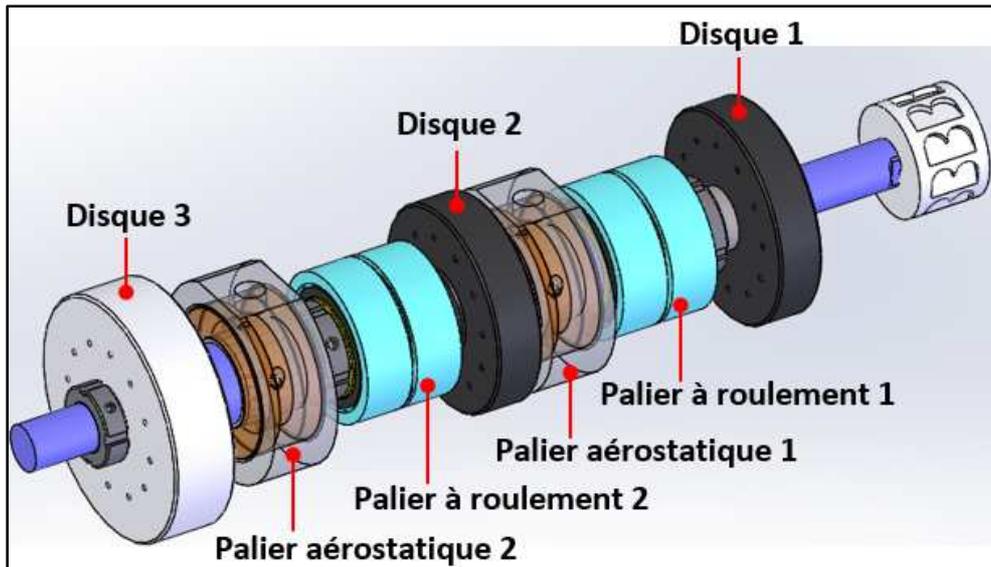


Figure II-15. Montage des paliers fluides après équilibrage

II.4 Analyse modale expérimentale du rotor suspendu

Afin d'évaluer les caractéristiques d'amortissement interne du rotor, des essais d'analyse modale ont été réalisés. Des essais préliminaires ont été exécutés sur l'arbre tout seul puis sur l'ensemble composé de l'arbre, l'entretoise et les disques. Les essais ont été effectués en conditions libre-libre. Le rotor étant suspendu horizontalement à l'aide de deux fils (Figure II-16).

II.4.1 Analyse modale expérimentale de l'arbre seul

La structure est excitée à l'aide d'un marteau de choc ; 8192 échantillons par seconde sont utilisés pour l'enregistrement des signaux. Un capteur de force dynamique, vissé à l'extrémité du marteau, est utilisé pour mesurer la force d'impact. La réponse de la structure est fournie par un accéléromètre fixé sur l'arbre soit dans le plan de l'impact ou dans un autre plan. La chaîne de mesure est représentée dans la Figure II-16 pour une analyse modale de l'arbre seul suspendu par deux fils. Elle consiste à acquérir les signaux temporels de la force (trait rouge) et de l'accélération (trait bleu), montrés dans la Figure II-17, et de déterminer la fonction de transfert de ces derniers. Une FFT est appliquée par la suite à ces signaux. Le rapport entre la sortie (la FFT de l'accélération) et l'entrée (la FFT de la force) représente la fonction de transfert. L'amplitude de cette dernière est représentée en fonction de la fréquence dans la Figure II-18. Ce résultat est utilisé pour l'identification des fréquences propres et de l'amortissement modal de la structure.

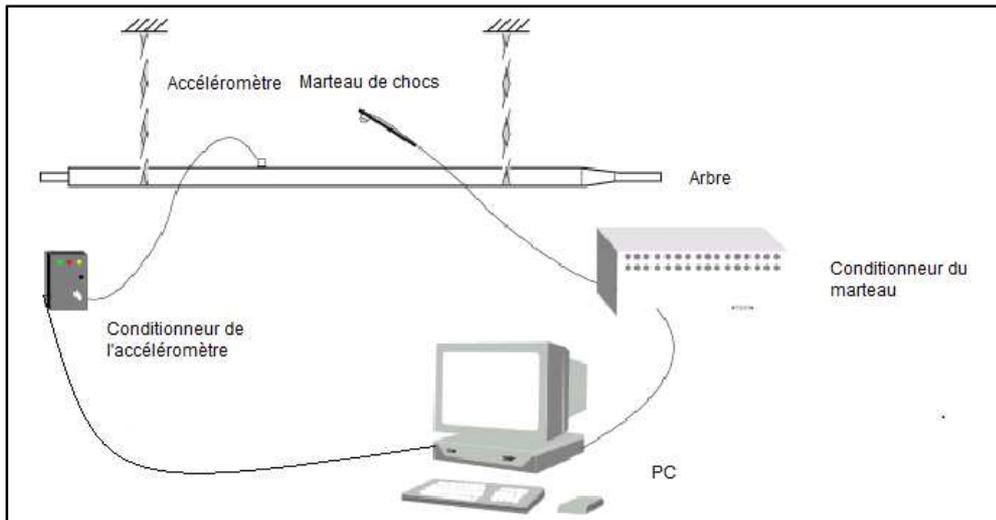


Figure II-16. Synoptique de la chaîne de mesure utilisée pour les essais d'analyse modale

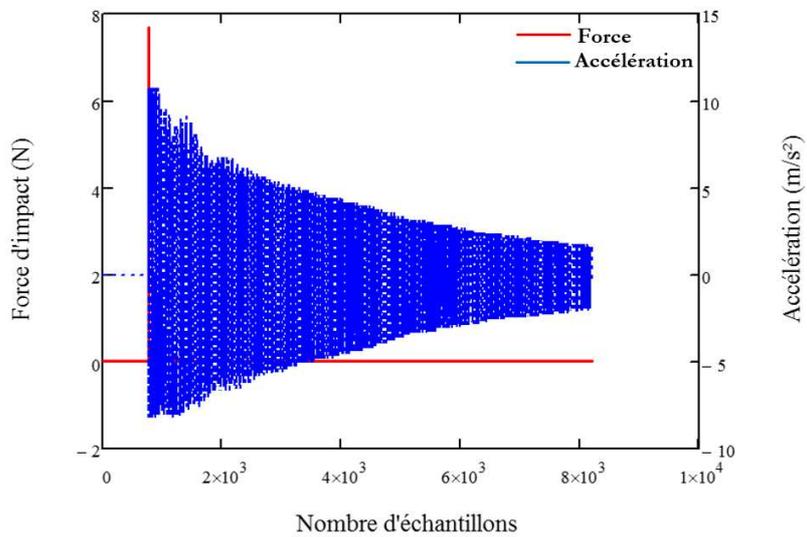


Figure II-17. Signaux temporels de la force d'impact et de l'accélération

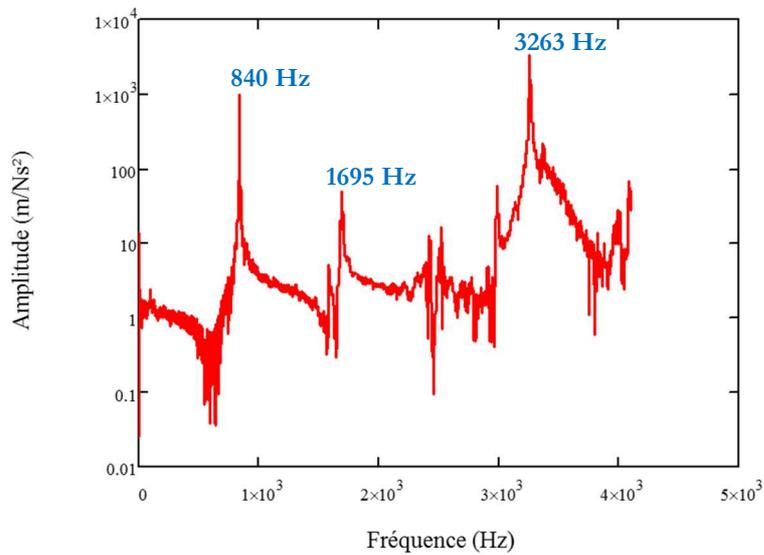


Figure II-18. Réponses fréquentielles de l'arbre seul suspendu

Des calculs avec des modèles 1D de type poutre de Timoshenko ont été effectués au moyen de deux outils (Fortran et Samcef). Les fréquences propres déterminées numériquement et identifiées expérimentalement sont indiquées dans le Tableau II-4. On note que la différence entre les résultats des modèles et les mesures est faible.

	Fortran (Hz)	Samcef (Hz)	Expérimental (Hz)
Mode 1	805.8	807.39	840
Mode 2	1674.78	1674.27	1695
Mode 3	3222.58	3234.93	3263

Tableau II-4. Fréquences propres de l'arbre suspendu

II.4.2 Analyse modale expérimentale de l'ensemble arbre, entretoise et disques

Dans cette partie, le rotor se compose de l'arbre, des disques et de l'entretoise comme indiqué dans la Figure II-19. Les quatre écrous de serrages ne sont pas montés. La procédure d'essais précédente est répétée pour ce rotor. Les réponses fréquentielles sont représentées dans la Figure II-20. Les trois premières fréquences propres déterminées expérimentalement sont situées à 456 Hz, 1095 Hz et 1523 Hz. Les résultats des calculs sont montrés dans le Tableau II-5. Une légère différence est remarquée entre les résultats numériques et expérimentaux.

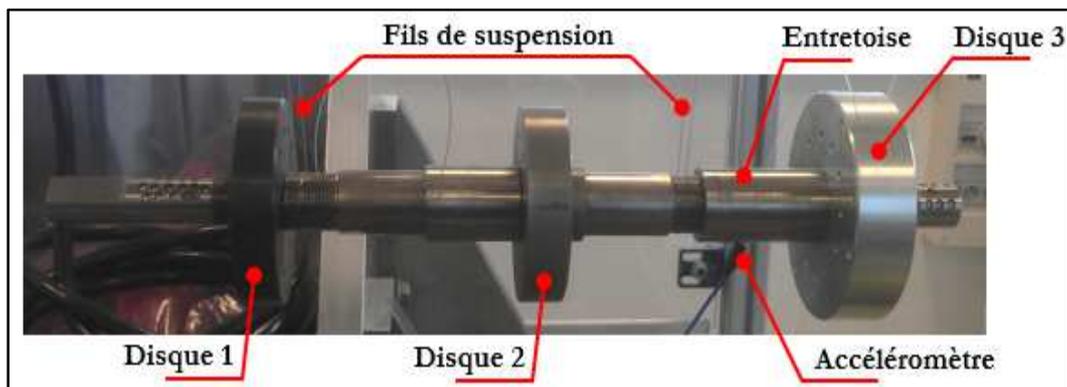


Figure II-19. Ensemble (arbre, entretoise et disques) en configuration libre-libre

	Fortran (Hz)	Samcef (Hz)	Expérimental (Hz)
Mode 1	454.7	450.4	456
Mode 2	1043.7	1009.9	1095
Mode 3	1483.4	1467.5	1523

Tableau II-5. Fréquences propres de l'ensemble (arbre, entretoise et disques) en libre-libre

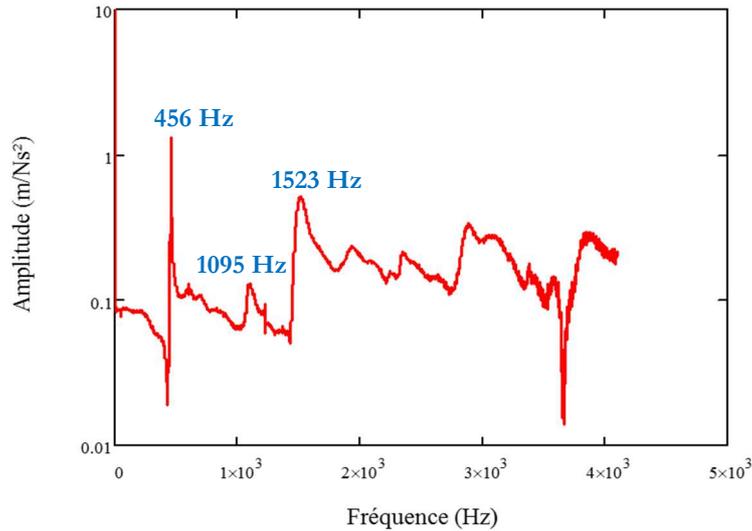


Figure II-20. Réponses fréquentielles de l'ensemble arbre-entretoise et disques en configuration libre-libre

II.4.3 Analyse modale expérimentale du rotor complet

Le rotor complet est composé de l'arbre, l'entretoise, les disques, les deux paires de roulements et les écrous de précision. Afin de ne pas détériorer les parties fonctionnelles du rotor, les impacts ont été appliqués sur l'écrou de serrage (côté disque 3) et l'accéléromètre a été collé sur le disque 2 dans le même plan d'impact (plan YZ) comme montre la Figure II-21.

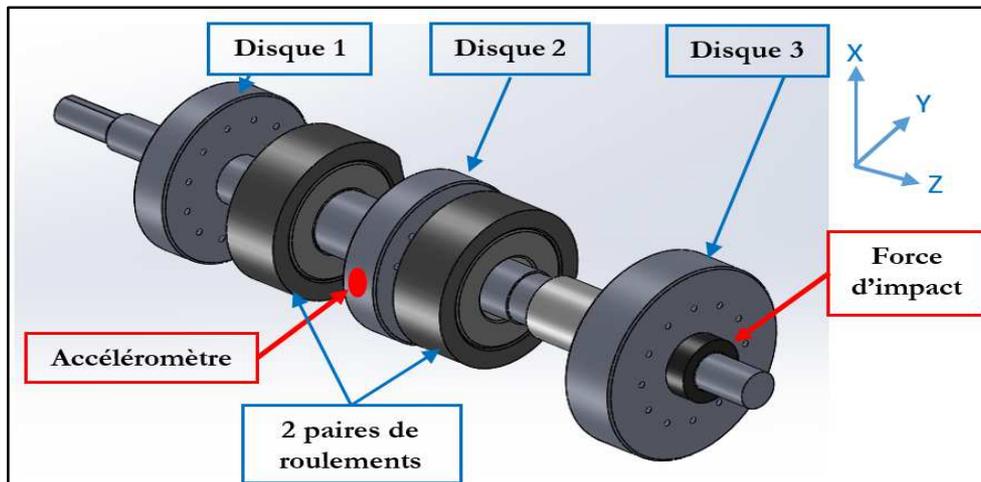


Figure II-21. Procédure de mesure de l'accélération

L'amplitude de la fonction de transfert en fonction de la fréquence est tracée dans la Figure II-22. Les trois premières fréquences propres expérimentales du rotor complet en conditions libre-libre sont à 600 Hz, 1382 Hz et 2219 Hz. Les résultats des calculs Fortran et Samcef sont indiqués dans le Tableau II-6. La valeur de la fréquence du premier mode est quasiment la même

expérimentalement et numériquement. Pour le deuxième mode, l'écart est faible entre les résultats issus de l'outil Samcef et expérimentaux et il est important entre les résultats issus de l'outil Fortran et expérimentaux. En revanche, une grande différence a été remarquée pour le troisième mode. Cette différence peut être due à la modélisation des roulements par des disques.

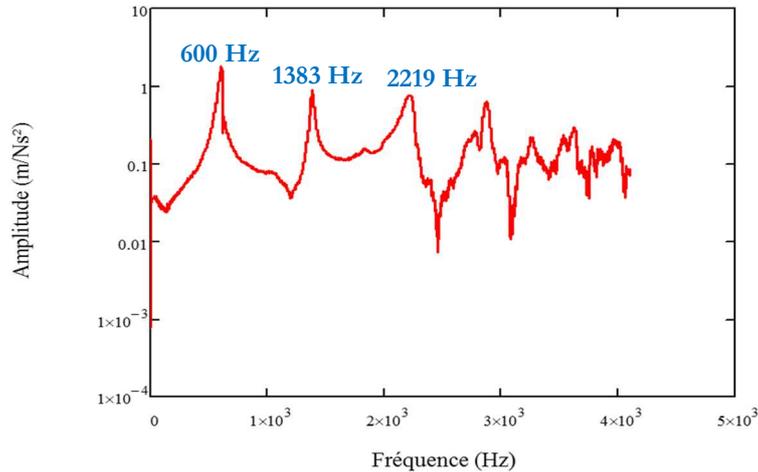


Figure II-22. Réponses fréquentielles du rotor complet en configuration libre-libre

	Fortran (Hz)	Samcef (Hz)	Expérimental (Hz)
Mode 1	600.51	598.34	609
Mode 2	1043.7	1317.15	1383
Mode 3	1483.4	1867.70	2219

Tableau II-6. Fréquences propres du rotor complet en libre-libre

Les amortissements modaux des trois premiers modes enregistrés expérimentalement sont calculés à l'aide de la méthode des points de demi-puissance [17]. L'amortissement modal est défini tel que :

$$\xi = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad \text{Eq II-1}$$

Où ω_2 et ω_1 correspondent à l'intersection de la droite d'équation $A_{rés}/\sqrt{2}$ avec la courbe (Figure II-23), $A_{rés}$ étant l'amplitude maximale du mode dont la fréquence propre est ω_n .

Le Tableau II-7 récapitule les valeurs des amortissements modaux des trois premiers modes du rotor complet. Les amortissements du premier et du troisième mode ont presque la même valeur (1.8% et 1.9%) ; le deuxième mode est faiblement amorti.

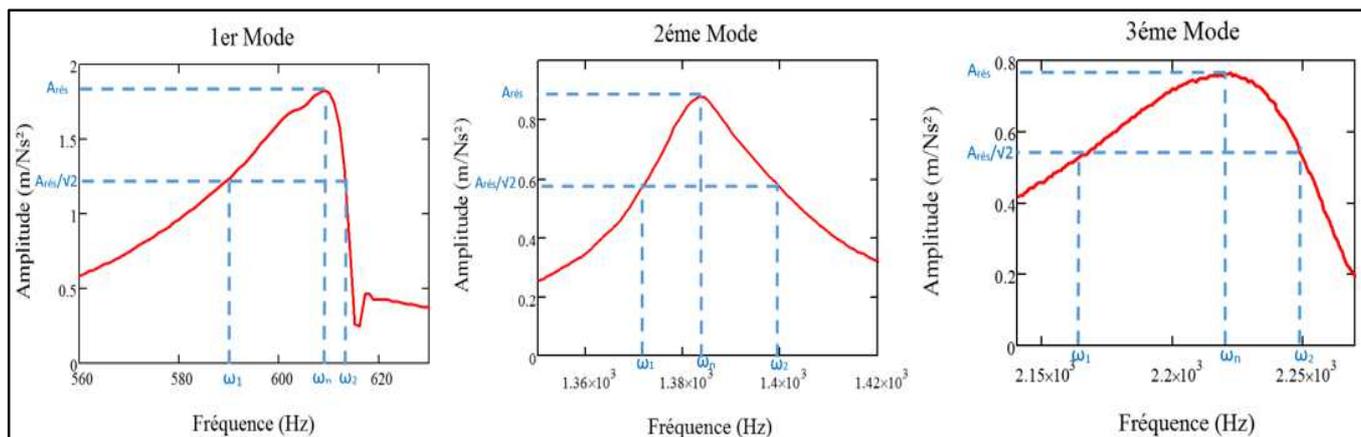


Figure II-23. Procédure de calcul des amortissements modaux

	Amortissement modal ξ (%)
Mode 1	1.8
Mode 2	0.86
Mode 3	1.9

Tableau II-7. Valeurs des amortissements modaux

II.5 Circuit pneumatique

Le circuit d'alimentation en air comprimé du boîtier d'essais est présenté dans la Figure II-24. Les deux paliers aérostatiques et la butée sont alimentés par un compresseur dédié. Il a une puissance de 30 KW, une pression absolue maximale de 13 bar et un débit de $220 \text{ m}^3 \text{ N/h}$.⁸ La pression d'alimentation relative des deux paliers aérostatiques et la butée est de 10 bars⁹.

La turbine Pelton est alimentée par le réseau d'air comprimé du bâtiment, ce réseau est alimenté par un compresseur débitant à une pression relative de 7 bar. Un manomètre est installé au niveau de la turbine Pelton pour contrôler la pression de l'air entraînant le rotor.

⁸ Le compresseur fonctionne avec un sécheur par réfrigération et une cuve de 1000 l. Trois filtres sont mis en œuvre : un filtre micronique par coalescence (filtration solide $< 0.1 \mu\text{m}$ /filtration huile 0.1 mg/m^3), un filtre submicronique par coalescence haute efficacité (filtration solide $< 0.1 \mu\text{m}$ /filtration huile 0.01 mg/m^3) et un filtre au charbon actif (élimine les odeurs d'hydrocarbures et donne un air sain).

⁹ La limitation en débit est due aux vannes qui limitent la pression relative maximale de sortie à 10 bar.

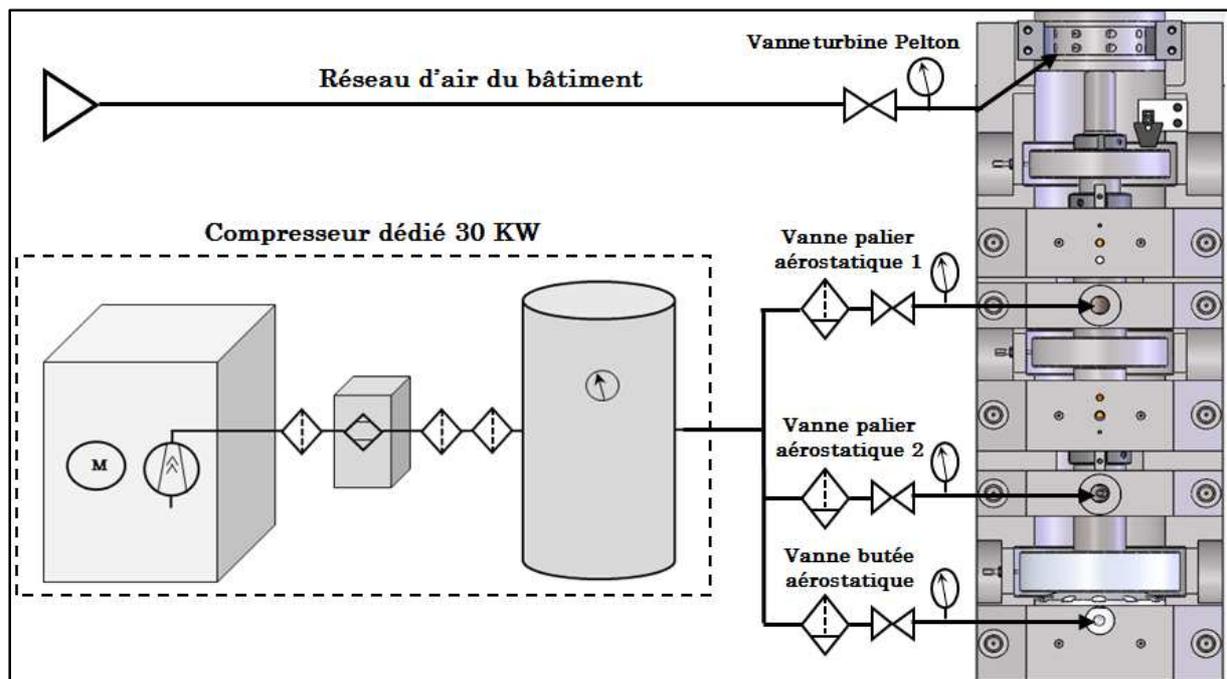


Figure II-24. Circuit pneumatique du banc d'essais

II.6 Instrumentation du banc d'essais

Tous les instruments ainsi que leur implantation sont résumés sur la Figure II-25. Les déplacements du rotor sont mesurés par des capteurs de déplacement sans contact à courant de Foucault de type KAMAN avec une résolution de $0.1 \mu\text{m}$. La répartition est la suivante :

- Deux capteurs dont la plage de mesure est entre 0 et $500 \mu\text{m}$ pour chaque disque sont montés à 90° .
- Deux capteurs inductifs avec une étendue de mesure entre 0 et 1 mm sont installés au niveau des bagues extérieures des roulements suivant la direction X.

Afin de contrôler la température des roulements, deux thermocouples de type K sont implantés au niveau de leurs bagues extérieures. Une photodiode placée sur la périphérie du disque 1 permet la mesure de la vitesse de rotation de l'arbre et fournit une référence de phase pour tous les signaux (Keyphasor).

Tous les capteurs sont munis de conditionneurs et l'acquisition se fait à l'aide d'une carte National Instruments et d'une interface de commande développée sous Labview. Les enregistrements sont stockés avec une fréquence d'acquisition de 8192 Hz et font l'objet d'un post traitement. La Figure II-26 présente une photo du banc d'essais monté et instrumenté.

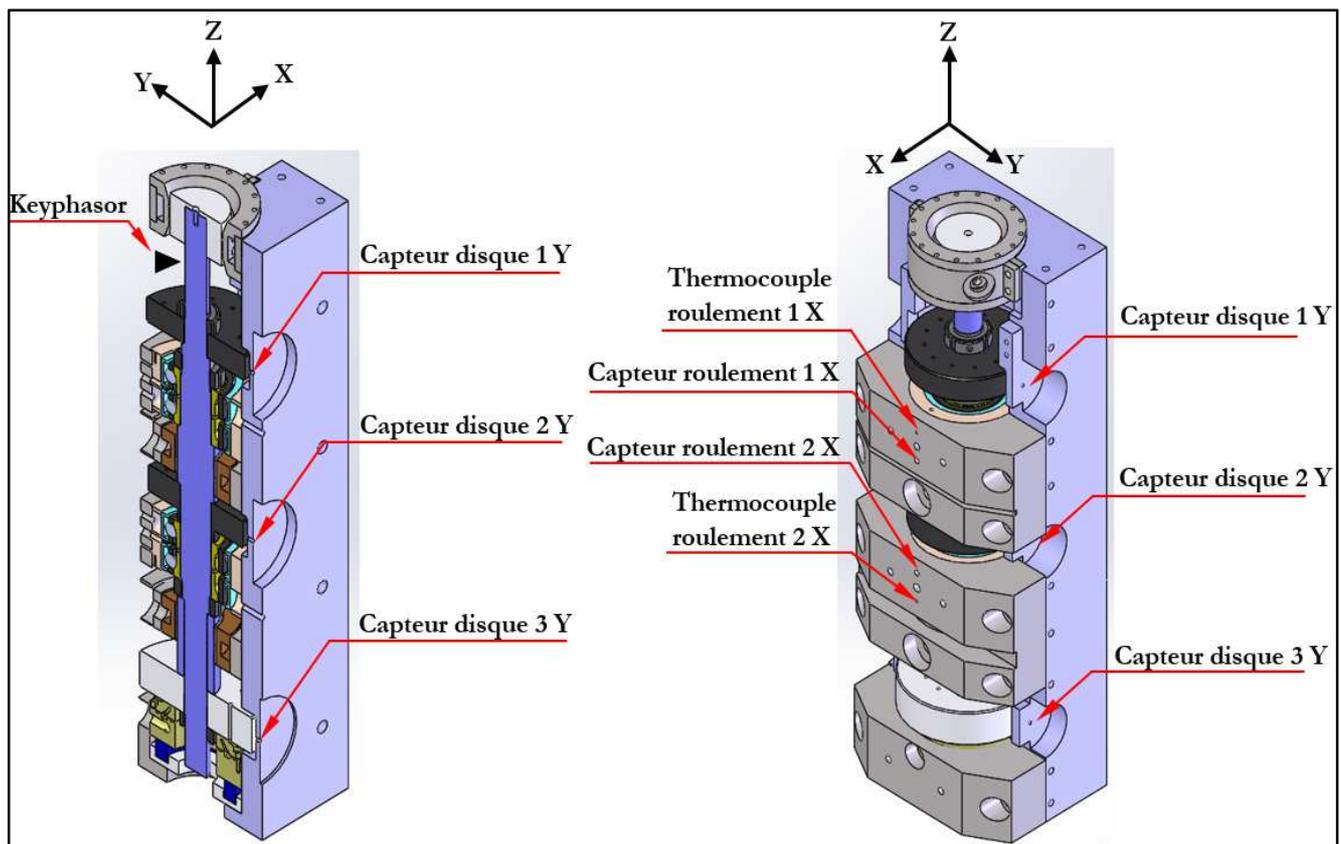


Figure II-25. Instrumentation du boîtier d'essais

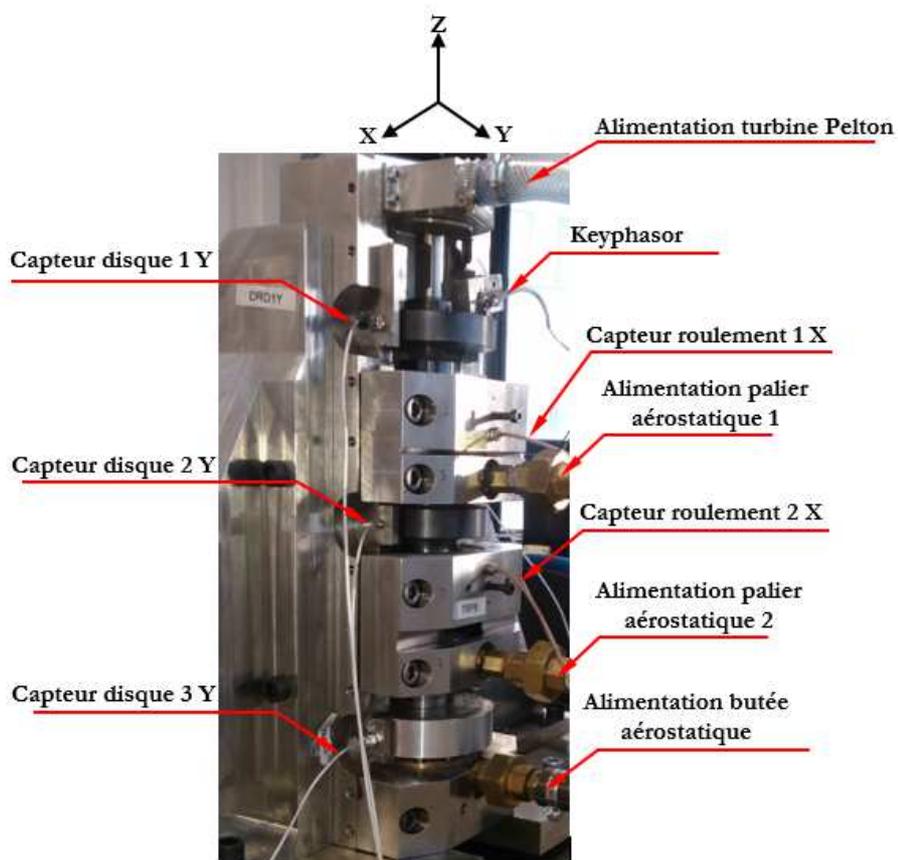


Figure II-26. Photo du banc d'essais monté et instrumenté.

III Analyse des campagnes d'essais

III.1 Métrologie et alignement du rotor

L'objectif du banc d'essai est d'étudier le comportement dynamique du rotor vertical en présence des jeux fonctionnels entre les bagues extérieures des roulements et la bague à jeu variable (Figure II-2 et Figure II-7). Pour ce faire, trois campagnes d'essais ont été réalisées, pour des jeux radiaux de 25 μm , 50 μm et 75 μm . Pour passer d'un jeu à un autre, il est nécessaire de changer la bague à jeu variable. Trois paires de bagues correspondant aux trois jeux fonctionnels sont disponibles.

Avant de procéder aux essais, une métrologie de l'arbre, des paliers aérostatiques, des bagues à jeu variables, des attaches des paliers aérostatiques et du support rotor a été réalisée.

Une autre métrologie, des alésages des deux bagues à jeu variable possédant un jeu de 25 μm et des deux paliers aérostatiques, a également été réalisée avec les quatre bagues montées dans le support rotor comme indiqué sur la Figure III-1.

L'objectif de cette métrologie, où seules les pièces statoriques du boîtier sont montées, est de mesurer le désalignement relatif des quatre bagues. La bague à jeu variables 1 est prise comme référence pour ces mesures (Figure II-2 et Tableau III-1).

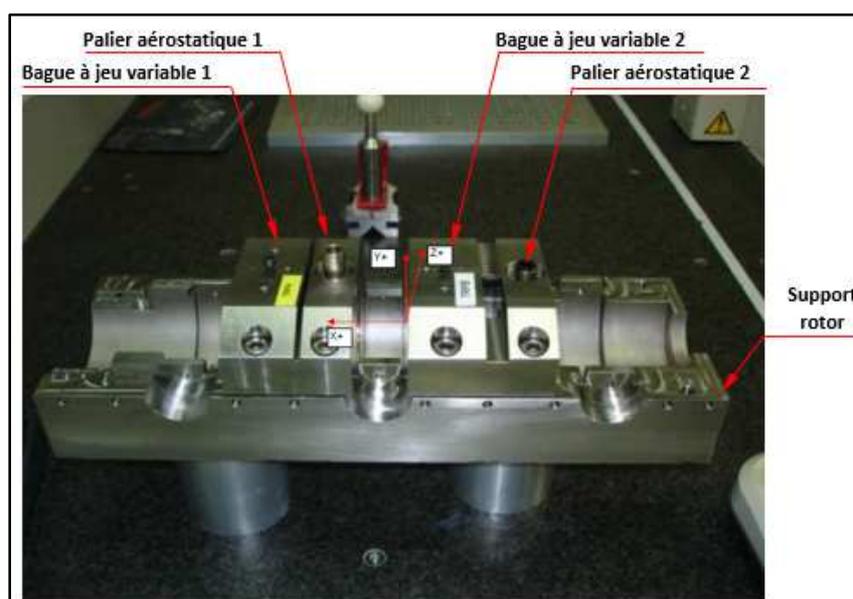


Figure III-1. Bagues à jeu variables et paliers aérostatiques montés dans le support pour métrologie

Lors de la conception, il a été défini, pour les quatre bagues, une tolérance de $\pm 5 \mu\text{m}$ sur les alésages de diamètres 60 mm et une tolérance de $\pm 5 \mu\text{m}$ pour les défauts de cylindricité et de coaxialité. Par rapport aux valeurs nominales spécifiées, des écarts de 10 μm et de 9 μm ont été mesurés pour la première et la deuxième bague à jeu variable. La cote mesurée pour l'alésage du palier aérostatique 1 est dans l'intervalle de tolérance. En revanche, celle du palier aérostatique 2 possède un écart de 6 μm par rapport à la valeur nominale.

N°	Cote/Plan	Tol. +	Tol. -	Cote mesurée	Ecart/nominal	Déviation		Observation
						-	+	
1	Ø60.05	0.005	-0.005	60.04	0.010		*	Bague à jeu variable 1
2		0.005	0	0.03	0.030		*	
3	Ø60.05	0.005	-0.005	60.041	0.009		*	Bague à jeu variable 2
4		0.005	0	0.043	0.043		*	
5		0.005	0	0.054	0.054		*	
6	Ø32.1	0.005	-0.005	32.095	-0.005			Bague du palier aérostatique 1
7		0.005	0	0.003	0.003			
8		0.005	0	0.051	0.051		*	
9	Ø32.1	0.005	-0.005	32.106	0.006		*	Bague du palier aérostatique 2
10		0.005	0	0.006	0.006		*	
11		0.005	0	0.072	0.072		*	

Tableau III-1. Résultats de la métrologie

En termes de défaut de cylindricité, des écarts de 30 μm , 43 μm et 6 μm ont été identifiés, respectivement pour la bague à jeu variable 1, la bague à jeu variable 2 et le palier aérostatique 2. La cylindricité du palier aérostatique 1 est dans l'intervalle de tolérance exigé.

Une fois les pièces statiques assemblées, les défauts de coaxialité relevés par rapport à l'alésage de la bague à jeu variable 1 sont respectivement de 54 μm pour la bague à jeu variable 2, 51 μm pour le palier aérostatique 1 et 71 μm pour le palier aérostatique 2.

Par rapport aux jeux radiaux fonctionnels exigés au niveau des bagues et des paliers, ces défauts sont importants et montrent un désalignement des quatre bagues. L'objectif du montage est donc de compenser au mieux ces défauts afin d'assurer l'existence d'un jeu radial fonctionnel entre les bagues extérieures des roulements et les bagues à jeu variable. Comme solution, des

cales en aluminium de 12 μm d'épaisseur ont été introduites entre le support rotor et les bagues en question comme illustré sur la Figure III-3.

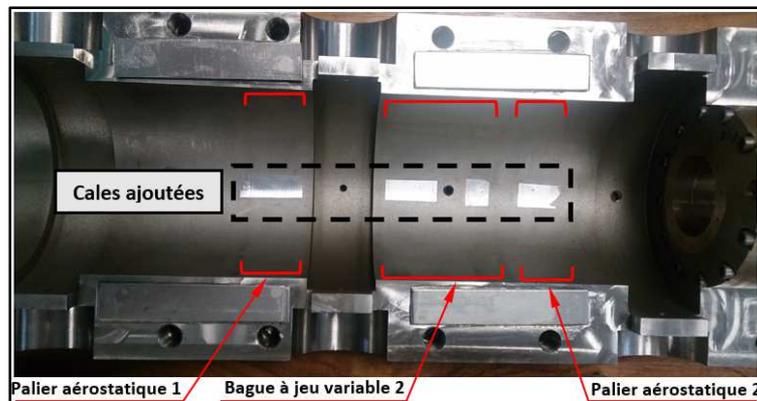


Figure III-3. Cales ajoutées sur le support rotor

III.2 Essais préliminaires

Selon le cahier des charges, le banc d'essais est destiné à fonctionner jusqu'à 50000 tr/min avec le rotor monté verticalement. Cependant, des essais préliminaires ont été entrepris avec le rotor disposé horizontalement. L'arbre est entraîné par la turbine Pelton et supporté par les deux paires de roulements et les deux paliers aérostatiques. La butée aérostatique, son support et l'amortisseur ne sont alors pas montés. Quelques essais avec un jeu radial de 25 μm ont été effectués en augmentant progressivement les vitesses de rotation. La vitesse de rotation maximale atteinte a été de 34800 tr/min (soit 580 Hz) mais des contacts entre l'alésage en bronze du palier aérostatique 2 et l'entretoise en titane ont eu lieu. La Figure III-4 illustre les conséquences du contact entre ces deux pièces. De plus, un capteur de déplacement inductif, situé au niveau du disque 3, a été endommagé à cause des fortes amplitudes subies.

Une nouvelle entretoise et un nouveau palier aérostatique ont été usinés, à l'identique. Le rotor du boîtier est ensuite mis en position verticale, guidé en rotation par deux paires de roulements et par deux paliers aérostatiques et supporté axialement par la butée aérostatique. Les deux paliers aérostatiques et la butée sont alimentés en air par le compresseur dédié. La turbine Pelton est alimentée par l'air du réseau du bâtiment. Une vanne manuelle et un manomètre sont installés à l'amont de la turbine pour contrôler sa pression d'alimentation (Figure II-24).

Avant de commencer les essais, il est indispensable de régler le parallélisme entre la partie fixe et le grain mobile (surface extérieure du disque 3) de la butée aérostatique (Figure II-10) pour ne pas générer une instabilité de type « pneumatic-hammer ». Un essai sans vitesse de rotation a été

effectué pour mesurer l'épaisseur du film d'air séparant les deux faces de la butée. Un capteur de déplacement à contact, installé sur la face extérieure de la turbine Pelton (Figure III-5), enregistre le déplacement axial du rotor en fonction de la pression d'alimentation de la butée et des paliers aérostatiques qui varie entre 0 et 10 bar.

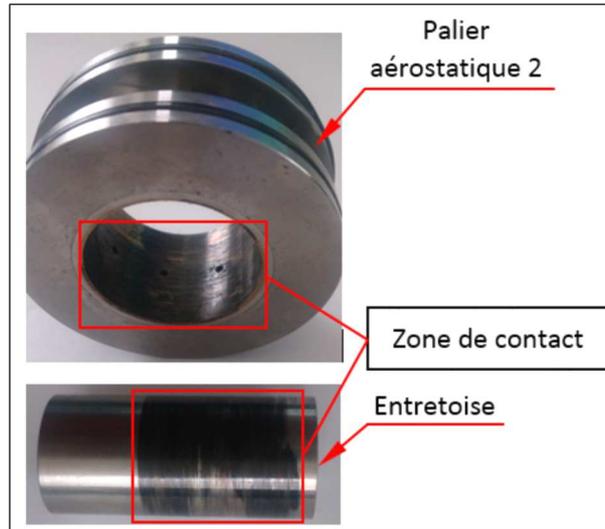


Figure III-4. Photo du palier aérostatique 2 et de l'entretoise endommagés

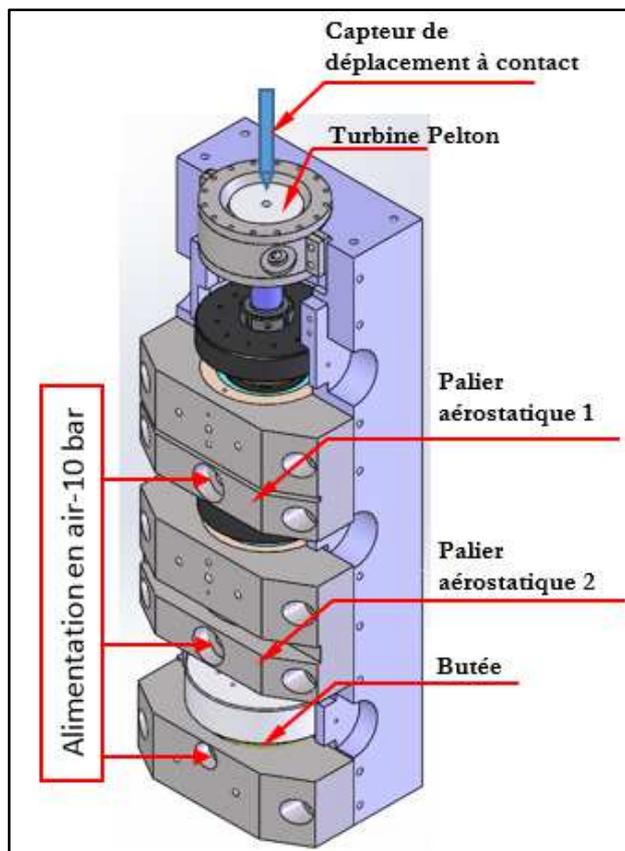


Figure III-5. Procédure de mesure de l'épaisseur du film d'air

L'évolution de l'épaisseur du film d'air en fonction de la pression d'alimentation est illustrée sur la Figure III-6. Trois essais ont été réalisés et les résultats sont reproductibles. Avec 10 bars de pression d'alimentation, le déplacement axial, et donc l'épaisseur du film d'air, est de 50 μm . Cette valeur est acceptable pour garantir un fonctionnement statique et dynamique sans contact entre le grain fixe et le grain mobile de la butée.

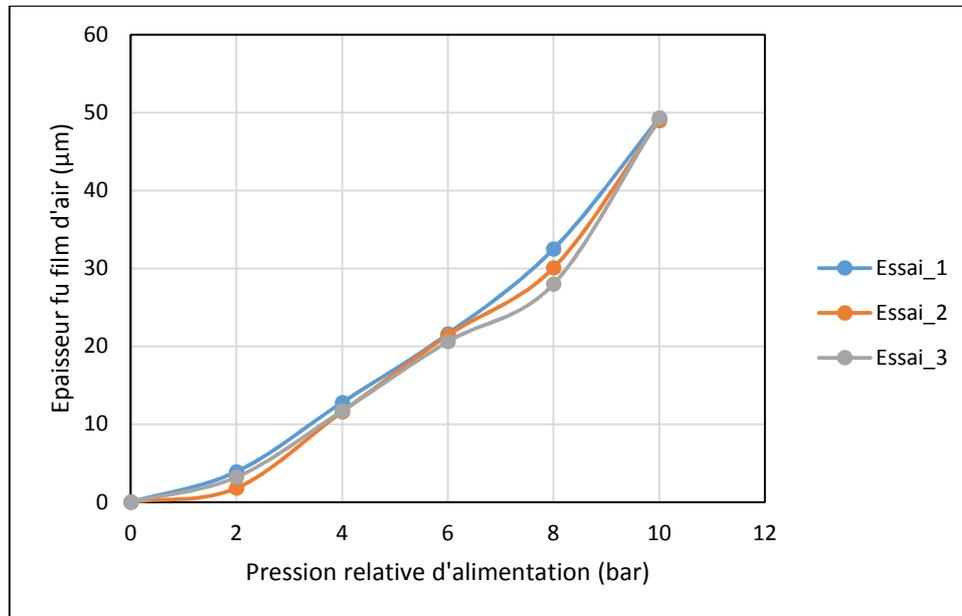


Figure III-6. Evolution de l'épaisseur du film d'air

Le banc est instrumenté avec des capteurs de déplacements sans contact de type inductif, dont l'étendue de mesure est de 500 μm au niveau des disques et de 1 mm au niveau des bagues extérieures des roulements. L'essai avec le rotor en position horizontale a montré que les amplitudes du disque 3 peuvent dépasser cette limite et endommager les capteurs. Pour éviter cela, une procédure de mesure en deux étapes a été mise en place :

- trois capteurs de déplacements inductifs (un par disque), ayant une étendue de mesure de 2 mm, montés sur des supports amovibles, sont utilisés à la place des capteurs plus fragiles ; tout risque d'endommagement des capteurs est ainsi évité.
- des essais préliminaires sont effectués avec une augmentation progressive des vitesses de rotation (environ trois vitesses : 150 Hz, 250 Hz, 350-400 Hz), permettant d'évaluer l'évolution des amplitudes crête-à-crête mesurées au niveau des disques. Si ces amplitudes sont inférieures à 250 μm , soit la moitié de la plage de mesure des capteurs destinés à ce banc, ces derniers peuvent être installés.

Durant les premiers essais, la phase de décélération est déclenchée par la fermeture brusque de la vanne d'alimentation de la turbine Pelton. Le rotor ralentit alors progressivement sous l'effet du couple résistant des paliers aérostatiques et des roulements qui peut ainsi être calculé. Cependant, un contact entre le rotor et le palier aérostatique s'est produit à environ 25200 tr/min (soit 420 Hz) consécutivement à l'arrêt brusque de l'alimentation de la turbine. Ce contact a endommagé le palier à air et il est probable qu'il se soit produit suite au changement brusque des forces aérodynamiques qui agissent sur la turbine Pelton. Suite à cet incident, la fermeture manuelle de la vanne a été opérée progressivement et ce type d'incident ne s'est plus reproduit. L'inconvénient de cette procédure est que le couple résistant des paliers aérostatiques et des roulements ne peut plus être déterminé.

Les difficultés rencontrées durant les essais préliminaires en position horizontale ou verticale nous ont amené à limiter la vitesse de rotation à 24000 tr/min (soit 400 Hz).

III.3 Première campagne d'essais : jeu radial de 25 μm

La première campagne d'essais a été effectuée avec un jeu radial théorique de 25 μm entre les bagues extérieures des roulements et les bagues à jeu variable. Les essais préliminaires ont montrés des amplitudes crêtes-à-crêtes inférieures à 250 μm , permettant l'utilisation des capteurs de déplacements inductifs ayant une étendue de mesure de 500 μm ; 16 essais, avec une vitesse de rotation maximale de 400 Hz ont alors été réalisés.

III.3.1 Variation de la fréquence de rotation

La variation de la fréquence de rotation en fonction du temps est représentée sur la Figure III-7. Durant la phase de montée en vitesse, on distingue deux familles de courbes pour lesquelles les pentes sont différentes. Ce résultat est dû à la commande de la vanne manuelle d'alimentation de la turbine Pelton qui a été effectuée par deux opérateurs différents. On rappelle que la phase de ralentissement s'opère par la coupure progressive de l'alimentation de la turbine. Les décélérations, montrées sur la Figure III-7, sont très similaires et durent en moyenne 71 secondes.

Dans la suite, les déplacements dynamiques des disques et des bagues extérieures des roulements sont représentés sous formes des diagrammes spectraux « waterfalls¹⁰ » et « full-

¹⁰ Un diagramme spectral est une représentation surfacique en 2D ou en relief 3D qui montre l'évolution des amplitudes spectrales des déplacements en fonction de la vitesse de rotation. Les diagrammes spectraux obtenus d'un seul capteur sont généralement appelés « waterfall ».

spectrum¹¹ ». Les déplacements synchrones des disques et des bagues extérieures des roulements moyennés sur 16 essais sont également représentés. Ces diagrammes sont tracés à l'aide de la méthode de la fenêtre glissante (voir Annexe 2), avec une largeur de fenêtre de 8192 échantillons. Cette largeur correspond à la fréquence d'échantillonnage utilisée pour tous les essais. Le taux d'avancement entre deux fenêtres successives est de 5 %.

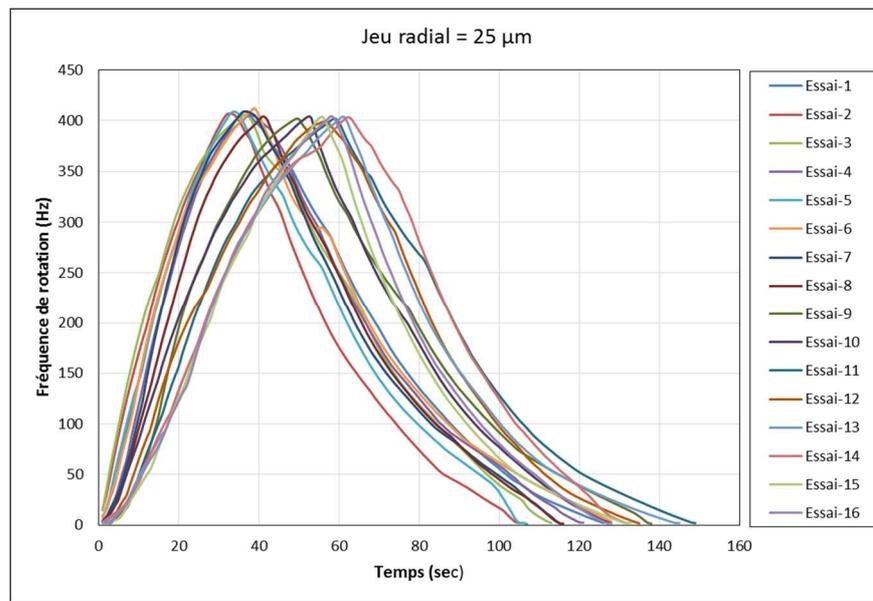


Figure III-7. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 25 µm)

III.3.2 Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif

Les analyses vibratoires des déplacements mesurés au niveau des disques et des bagues extérieures des roulements ont été effectuées séparément, pour la phase d'accélération et pour la phase de décélération.

Pour la phase d'accélération, les diagrammes spectraux sont représentés sur la Figure III-8 et la Figure III-9.

La signature vibratoire du disque 1, suivant X, montre l'existence de la composante synchrone ω et d'une composante sous-synchrone de 0.5ω , présente seulement à environ 370 Hz. En revanche, suivant Y, seule la composante synchrone apparaît.

¹¹ Les diagrammes spectraux complets obtenus à partir de deux capteurs montés dans le même plan sont appelés « full-spectrum ». Ces diagrammes permettent entre de distinguer entre les orbites directes et rétrogrades.

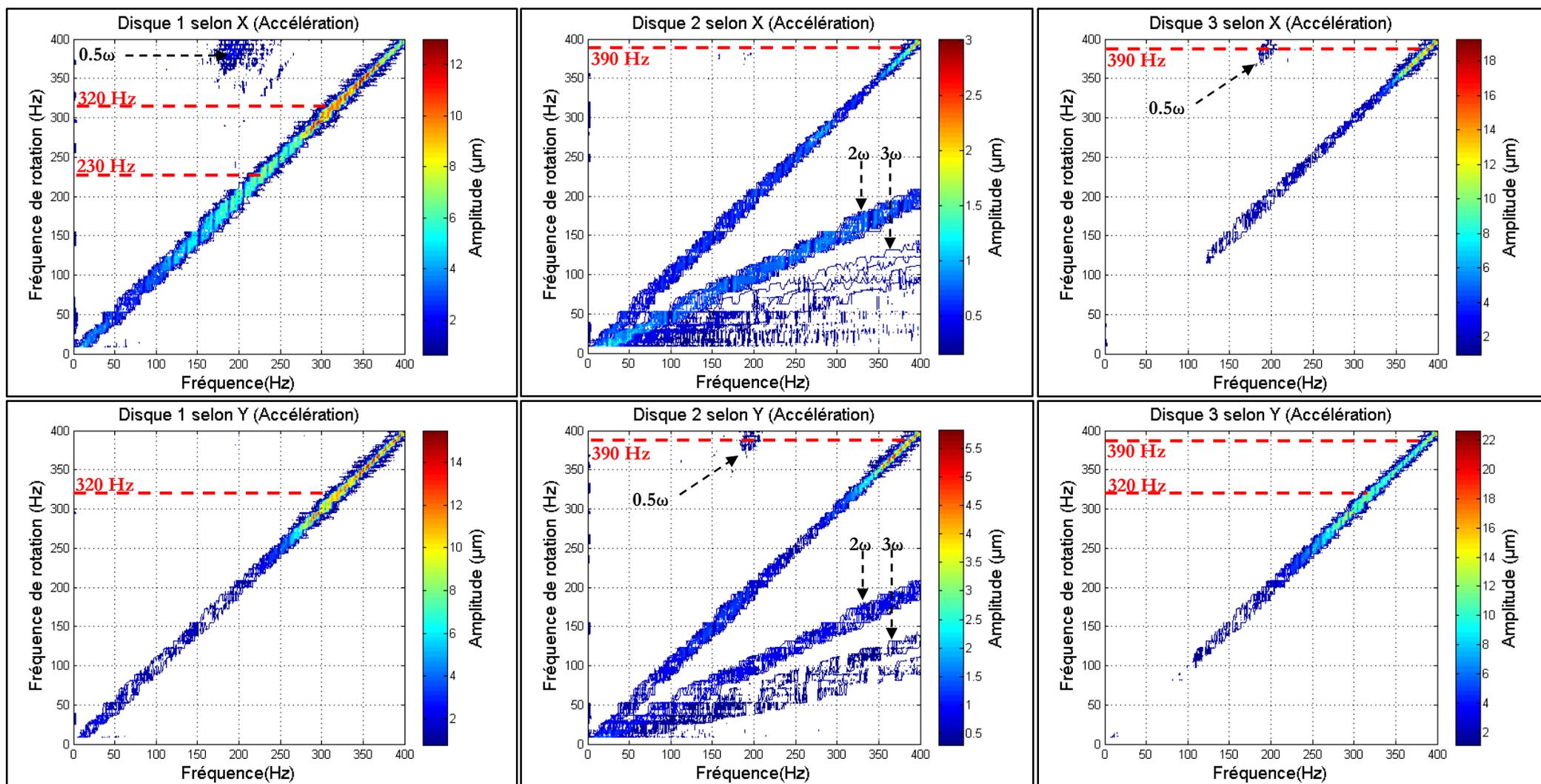


Figure III-8. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 25 µm)

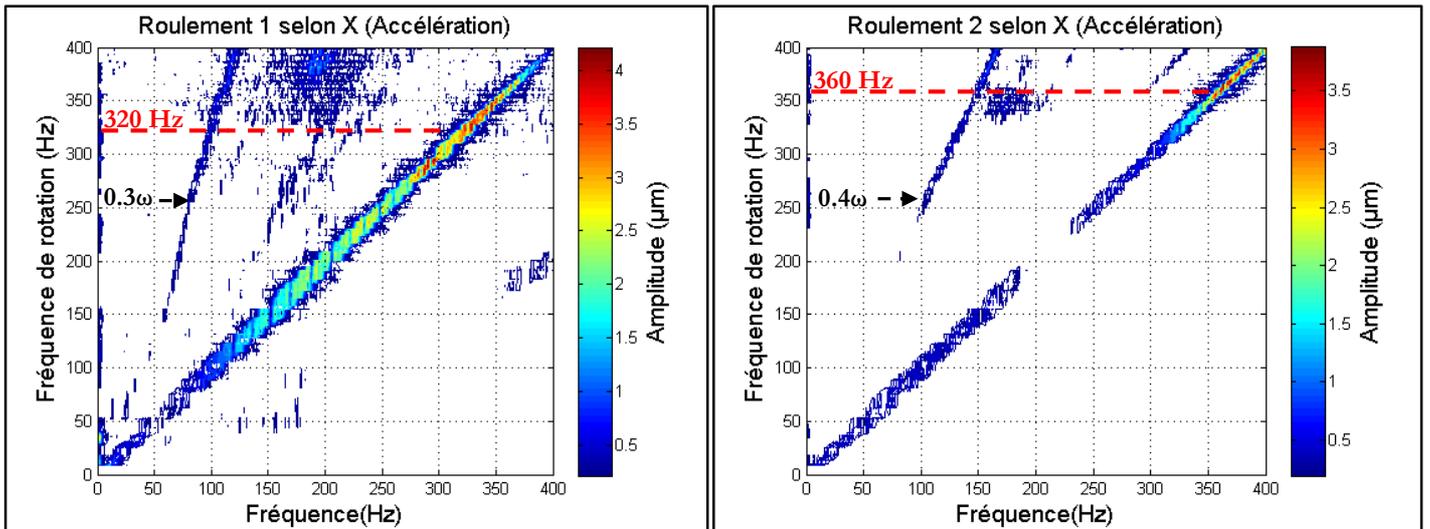


Figure III-9. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 25 μm)

Pour le disque 2, le diagramme montre la présence d'une raie synchrone ω et de ses multiples (2ω , 3ω ,...) suivant X. Les mêmes raies sont visibles pour la direction Y avec en plus une raie sous-synchrone de 0.5ω , apparaissant à environ 370 Hz.

Le diagramme du disque 3, suivant X, contient la composante synchrone ω et une composante sous-synchrone de 0.5ω qui apparaît également à partir de 370 Hz. Suivant Y, seule la composante synchrone apparaît, comme pour le disque 1.

Les multiples de la composante synchrone ω , identifiés sur les diagrammes du disque 1 suivant X et du disque 2, suivant X et Y, sont dus essentiellement aux défauts de formes des disques. Une mesure de ces défauts est présentée dans l'Annexe 3.

Pour les bagues extérieures des roulements (Figure III-9), deux composantes sont présentes : 0.3ω et ω pour le roulement 1 et 0.4ω et ω pour le roulement 2. Les composantes sous-synchrones 0.3ω et 0.4ω reflètent la vitesse de précession des cages des roulements. En effet, si on considère que la bague extérieure du roulement est fixée sur le stator, la vitesse de précession de la cage est :

$$\omega_c = \frac{R_i}{R_i + R_e} \omega_{BI} \quad \text{Eq III-1}$$

Où ω_c et ω_{BI} sont respectivement les vitesses de rotation de la cage et de la bagues intérieure du roulement et R_i , R_e sont le rayon intérieur et extérieur du roulement.

Les vibrations sous-synchrones de 0.5ω apparaissant à partir de 370 Hz sont le plus probablement générées par des contacts rotor-stator.

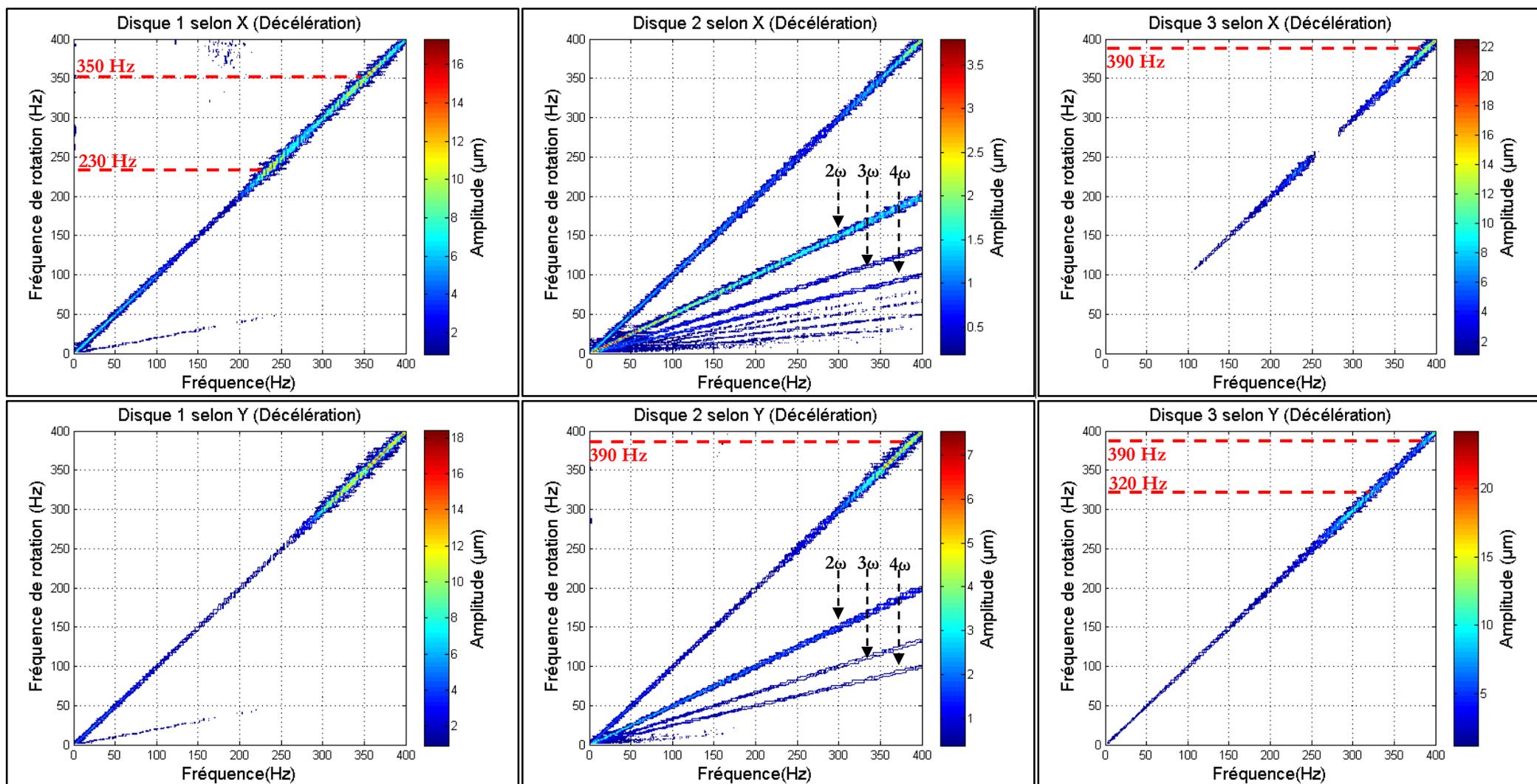


Figure III-10. Diagrammes spectraux « Waterfalls » des disques durant la décélération (jeu radial = 25 µm)

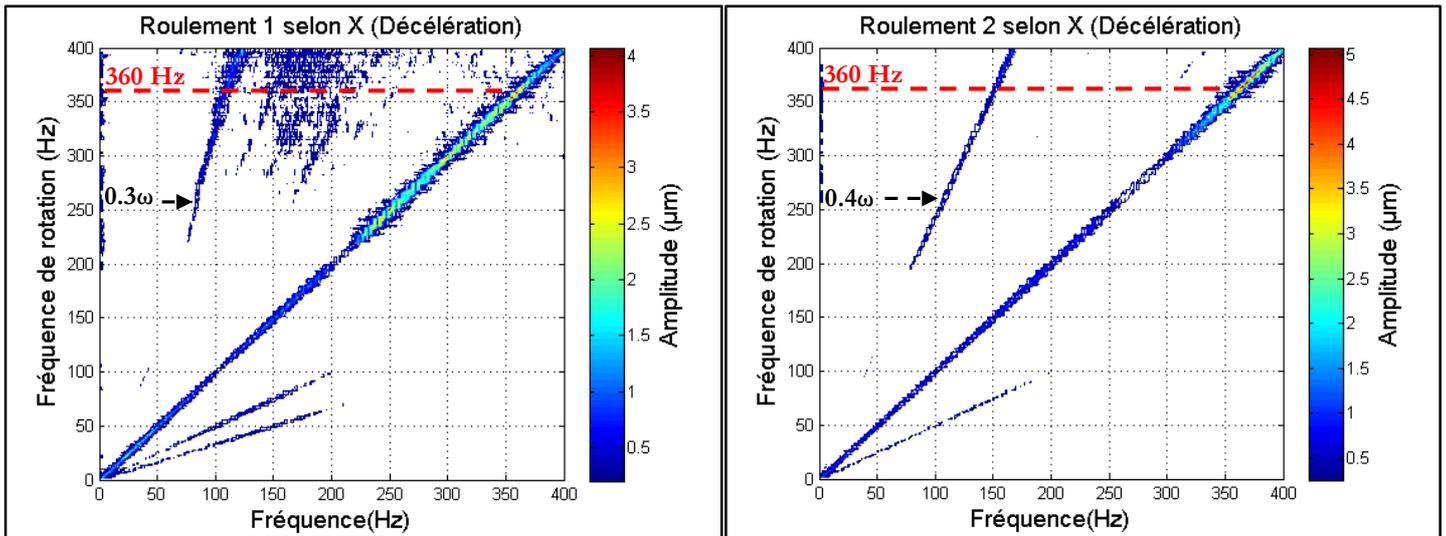


Figure III-11. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 25 µm)

Des pics sont identifiés sur les raies synchrones des disques et des bagues extérieures des roulements. En accélération, pour le disque 1, ces pics sont situés à environ 230 Hz et 320 Hz suivant la direction X et à 320 Hz suivant Y. Des fortes amplitudes à environ 390 Hz ont été détectées pour le disque 2 suivant X et Y. Les amplitudes du disque 3 montrent un pic à 320 Hz suivant la direction Y et une augmentation à environ 390 Hz suivant X et Y

Au niveau des bagues extérieures des roulements, un seul pic a été identifié à 320 Hz pour le roulement 1 et à 360 Hz pour le roulement 2.

Pour la phase de décélération, les diagrammes spectraux sont présentés sur la Figure III-10 et la Figure III-11. Les diagrammes du disque 1 suivant les directions X et Y contiennent uniquement la composante synchrone ω . Les diagrammes du disque 2 comportent la raie synchrone ω et ses multiples (2ω , 3ω et 4ω) suivant les deux directions de mesure. Pour le disque 3, seule la raie synchrone apparait.

Deux raies ont été identifiées pour les bagues extérieures des roulements (Figure III-11) ; 0.3ω et ω pour le roulement 1 et 0.4ω et ω pour le roulement 2.

Les diagrammes du disque 1, en décélération, montrent deux pics à 230 Hz et 350 Hz suivant X et un seul pic à 350 Hz suivant Y. A environ 390 Hz suivant la direction Y, les amplitudes du disque 2 commencent à augmenter.

Pour le disque 3, les amplitudes sont importantes à environ 390 Hz suivant X et Y. Un pic à 320 Hz suivant la direction Y a également été identifié.

Les diagrammes des deux bagues extérieures des roulements indiquent la présence d'un pic à environ 360 Hz.

Aussi bien pour la phase d'accélération que pour la phase de décélération, les diagrammes spectraux des disques montrent que les maximums enregistrés suivant Y sont légèrement plus grandes que celles suivant X (couleur rouge de l'échelle des amplitudes). Les amplitudes du disque 2 sont faibles par rapport à celles du disque 1 et du disque 3. Ceci est explicable par le fait que le disque 2 est situé entre les deux paires des roulements et que la distance entre chaque paire et ce disque est courte par rapport aux autres disques (Figure II-4).

La composante sous-synchrone de 0.5ω présente en accélération sur le disque 3 (suivant X) et sur le disque 2 (suivant Y), n'a été pas identifiée en décélération.

III.3.3 Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif

L'un des informations cachés et ignorées dans les diagrammes spectraux précédents est la corrélation entre les vibrations mesurées par deux capteurs montés à 90° . Le diagramme spectral complet (« full-spectrum »), ou spectre complet d'une orbite permet de comprendre la corrélation entre les vibrations suivant X et Y des disques [18]. Ainsi, pour chaque fréquence dans le spectre, l'orbite elliptique est décomposée comme la somme d'une précession circulaire directe et d'une précession circulaire rétrograde. Les amplitudes des précessions circulaires directe et rétrograde ne sont pas égales. L'orbite elliptique est dite directe lorsque l'amplitude de la composante directe est plus grande que la composante rétrograde. L'orbite elliptique est rétrograde dans le sens inverse.

Les diagrammes spectraux complets des disques sont représentés durant la phase d'accélération sur la Figure III-12 et durant la phase de décélération sur la Figure III-13. Afin de déterminer les limites de ces zones, les amplitudes synchrones directes (1ω) et rétrogrades (-1ω) ont été tracées en fonction de la fréquence de rotation et sont illustrées durant la phase d'accélération sur la Figure III-14 et durant la phase de décélération sur la Figure III-15.

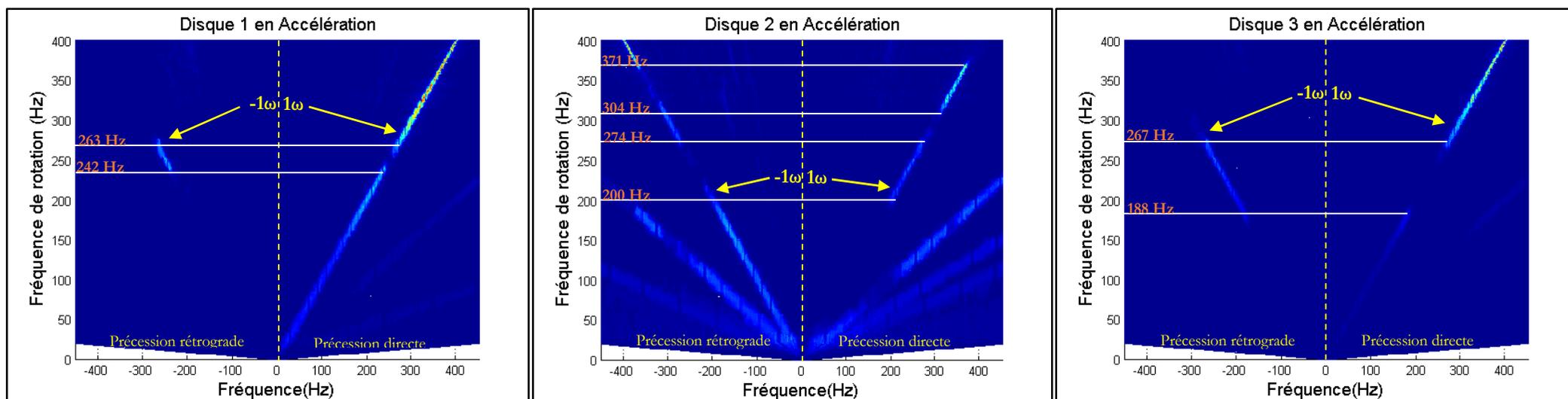


Figure III-12. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 25 μm)

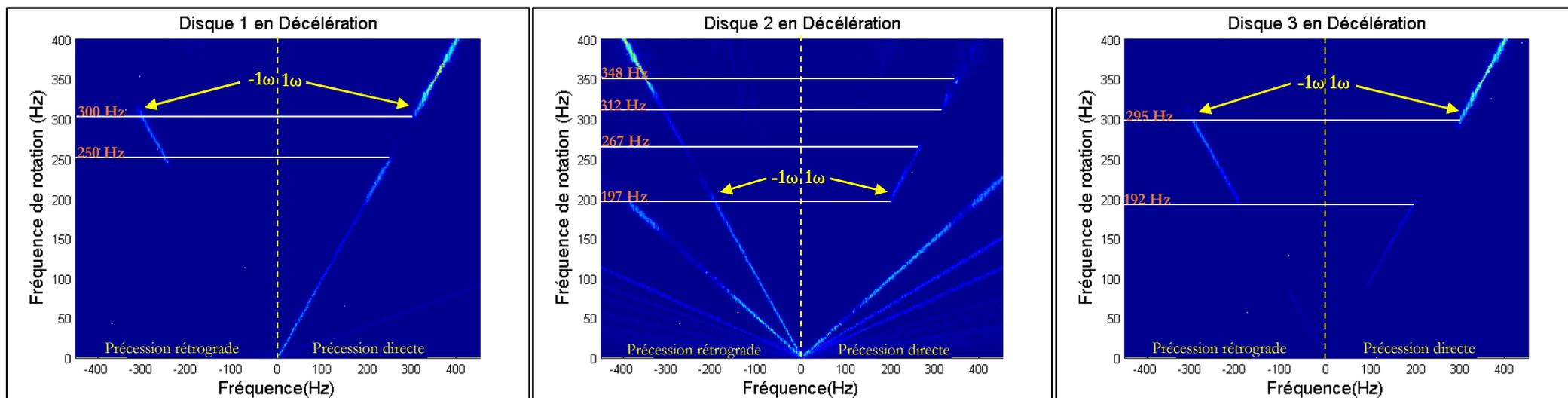


Figure III-13. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 25 μm)

Les diagrammes spectraux complets et les tracés des amplitudes synchrones montrent la présence, en accélération et en décélération, de trois zones pour le disque 1, cinq zones pour le disque 2 et trois zones pour le disque 3.

Pour le disque 1 en accélération, la première zone, située entre 0 et 242 Hz, correspond à une précession directe. La deuxième, entre 242 Hz et 263 Hz, montre une précession rétrograde et la troisième entre 263 Hz et 400 Hz est une précession directe. Le même comportement dynamique se retrouve en décélération mais avec des limites légèrement différentes. En effet, la première zone présentant une précession directe est identifiée entre 0 et 250 Hz, la deuxième dont la précession est rétrograde est entre 250 Hz et 300 Hz et la troisième, avec une précession directe, se situe entre 300 Hz et 400 Hz.

Au niveau du disque 2, plusieurs zones sont distinguées (Tableau III-2).

Accélération	Décélération
0 - 200 Hz : précession rétrograde	0 - 197 Hz : précession rétrograde
200 - 274 Hz : précession directe	197 - 267 Hz : précession directe
274 - 304 Hz : précession rétrograde	267 - 312 Hz : précession rétrograde
304 - 371 : précession directe	312 - 348 Hz : précession directe
371 - 400 Hz : précession rétrograde	348 - 400 Hz : précession rétrograde

Tableau III-2. Précessions directe et rétrograde du disque 2

Pour le disque 3, trois zones ont été détectées. En accélération, la première zone est située entre 0 et 188 Hz et présente une précession directe. La deuxième est dans l'intervalle 188 - 267 Hz, avec une précession rétrograde. La troisième, dont la précession est directe, est située entre 267 Hz et 400 Hz. Durant la phase de décélération, la première précession est directe et située entre 0 et 192 Hz, la deuxième, entre 192 Hz et 295 Hz, est rétrograde et la dernière est directe et située entre 295 Hz et 400 Hz.

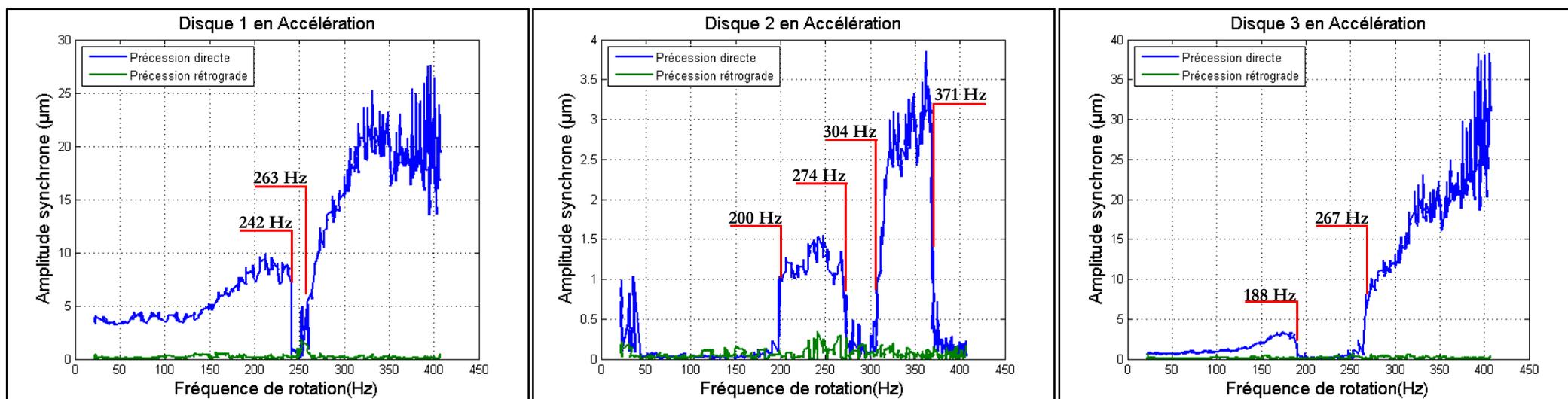


Figure III-14. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en accélération (jeu radial = $25 \mu\text{m}$)

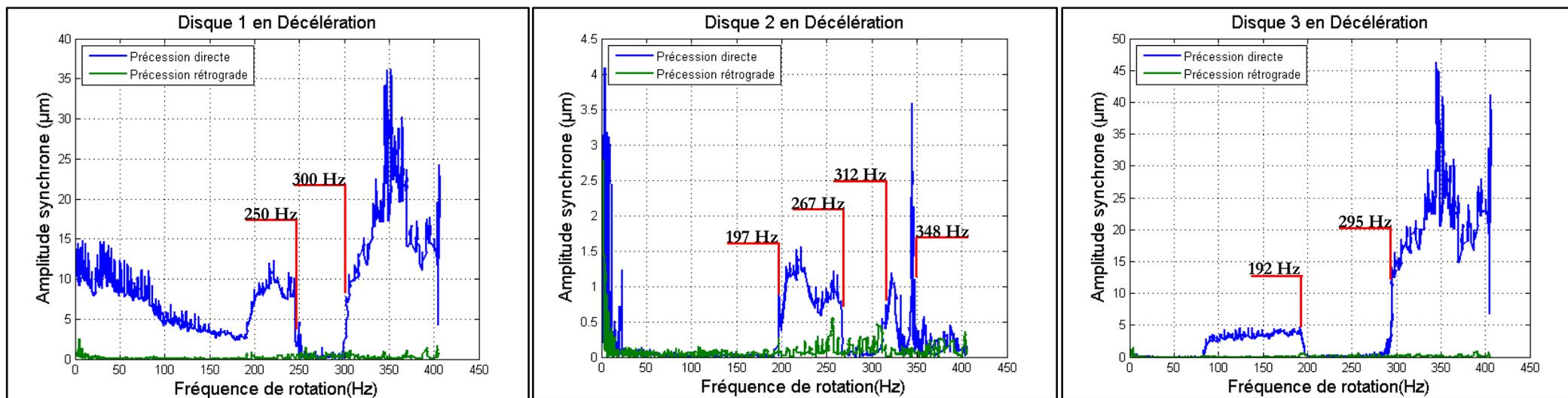


Figure III-15. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en décélération (jeu radial = $25 \mu\text{m}$)

Le phénomène de basculement d'une direction de précession à une autre est associé dans la littérature à l'anisotropie de la rigidité du système rotor-paliers (Muszynska et al. [19]). Cette anisotropie est due, le plus probablement, à la rigidité des paliers. Par conséquent, les modes propres dans les deux plans de mesures X et Y auront des fréquences naturelles différentes [20].

Pour un rotor supporté par des paliers anisotropes, Ehrich [21] montre que les formes des orbites sont elliptiques et allongées lors du passage d'une vitesse critique. De plus, il montre que sous l'effet de l'anisotropie, un mouvement de précession rétrograde du rotor est observé dans la plage de fréquence entre le mode suivant X et le mode suivant Y. Ces constatations ont également été rapportées par Lalane [22].

Les orbites synchrones ont été tracées pour la phase d'accélération (Figure III-16) et la phase de décélération (Figure III-17) à des fréquences de rotation de 158 Hz, 250 Hz et 367 Hz.

A 158 Hz et 367 Hz en accélération et à 158 Hz et 368 Hz en décélération, les orbites synchrones montrent une précession directe au niveau du disque 1 et du disque 3 et une précession rétrograde au niveau du disque 2. En revanche, pour une fréquence de 256 Hz, en accélération et en décélération, l'orbite synchrone est au niveau du disque 2 et rétrograde pour les autres.

Les amplitudes des orbites augmentent avec la fréquence de rotation. Les amplitudes des disques 1 et 3 (situés aux deux extrémités du rotor) sont plus grandes que celles du disque 2 situé entre les deux paires de roulements. En accélération et en décélération, les orbites à 250 Hz sont un peu plus allongées, par rapport aux orbites à 158 Hz et 367 Hz.

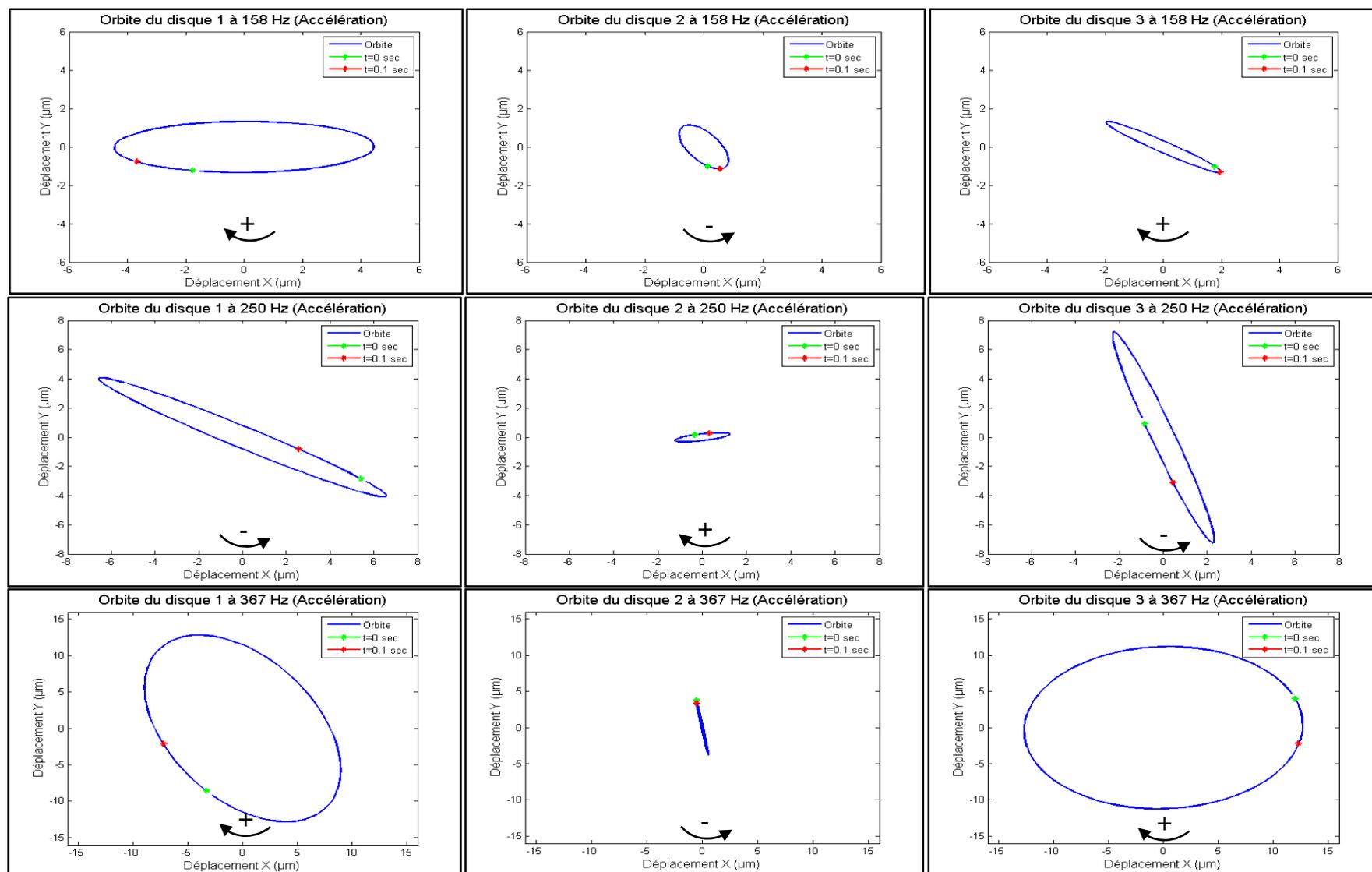


Figure III-16. Orbites synchrones des disques à 158 Hz, 250 Hz et 367 Hz en accélération (jeu radial = 25 μm)

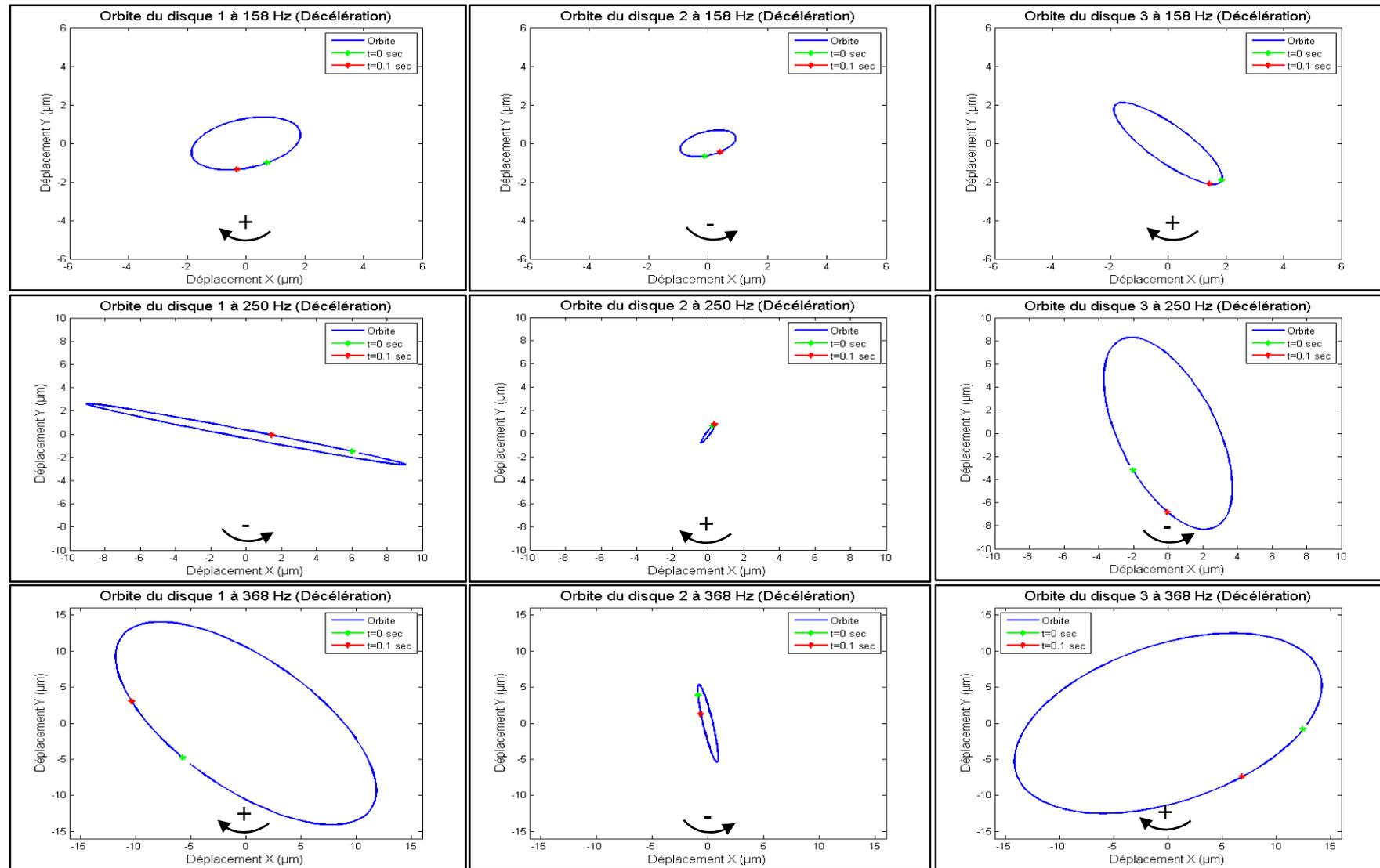


Figure III-17. Orbites synchrones des disques à 158 Hz, 250 Hz et 367 Hz en décélération (jeu radial = 25 μm)

III.3.4 Moyenne des amplitudes synchrones

Les moyennes des amplitudes synchrones ont été calculées pour 14 essais parmi les 16 essais effectués. Deux essais ont été rejetés car la variation de leurs amplitudes est différente par rapport aux autres. Les moyennes des amplitudes synchrones des disques suivant X et Y sont représentées sur la Figure III-18.

Pour le disque 1, en accélération, deux pics suivant la direction X ont été identifiés à 230 Hz et 320 Hz. En revanche, suivant Y, un seul pic à 320 Hz a été détecté.

Les amplitudes des déplacements sont plus grandes selon la direction X, lors du passage d'une vitesse critique à 230 Hz et sont importantes en Y lors du passage d'une vitesse critique à 320 Hz. L'absence du pic suivant Y à 230 Hz peut être due à un fort amortissement. Les mêmes résultats sont trouvés pour la phase de décélération, avec deux modes situés à 230 Hz et à environ 350 Hz (au lieu de 320 Hz en accélération). Les amplitudes synchrones du disque 1, durant l'accélération et la décélération, ne dépassent pas 16 μm .

Pour le disque 2, aucun pic n'a été identifié en accélération ou en décélération. Les amplitudes des déplacements de ce disque sont inférieures à 6 μm .

Les amplitudes synchrones du disque 3 montrent un pic à 320 Hz durant l'accélération et la décélération. A cette fréquence de rotation, les amplitudes suivant Y sont plus grandes que celles suivant X. Ce pic correspond donc au mode suivant Y mentionnée pour le disque 1. De même, à 230 Hz, un faible pic suivant X apparaît.

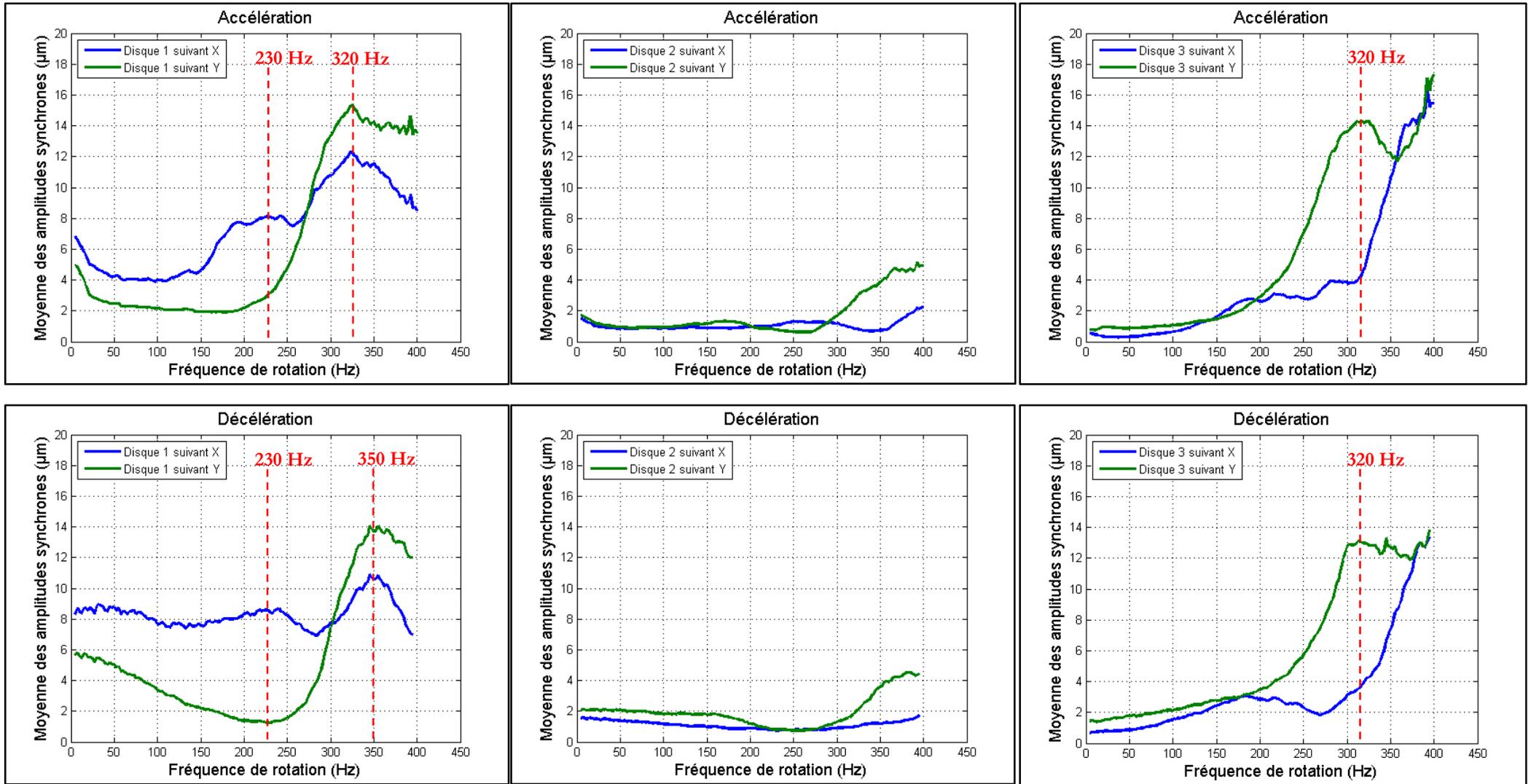


Figure III-18. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de 25 µm)

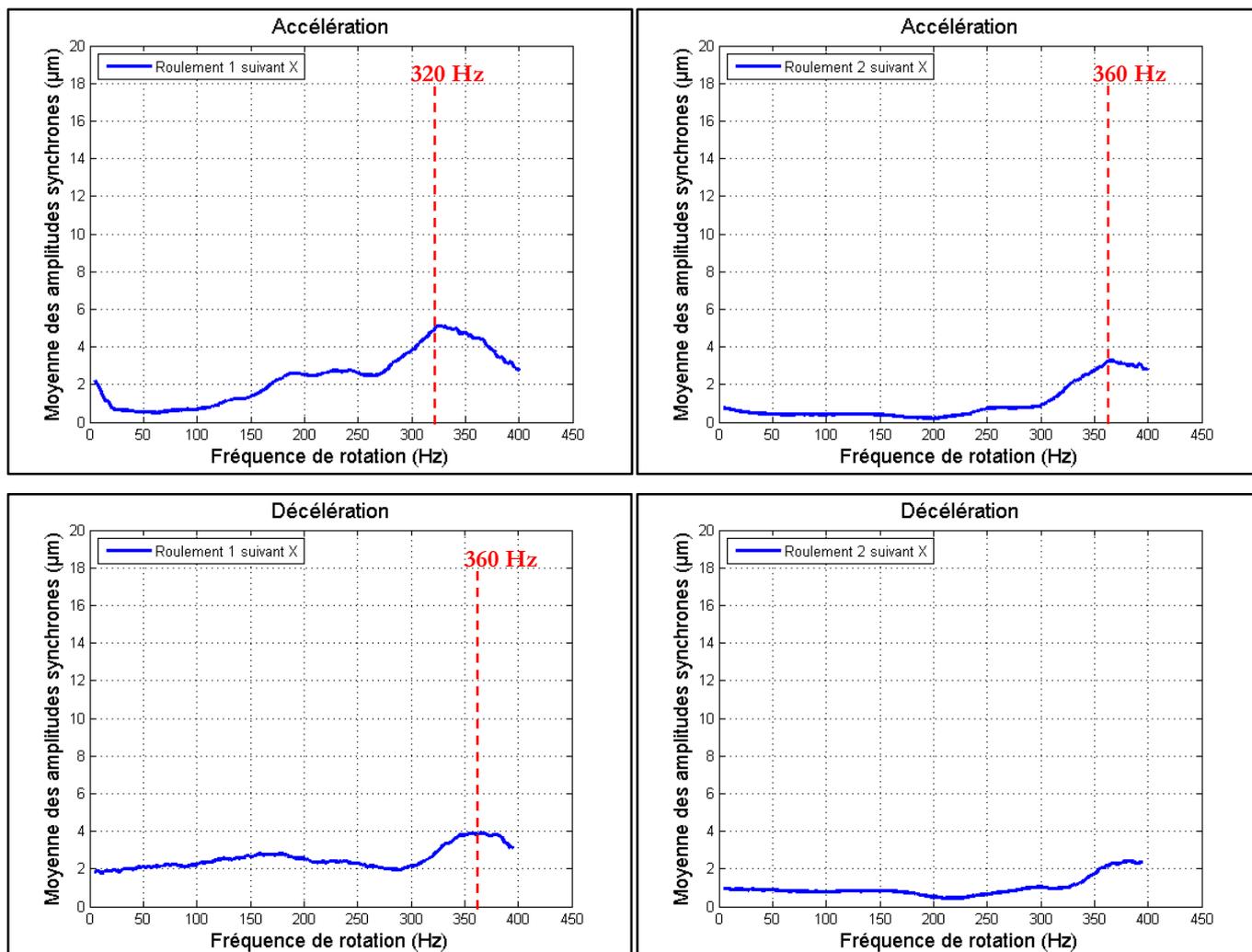


Figure III-19. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de 25 μm)

Les amplitudes synchrones du disque 3 montrent aussi une augmentation rapide à l'approche de 390 Hz mais elles restent inférieures à 18 μm.

Les amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements sont représentées sur la Figure III-19. Elles sont faibles et ne dépassent pas 6 μm durant l'accélération et la décélération. Les déplacements de la bague extérieure du roulement 1 indiquent un pic à 320 Hz en accélération et un autre à 360 Hz en décélération. Pour le roulement 2, un seul pic situé à 360 Hz en accélération a été identifié. Ce pic n'est pas présent en décélération.

III.3.5 Déformées du rotor pour un essai représentatif

Les déplacements synchrones durant la phase d'accélération et de décélération ont montré la présence de deux modes : le premier est un mode suivant X situé à 230 Hz et le deuxième est un mode suivant la direction Y situé à environ 320 Hz.

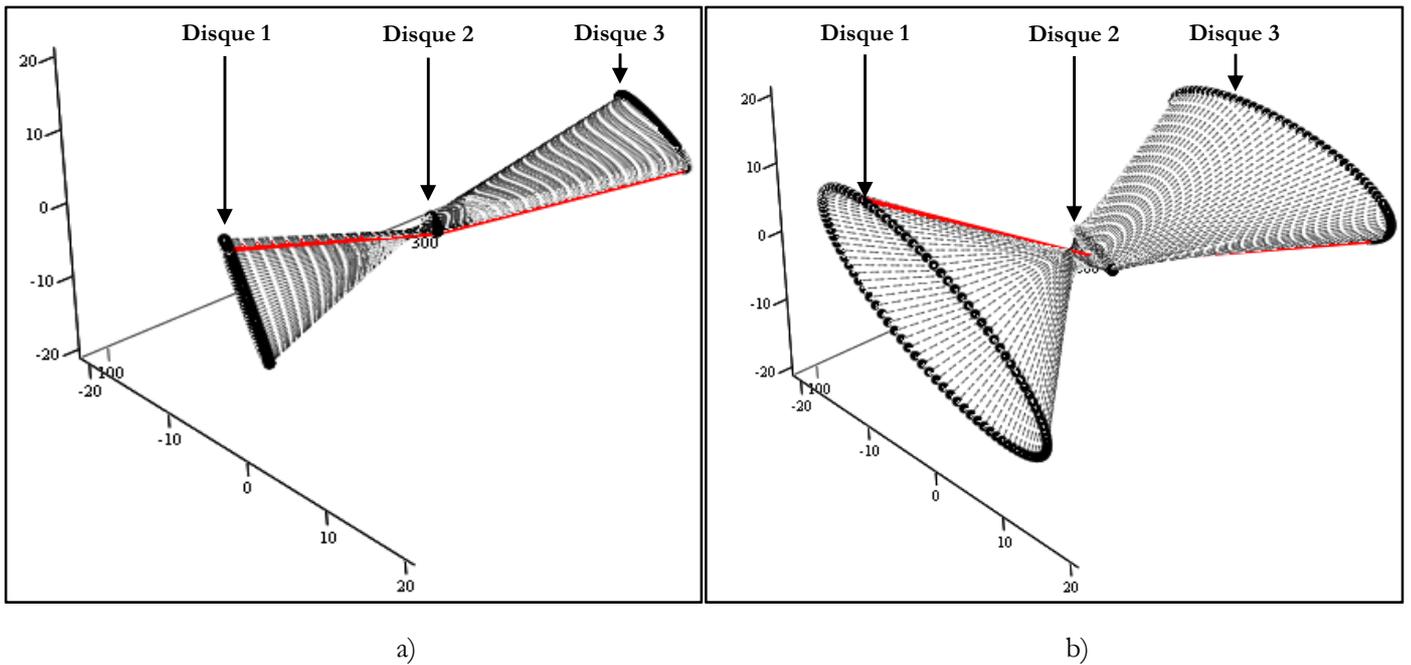


Figure III-20. Déformée du rotor en accélération a) à 229 Hz et b) à 320 Hz (jeu radial de 25 μm)

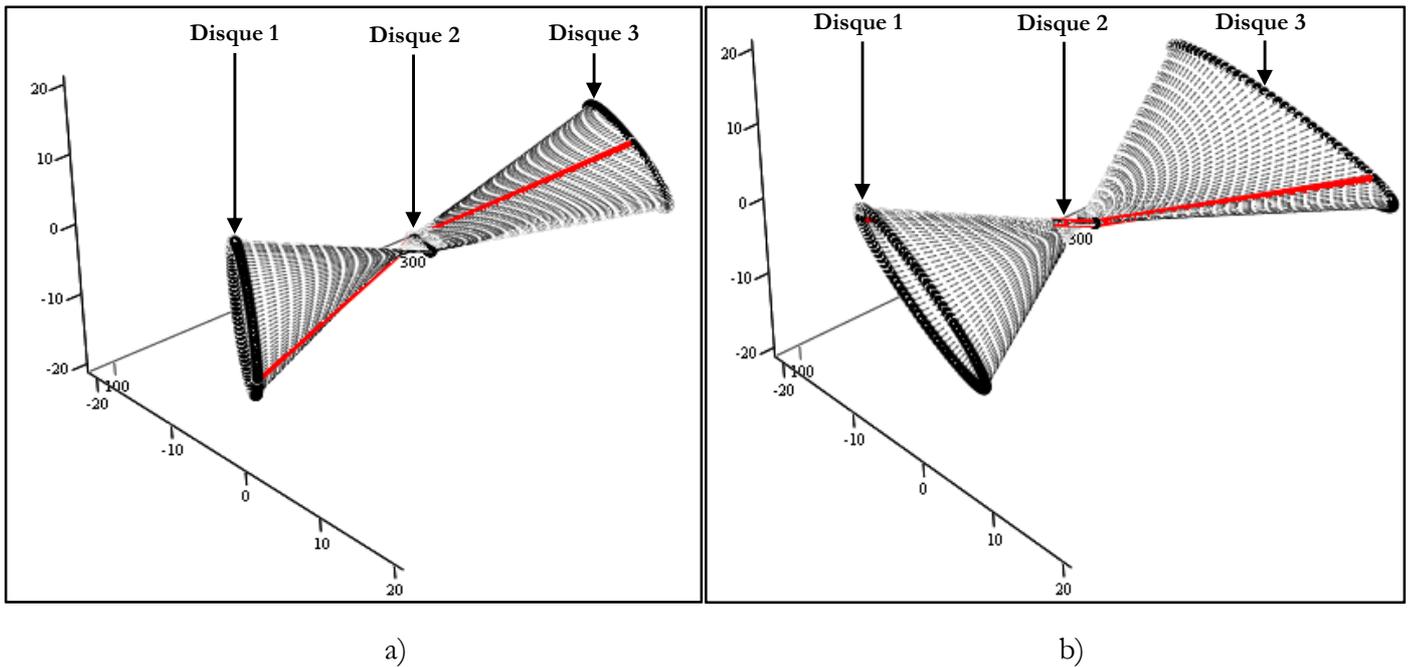


Figure III-21. Déformée du rotor en décélération a) à 224 Hz et b) à 320 Hz (jeu radial de 25 μm)

A partir des amplitudes synchrones mesurées sur les trois disques, les déformées du rotor sont représentées en accélération (Figure III-20) et en décélération (Figure III-21). Les modes sont coniques, avec des amplitudes plus importantes pour le deuxième mode.

III.3.6 Conclusion de la première campagne d'essais (jeu radial de 25 μm)

Les essais effectués pour un jeu radial de 25 μm ne montrent aucun comportement non-linéaire du rotor. Les vibrations multiples entières de la composante synchrone (2ω , 3ω ,...) sont dues aux défauts de forme des disques et la composante sous-synchrone de 0.3ω ou 0.4ω est une signature vibratoire de la cage des roulements. Ce résultat est interprété comme une indication du fait que le jeu radial de 25 μm est presque entièrement consommé par les erreurs de position entre les guidages des roulements : les bagues extérieures des roulements sont donc constamment en contact avec le support fixe (carter). Il existe toutefois une différence entre les réponses suivant X et Y ce qui montre que le contact suivant ces directions est différent, le plus probablement à cause de jeux radiaux différents. Par exemple, sur la Figure III-18, la composante synchrone du déplacement suivant X du disque 1 comporte deux maximums, contre un seul pour la composante suivant Y.

Les diagrammes spectraux complets (« full spectrum ») facilitent l'interprétation des résultats car ils mettent en évidence une zone de précession synchrone rétrograde intercalée dans une plage de précession synchrone directe. Si l'on se réfère au fonctionnement d'un palier circulaire chargé, une analogie pourrait être effectuée. En effet, le palier circulaire chargé a des raideurs directes différentes suivant la direction de la charge statique et suivant une direction orthogonale. De ce fait, le palier possède deux pulsations propres, suivant chaque direction. Sous l'effet du balourd, dans le cas le plus simple d'un système rotor-palier à 2DDL (rotor de Jeffcott), la précession est directe avant le premier mode propre et après le deuxième mode mais elle est rétrograde entre les deux modes. La composante synchrone rétrograde sur la Figure III-12 et la Figure III-13 correspond bien aux ventres des déplacements synchrones situés entre 230 Hz et 320 Hz pour le disque 1 et le disque 3 (Figure III-18). Cette observation est en accord avec les diagrammes des amplitudes synchrones du disque 1 (Figure III-18), pour lequel un mode suivant X autour de 230 Hz et un mode suivant Y autour de 320 Hz ont été identifiés. Un comportement similaire est observé pour la composante synchrone du disque 3

III.4 Deuxième campagne d'essais : jeu radial de 50 μm

Les bagues à jeu variable de 25 μm sont remplacées par des bagues ayant un jeu radial de 50 μm . Lors des essais préliminaires réalisés avec des capteurs de déplacement d'appoint, les amplitudes crêtes-à-crêtes mesurées sont restées inférieures à 250 μm . Cette condition vérifiée, les capteurs de déplacements inductifs destinés au banc ont été montés et 15 essais, avec une fréquence de rotation maximale de 400 Hz, ont été réalisés.

III.4.1 Variation de la fréquence de rotation

La variation de la fréquence de rotation en fonction du temps pour l'ensemble des essais effectués est représentée sur la Figure III-22.

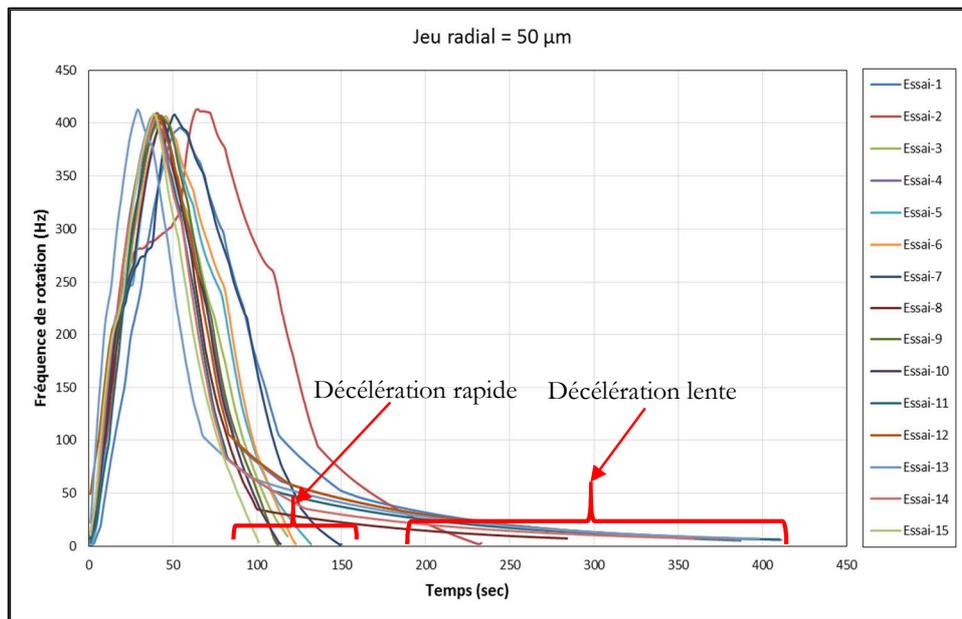


Figure III-22. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 50 µm)

Pour la phase d'accélération, la variation de la fréquence de rotation est quasiment répétable pour les différents essais à l'exception de l'essai-2 et l'essai-7. Les fréquences de rotation évoluent lentement entre 270 Hz et 320 Hz pour l'essai-2 et entre 250 Hz et 287 Hz pour l'essai-7 malgré une ouverture totale de la vanne d'alimentation de la turbine Pelton. En revanche, dès le passage de ces seuils (320 Hz pour l'essai-2 et 287 Hz pour l'essai-7), la fréquence de rotation augmente brusquement jusqu'à 400 Hz.

Deux familles de courbes ont été identifiées pour la phase de décélération : avec des décélérations rapides et avec des décélérations lentes. La Figure III-23 montre la durée de décélération de chaque essai. Les 8 essais ayant un temps de décélération supérieur à 150 secondes ont été classés comme des essais avec décélération lente. La moyenne du temps de décélération de ces essais est de 312,8 secondes. Le temps de décélération donne une information du couple résistant produit par les roulements et les paliers aérostatiques.

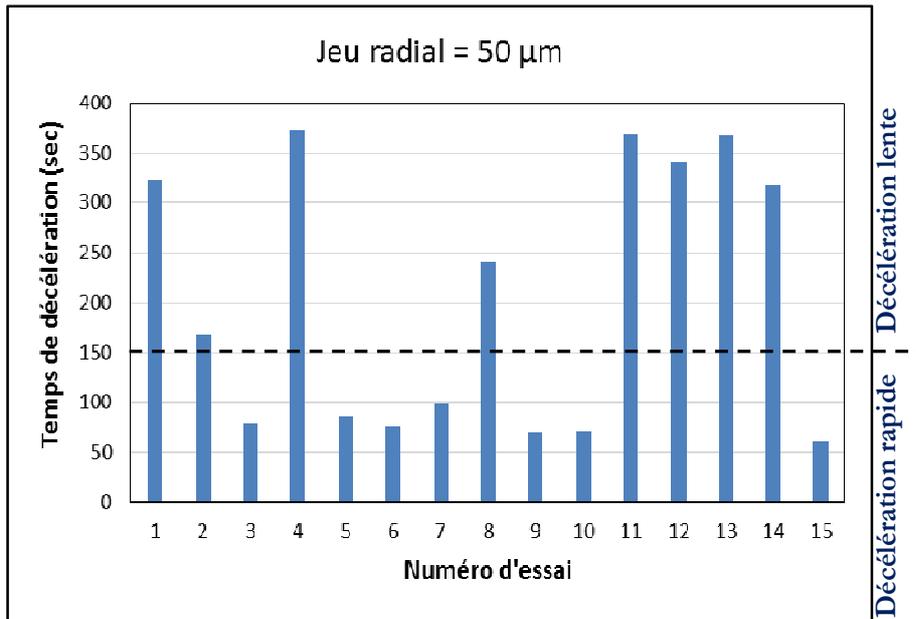


Figure III-23. Temps de décélération des essais (jeu radial = 50 μm)

Pour les essais avec décélération rapide, il a été observé que les bagues extérieures des roulements étaient bloquées contre les alésages des bagues à jeu variable malgré le jeu radial théorique de 50 μm. Ceci est expliqué par le fait que les bagues extérieures des roulements sont en acier inoxydable martensitique Z 100 et les bagues à jeu variable sont en acier inoxydable 304L. Le frottement entre ces deux pièces, en l'absence de lubrifiant, peut alors générer des amorces de grippage qui augmentent le couple résistant.

Les traces du contact entre les bagues extérieures des roulements et les alésages des bagues à jeu variable sont visibles sur ces dernières tel que repéré en rouge sur la Figure III-24. Pour rappel, la bague à jeu variable 1 est située entre le disque 1 (marqué D1) et le disque 2 (marqué D2). La bague à jeu variable 2 est quant à elle située entre le disque 2 et le disque 3 (marqué D3). Les traces sont plus marquées sur les extrémités des bagues, respectivement côté disque 1 pour la bague à jeu variable 1 et côté disque 3 pour la bague à jeu variable 2.

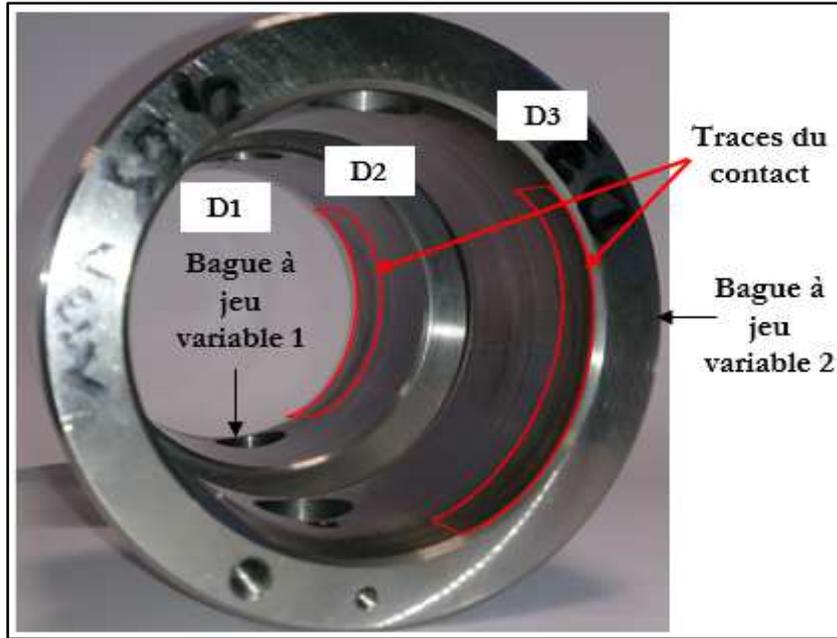
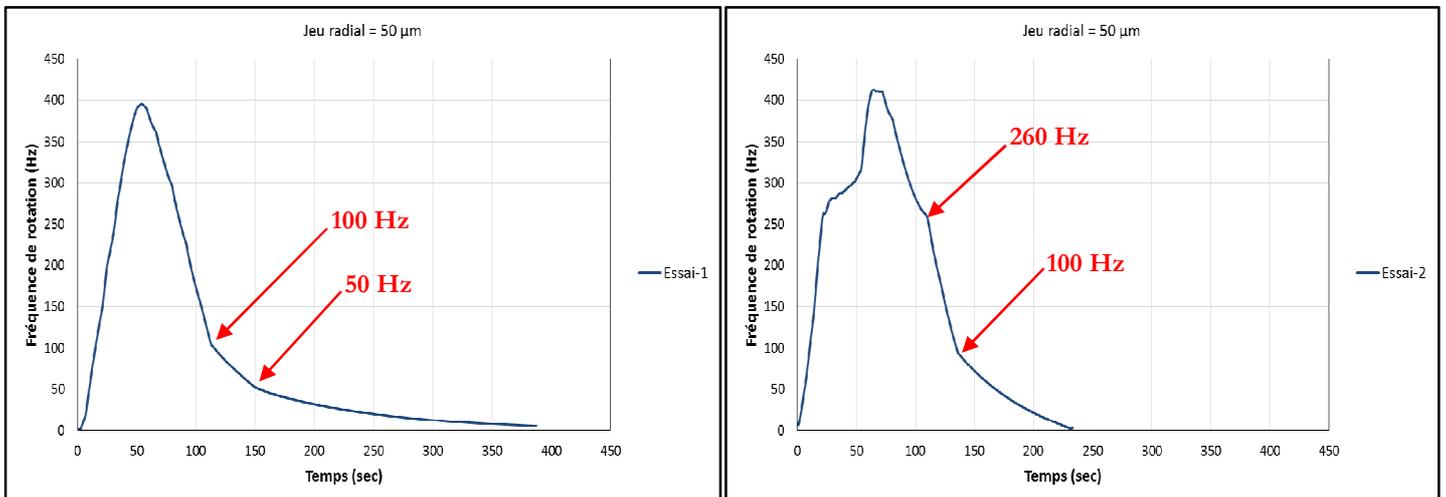


Figure III-24. Traces laissées par le contact entre les bagues extérieures des roulements et les bagues à jeu variable (jeu radial = 50 μm)

La Figure III-25 présente l'évolution de la vitesse de rotation en fonction du temps pour les 8 essais avec une décélération lente. Ces courbes indiquent l'existence de deux changements de pente en décélération. Le premier changement a lieu à 100 Hz pour les essais 1, 2, 4, 12 et 13 et à 80 Hz pour les essais 11 et 14. Ce premier changement de pente correspond au déblocage de la bague extérieure du roulement 2 (i.e. lorsqu'elle commençait à tourner). Le deuxième changement de pente a lieu à 60 Hz pour les essais 4 et 13, à 50 Hz pour les essais 1 et 11, à 40 Hz pour les essais 8 et 14 et à 55 Hz pour l'essai 12. Ce deuxième changement correspond au déblocage de la bague extérieure du roulement 1. Par la suite, seuls ces 8 essais à décélération lentes seront analysés



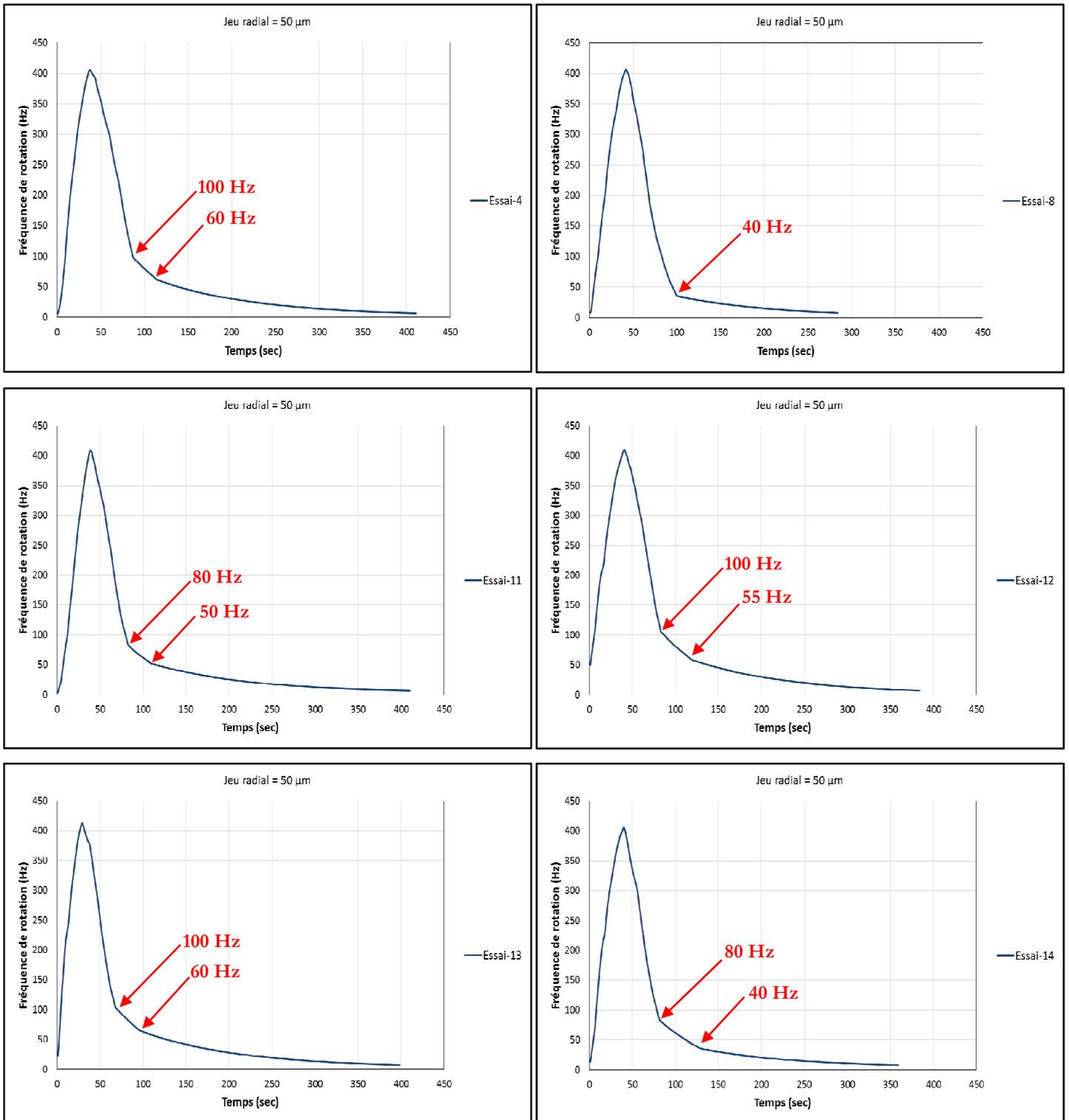


Figure III-25. Essais avec des décélérations lentes (jeu radial = 50 μm)

III.4.2 Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif

Les diagrammes spectraux « waterfalls » d'un essai représentatif avec décélération lente ont été tracés, en accélération, pour les trois disques (Figure III-26) et pour les bagues extérieures des roulements (Figure III-27).

La réponse dynamique du disque 1 suivant X contient la composante synchrone ω , la double synchrone (2ω) et des vibrations sous-synchrone de 0.3ω , 0.4ω et 0.6ω de faibles amplitudes. Suivant Y, elle comporte la composante synchrone ω et deux composantes sous-synchrones de 0.3ω et 0.6ω .

La réponse dynamique du disque 2 comporte des composantes sous-synchrones de 0.3ω et 0.4ω , ainsi qu'une composante synchrone ω et ses multiples entiers (2ω , 3ω ,...).

La signature vibratoire du disque 3 indique la présence des mêmes composantes : la vibration synchrone ω suivant X et Y et des vibrations sous-synchrones de 0.3ω , 0.4ω et 0.6ω suivant X et de 0.4ω et 0.6ω suivant Y.

Trois composantes de 0.3ω , 0.4ω et ω ont été identifiées pour le roulement 1 et deux composantes de 0.4ω et ω pour le roulement 2.

Pour la phase d'accélération, la réponse dynamique synchrone du disque 1 comporte deux pics situés à 160 Hz et 250 Hz suivant la direction X et à 230 Hz suivant la direction Y. Pour le disque 2, les pics apparaissent à 200 Hz et 300 Hz suivant la direction X et 320 Hz suivant la direction Y. Deux pics de la composante synchrone du disque 3 sont identifiés à 160 Hz et 300 Hz suivant la direction X et à 225 Hz et 340 Hz suivant la direction Y. Les composantes synchrones des bagues extérieures des roulements (Figure III-27) indiquent aussi l'existence de deux pics à 160 Hz et 260 Hz pour le roulement 1 et à 200 Hz et 300 Hz pour le roulement 2.

Les diagrammes spectraux (« waterfall »), durant la phase de décélération, ont été tracés sur la Figure III-28 et la Figure III-29, pour les disques et les bagues extérieures des roulements.

Le diagramme spectral du disque 1, suivant la direction X, contient la composante synchrone ω , une composante double synchrone 2ω et trois sous-synchrones : 0.3ω , 0.4ω et 0.6ω de faibles intensités. Suivant Y les composantes identifiées sont ω , 0.3ω et 0.6ω .

La réponse dynamique du disque 2, met en évidence, suivant X et Y, la présence de la composante synchrone ω et de ses multiples, ainsi que des composantes sous-synchrone 0.3ω et 0.4ω .

Le diagramme du disque 3 comporte, suivant X et Y, la composante synchrone ω et les composantes sous-synchrones 0.4ω et 0.6ω .

Les diagrammes correspondant aux bagues extérieures des roulements (Figure III-29) montrent la présence de trois raies à 0.3ω , 0.4ω et ω en accélération. Seules les composantes à 0.3ω et ω demeurent pendant la décélération.

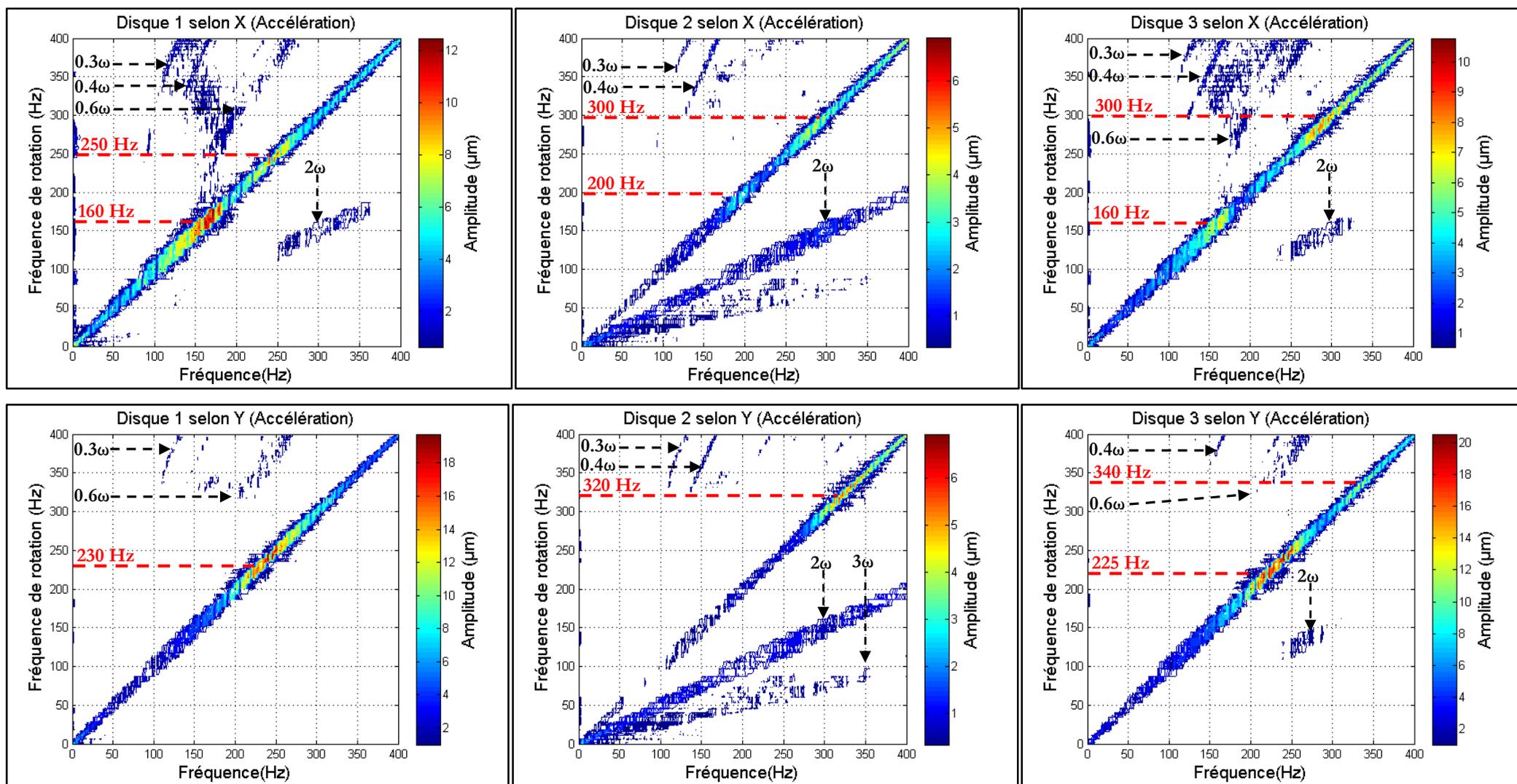


Figure III-26. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 50 µm)

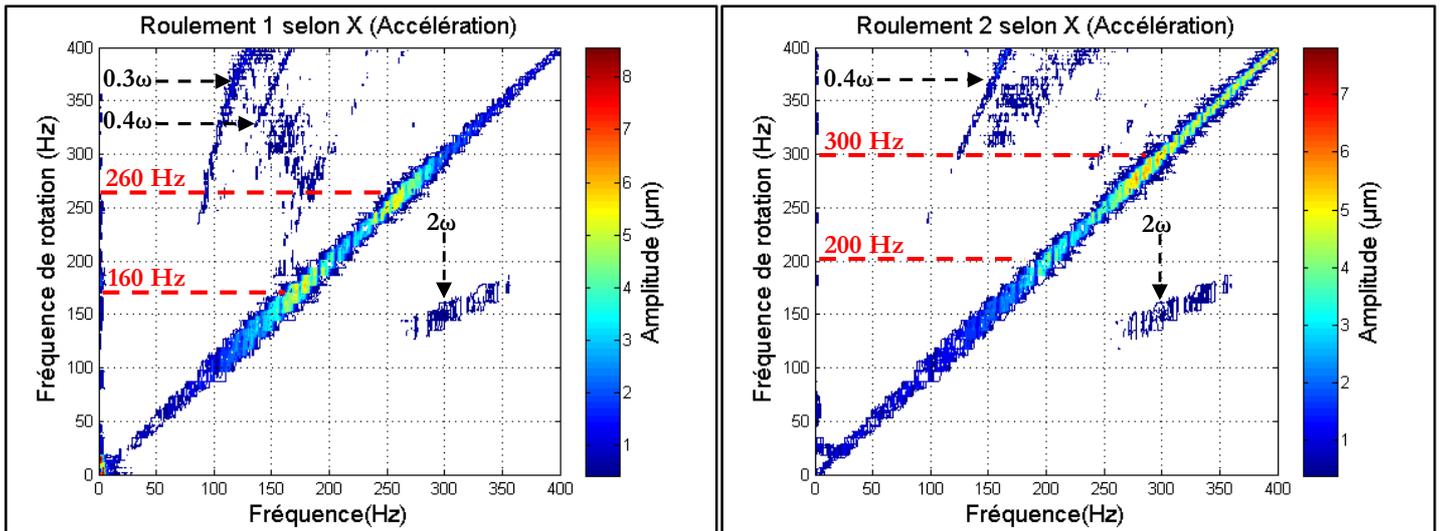


Figure III-27. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 50 µm)

Durant la décélération, plusieurs pics apparaissent sur les raies synchrones. Pour le disque 1, ces pics sont à 140 Hz et 250 Hz suivant X et à 250 Hz suivant Y. Pour le disque 2, un seul pic a été identifié suivant les deux directions de mesure, à savoir à 300 Hz suivant X et à 330 Hz suivant Y. La raie synchrone du disque 3 présente trois pics à 140 Hz, 210 Hz et 300 Hz suivant X et un seul pic à 250 Hz suivant Y. Pour les bagues extérieures des roulements, deux pics apparaissent sur la composante synchrone ω situés à 140 Hz et 260 Hz pour le roulement 1 et à 200 Hz et 300 Hz pour le roulement 2.

Comme pour la première campagne d'essais (jeu radial de 25 µm), les multiples entiers de la composante synchrone identifiés sur les diagrammes du disque 1 suivant X et du disque 2 suivant X et Y reflètent les défauts de formes des disques. Les vibrations sous-synchrones de 0.3ω , 0.4ω et 0.6ω correspondent à la vitesse de précession de la cage des billes des roulements.

Durant l'accélération, les amplitudes du disque 1 et du disque 3 sont plus importants suivant la direction Y ; durant la décélération, l'amplitude suivant Y est plus importante seulement pour le disque 3.

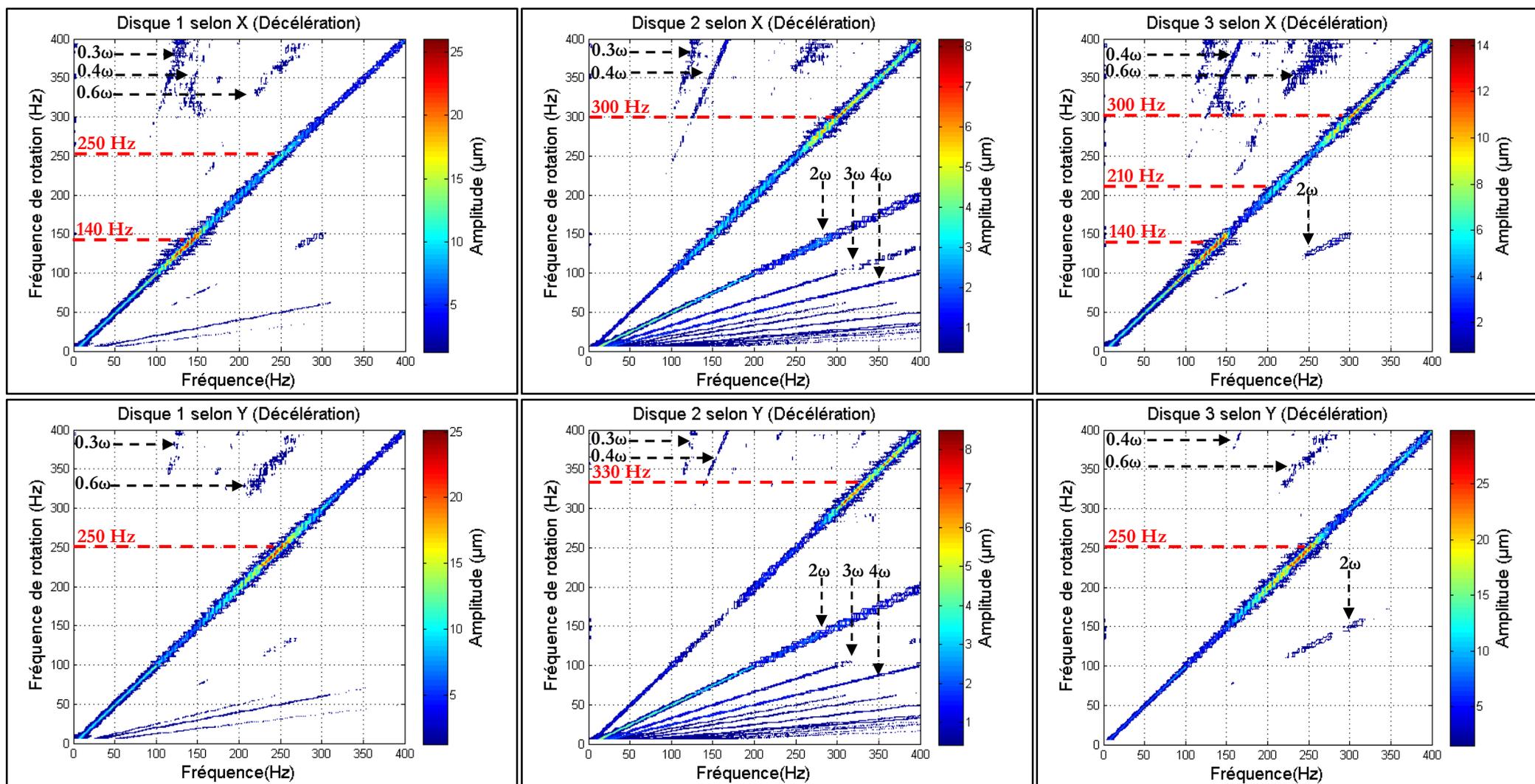


Figure III-28. Diagrammes spectraux « Waterfalls » des disques durant la décélération (jeu radial = 50 µm)

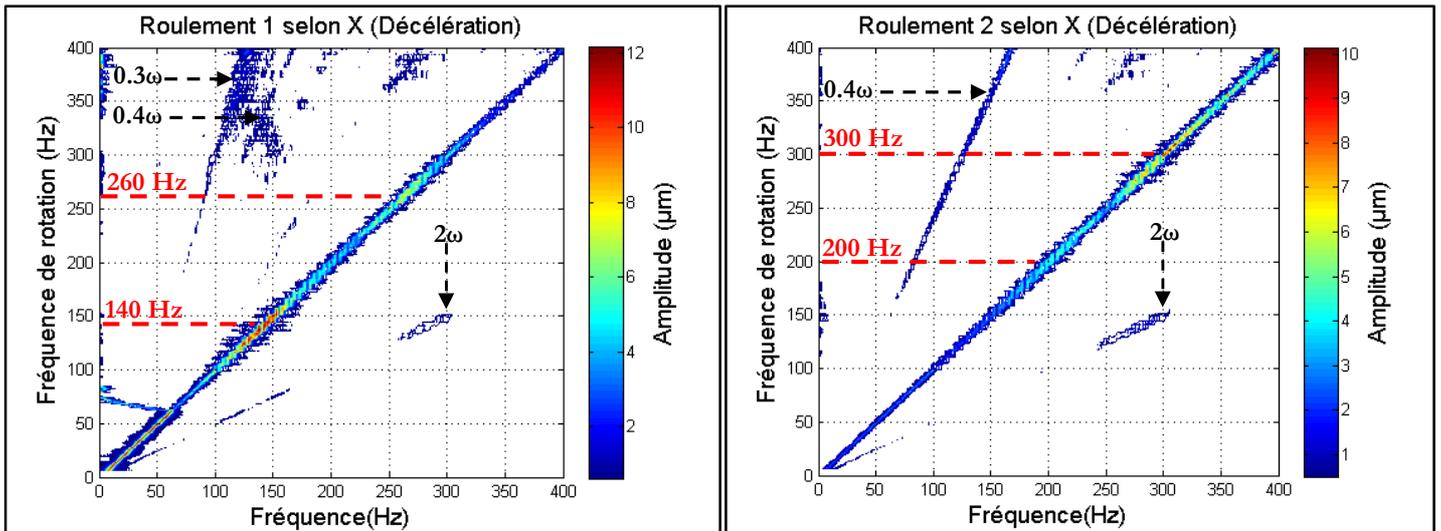


Figure III-29. Diagrammes spectraux « Waterfalls » des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 50 μm)

III.4.3 Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif

Des diagrammes spectraux complets (« full-spectrum ») sont tracés sur la Figure III-30 pour la phase d'accélération et sur la Figure III-31 pour la phase de décélération.

Ces diagrammes peuvent être décomposés en trois zones distinctes suivant le sens de la précession. Les amplitudes synchrones directes et rétrogrades ont été tracées en accélération et en décélération, sur la Figure III-32 et la Figure III-33.

En accélération, le diagramme du disque 1 indique deux précessions directes dans les intervalles 0-176 Hz et 205-400 Hz avec une précession rétrograde entre les deux. Le même enchainement est observé en décélération avec une zone de précession directe entre 0 et 154 Hz, une zone de précession rétrograde entre 154 et 185 Hz et enfin une zone avec une précession directe de 185 jusqu'à 400 Hz.

Le disque 3 a le même comportement que le disque 1 : une première précession directe dans l'intervalle 0-171 Hz en accélération et 0-153 Hz en décélération ; une deuxième précession directe à partir de 184 Hz en accélération et à partir de 161 Hz jusqu'à 400 Hz en décélération. La précession est rétrograde entre les deux précessions directes.

Les comportements observés pour les disques 1 et 3 sont donc les mêmes que pour la première campagne d'essais (jeu radial de 25 μm). En revanche, le comportement du disque 2 est différent car trois zones sont à présent observées, contre cinq précédemment.

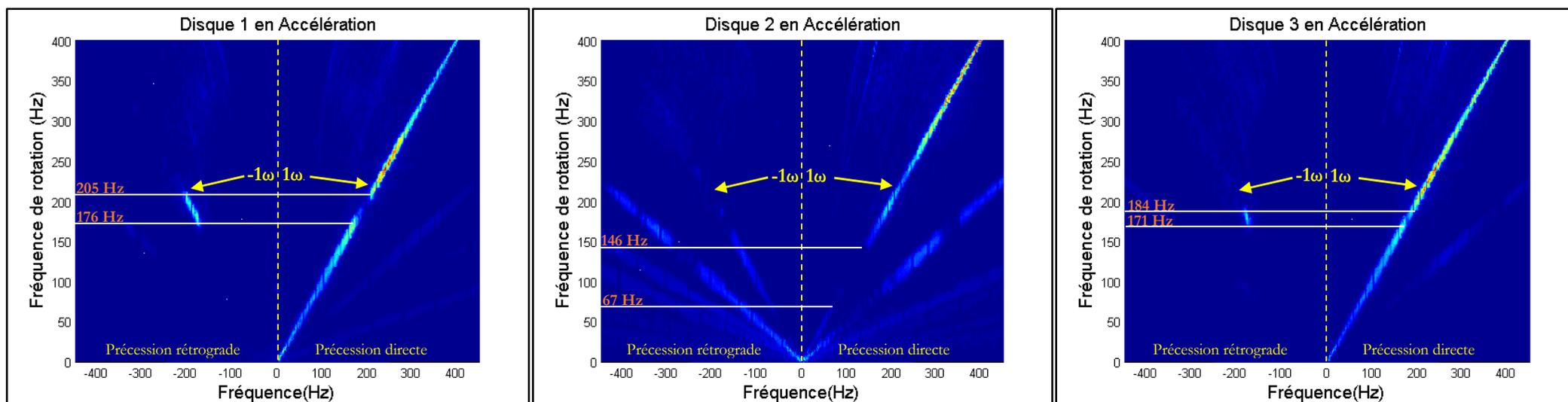


Figure III-30. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 50 μm)

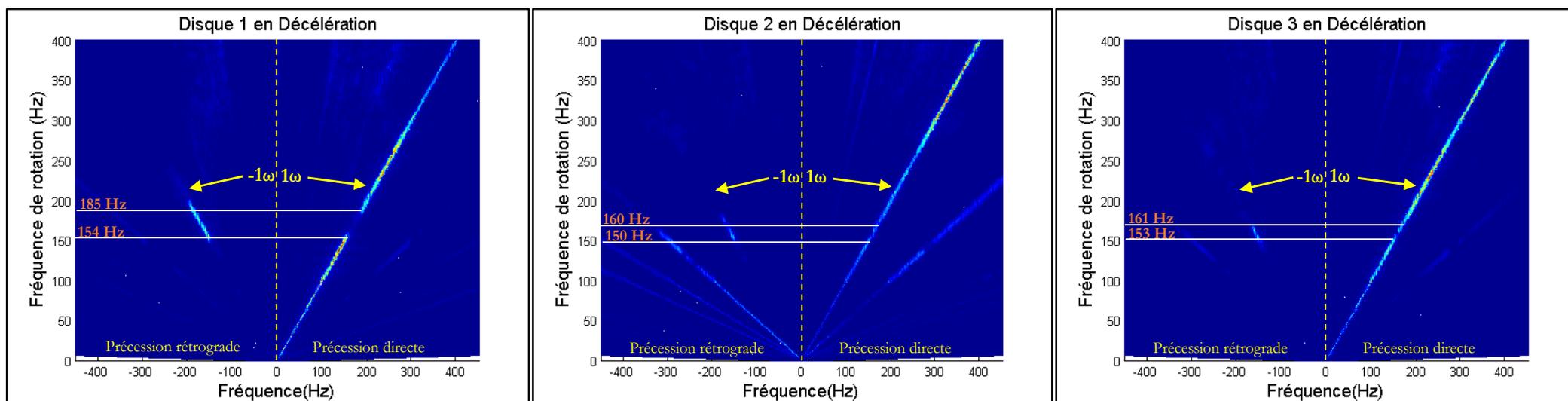


Figure III-31. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 50 μm)

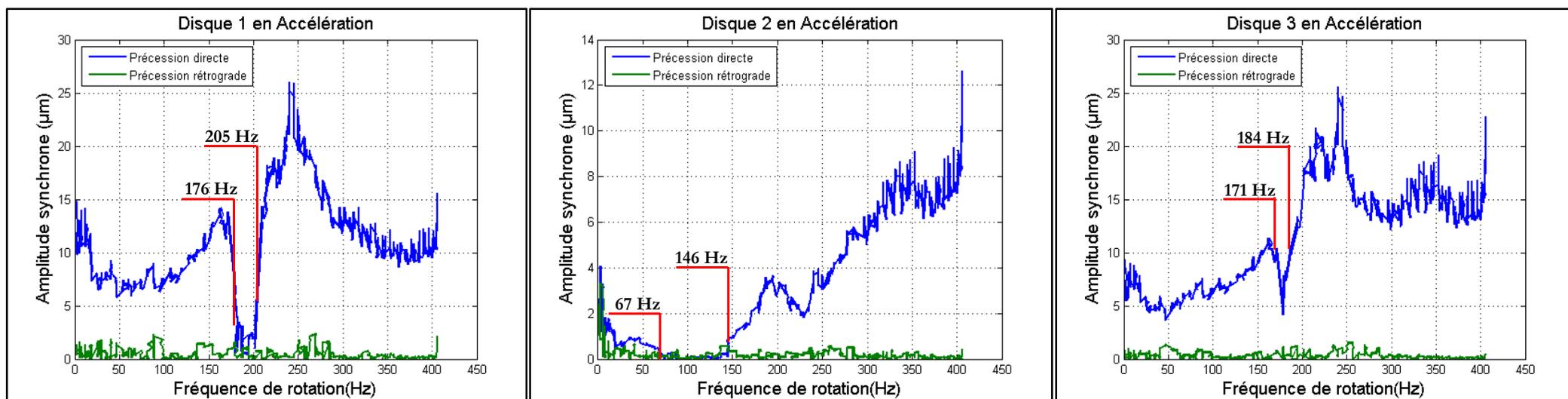


Figure III-32. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en accélération (jeu radial = $50 \mu\text{m}$)

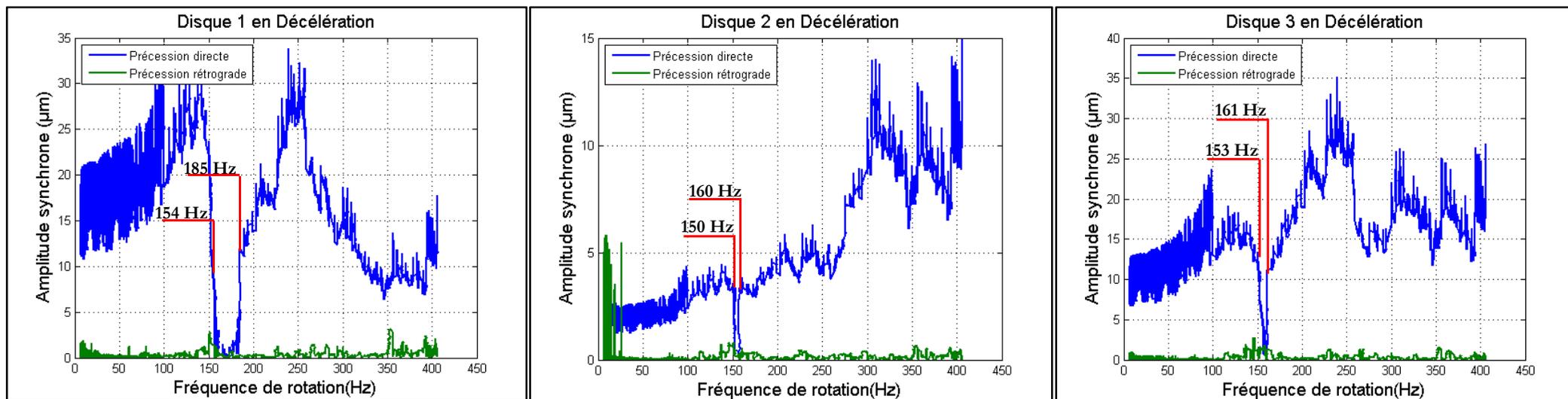


Figure III-33. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en décélération (jeu radial = $50 \mu\text{m}$)

Jeu radial de 25 μm		
Disque 1	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 242 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 362 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 250 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 300 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
Disque 2	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 200 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 274 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 304 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 371 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 197 $\xleftarrow{\text{D}}$ 267 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 312 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 348 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 400
Disque 3	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 188 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 267 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 192 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 259 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
Jeu radial de 50 μm		
Disque 1	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 176 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 205 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 154 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 185 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
Disque 2	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 67 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 146 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 150 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 160 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
Disque 3	Acc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 171 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 184 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400
	Déc	0 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 153 $\xleftarrow{\text{Rét}}$ 161 $\xleftarrow{\text{Dir}}$ 400

Tableau III-3. Zones des précessions pour des jeux radiaux de 25 μm et 50 μm

Les résultats des diagrammes spectraux complets sont regroupés dans le Tableau III-3 ; « Acc », « Déc », « Dir » et « Rét » représentent respectivement l'accélération, la décélération, précession directe et précession rétrograde.

Le tableau montre que l'augmentation du jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator a engendré une diminution de l'intervalle occupé par la précession rétrograde pour le disque 1 durant la décélération. Cet intervalle passe de 50 Hz pour un jeu radial de 25 μm à 29 Hz pour un jeu radial de 50 μm . Durant l'accélération, l'intervalle occupé par la précession rétrograde reste de l'ordre de la 20 Hz.

Au niveau du disque 3, dans le cas d'un jeu de 25 μm , la précession rétrograde avait une étendue de 79 Hz en accélération et de 103 Hz en décélération. Avec un jeu radial de 50 μm , les étendues correspondant à la précession rétrograde sont de 13 Hz durant l'accélération et de 8 Hz durant la décélération. Ce résultat peut être associé à un rapprochement des raideurs directes suivant X et Y des paliers à air, résultat cohérent avec un fonctionnement centré et rendu possible par le jeu radial fonctionnel de 50 μm .

Il reste à souligner que les limites inférieures des zones de précession rétrograde des disques 1 et 3 ont diminué avec l'augmentation du jeu radial. En effet, pour le disque 1, la zone de précession rétrograde, pour un jeu radial de 25 μm , commence à apparaître à partir d'une fréquence de rotation de 242 Hz en accélération et de 250 Hz en décélération. Pour un jeu radial de 50 μm et pour le même disque, cette précession commence à 177 Hz en accélération et à 154 Hz en décélération. Pour le disque 3, la précession rétrograde apparaît, pour un jeu radial de 25 μm , à une fréquence de rotation de 188 Hz en accélération et à 153 Hz en décélération. Pour un jeu radial de 50 μm , cette précession apparaît à 171 Hz en accélération et à 153 Hz en décélération. La diminution de ces fréquences caractéristiques montre que les raideurs des paliers ont diminué.

Dans la suite, on s'intéresse aux orbites synchrones des disques. Pour chaque zone de précession, ces orbites sont représentées pour la phase d'accélération et la phase de décélération, sur la Figure III-34 et la Figure III-36.

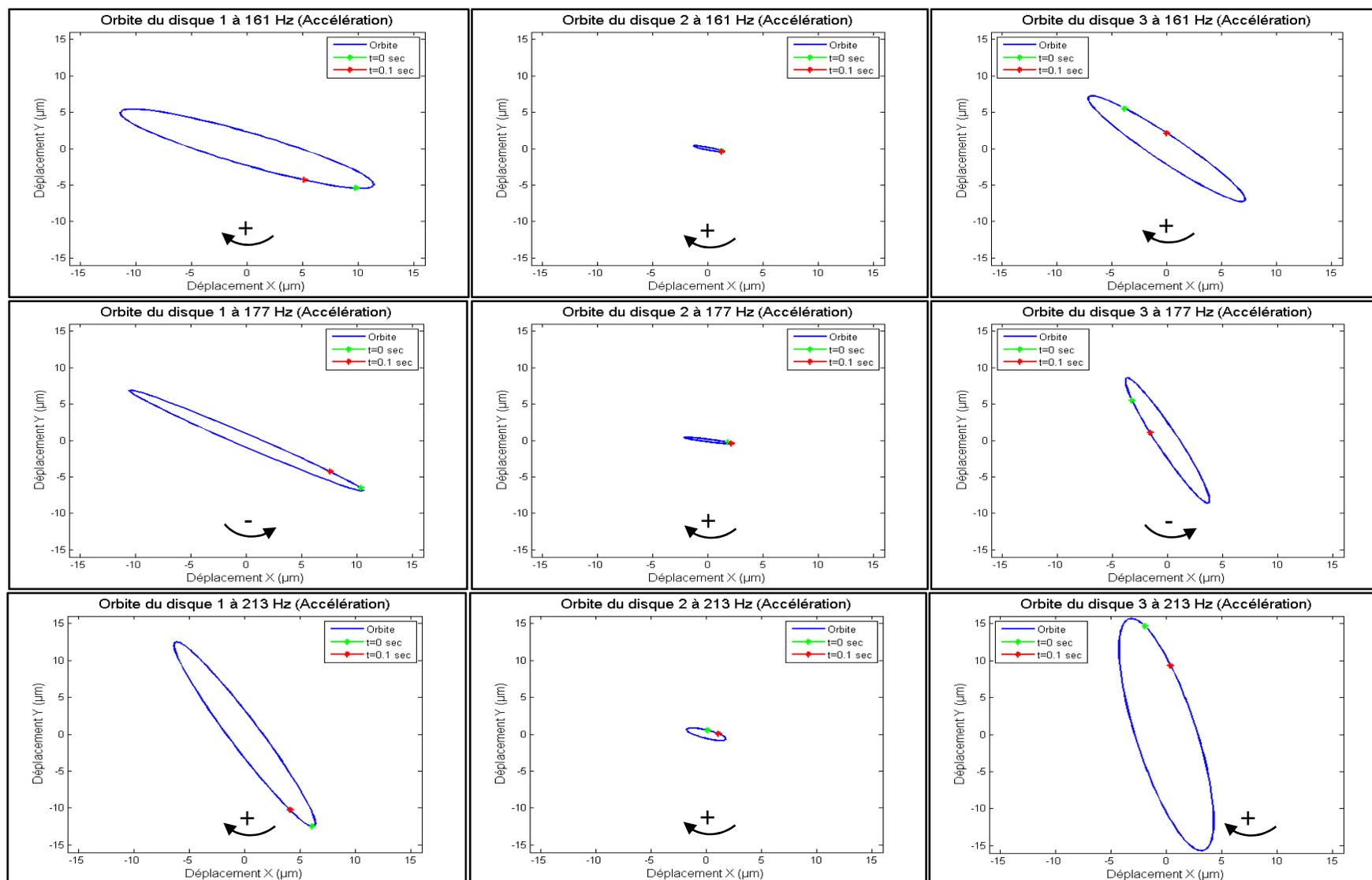


Figure III-34. Orbites synchrones des disques à 161 Hz, 177 Hz et 213 Hz en accélération (jeu radial = 50 μm)

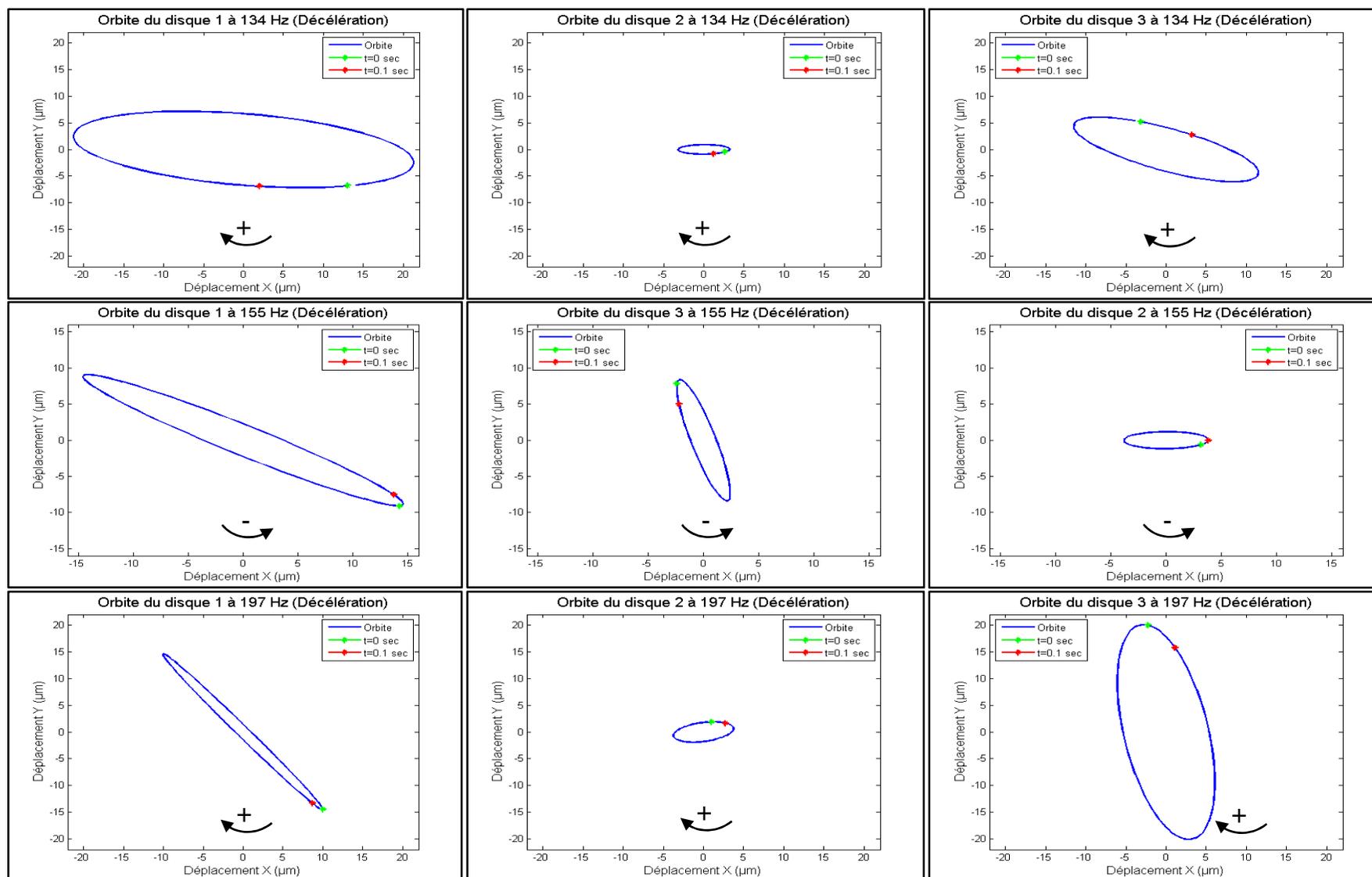


Figure III-35. Orbites synchrones des disques à 134 Hz, 155 Hz et 197 Hz en décélération (jeu radial = 50 μm)

En accélération, les trajectoires synchrones ont été tracées à une fréquence de rotation de 161 Hz pour la première zone de précession directe et pour une fréquence de rotation de 213 Hz pour la deuxième zone de précession directe. Pour la zone où la précession est rétrograde, les orbites synchrones ont été tracées à 177 Hz. Le sens de parcours des orbites confirme les remarques précédentes sur la précession des disques. En effet, à 161 Hz, les trois disques tournent dans le sens direct. A 177 Hz, les disques 1 et 3 ont une précession rétrograde et le disque 2 une précession directe. Le comportement des disques à 161 Hz se répète à 213 Hz.

Pour la décélération, les trajectoires synchrones ont été tracées à 134 Hz (précession directe), à 155 Hz (précession rétrograde) et à 197 Hz (précession directe) et leur sens de rotation vérifie bien les observations faites sur les diagrammes spectraux complets.

III.4.4 Moyenne des amplitudes synchrones

Les moyennes des amplitudes synchrones des disques calculées pour les essais de décélérations lentes sont représentées sur la Figure III-36.

Pour l'accélération, les amplitudes des déplacements du disque 1 indiquent l'existence de deux pics à 160 Hz et 225 Hz suivant X et un seul pic à 225 Hz suivant Y. Pour mémoire, une précession rétrograde, comprise dans l'intervalle 176-205 Hz, a été mise en évidence dans le paragraphe précédent. En se basant sur les travaux d'Ehrich cités dans la partie II.2.4, ce résultat peut s'expliquer par l'anisotropie de la raideur des paliers. Ceci est corroboré par le fait que les amplitudes suivant X à 160 Hz sont plus grandes que celles suivant Y, avec un comportement inverse à 225 Hz. Ces constatations nous permettent de conclure que le premier pic détecté correspond à un mode suivant X et le deuxième à un mode suivant Y.

Le comportement vibratoire du disque 3 en accélération est similaire à celui du disque 1. En effet, deux pics ont été identifiés. Le premier est situé à 150 Hz, avec des amplitudes suivant Y légèrement plus grandes que suivant X. Le deuxième se situe à 225 Hz avec des amplitudes nettement plus importantes suivant Y. Entre ces deux pics, une plage de précession rétrograde a été identifiée sur les diagrammes spectraux complets (« full-spectrum »). Les pics à 150 Hz et 225 Hz correspondent bien à des modes. Le premier est un mode suivant X et le deuxième suivant Y. Il est à souligner qu'au niveau du premier pic, un fort amortissement a dû causer l'atténuation de la moyenne des amplitudes suivant la direction X. Un autre pic à 300 Hz a également été identifié, mais seulement pour le disque 3 et suivant la direction X, en accélération et en décélération.

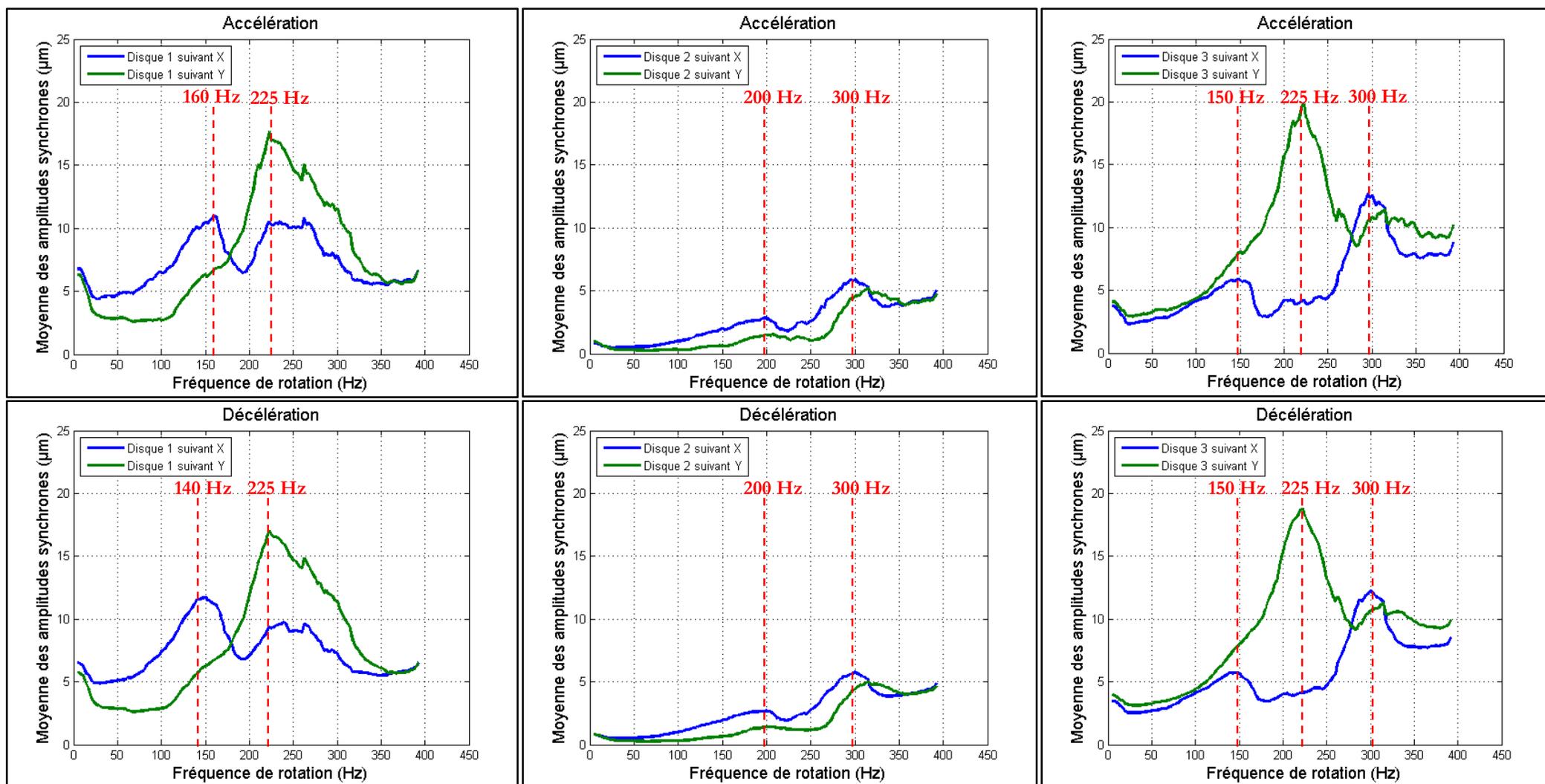


Figure III-36. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de 50 µm)

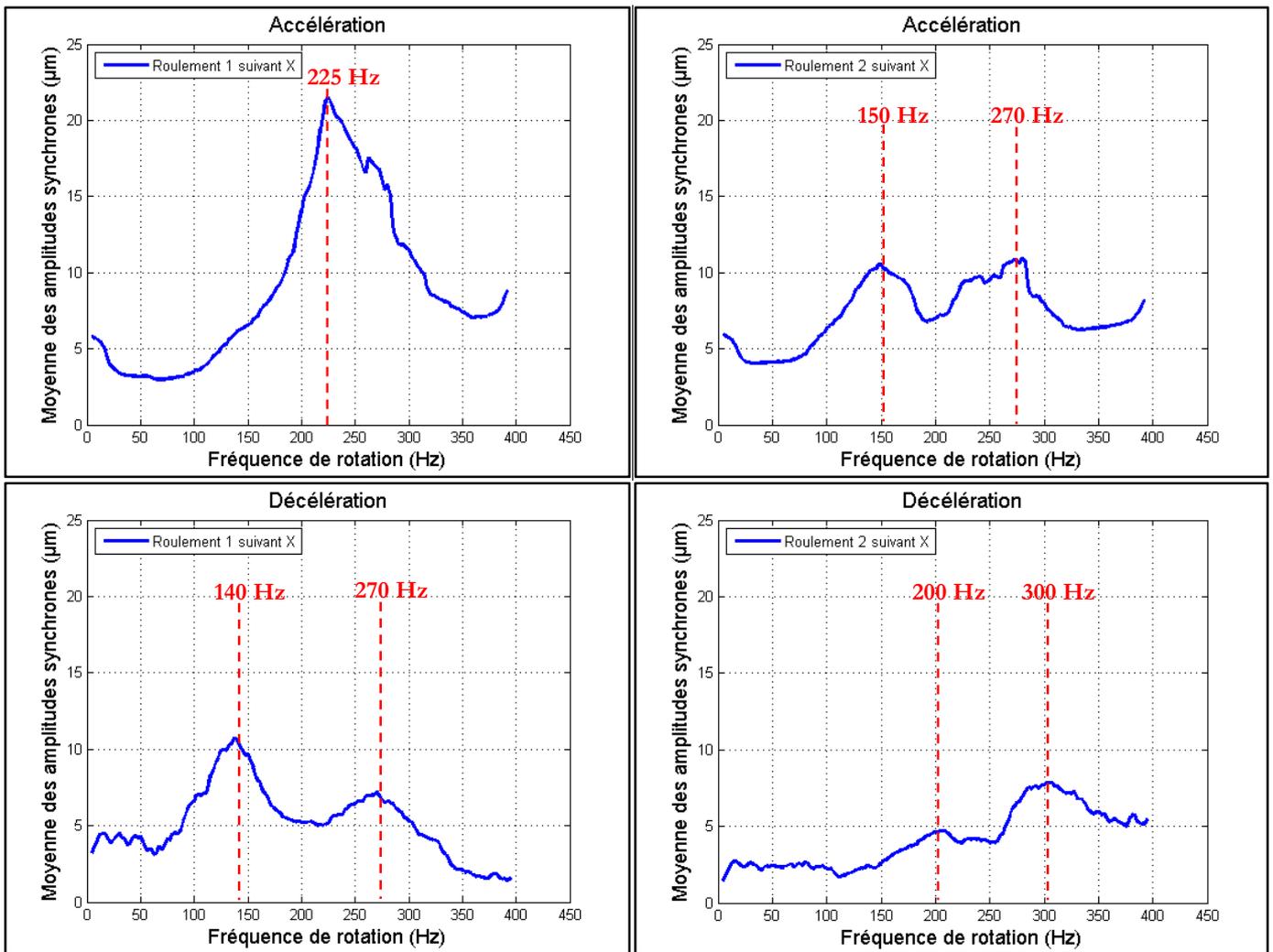


Figure III-37. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de 50 µm)

Les amplitudes des déplacements synchrones du disque 1 et 3 durant la phase d'accélération ne dépassent pas 20 µm. Pour le disque 2 en accélération, deux pics ont été identifiés à 200 Hz et 300 Hz, avec des amplitudes de déplacements considérées comme faibles car inférieures à 6 µm.

Les commentaires formulés en accélération sont transposables à la phase de décélération. Deux pics apparaissent pour le disque 1. Le premier est à 140 Hz et correspond à un mode suivant la direction X. Le deuxième est à 225 Hz et correspond à un mode suivant la direction Y. Pour le disque 3, deux pics ont été identifiés : à 150 Hz et à 225 Hz. Ils correspondent respectivement à des modes suivant X et Y. Pour le disque 2, le comportement en décélération est très similaire à celui en accélération.

Les moyennes des amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements sont tracées sur la Figure III-37.

La bague extérieure du roulement 1 présente un pic à 225 Hz en accélération et deux pics à 140 Hz et 270 Hz en décélération. Le pic identifié en accélération est corrélé avec le deuxième mode des disques 1 et 3 tandis que le pic à 140 Hz en décélération est corrélé avec le premier mode des disques 1 et 3. On note que les amplitudes synchrones sont plus importantes en accélération qu'en décélération.

Pour la bague extérieure du roulement 2, en accélération, le premier pic est situé à 150 Hz et correspond au premier mode identifié précédemment pour les disques 1 et 3. Un deuxième pic est situé à 270 Hz. Pour la décélération, deux pics apparaissent à 200 Hz et 300 Hz.

III.4.5 Déformées du rotor pour un essai représentatif

Les déformées du rotor, construites à partir des déplacements synchrones des trois disques, sont tracées sur la Figure III-38 et la Figure III-39 à 150 Hz et 225 Hz. Ces déformées montrent des modes de type conique.

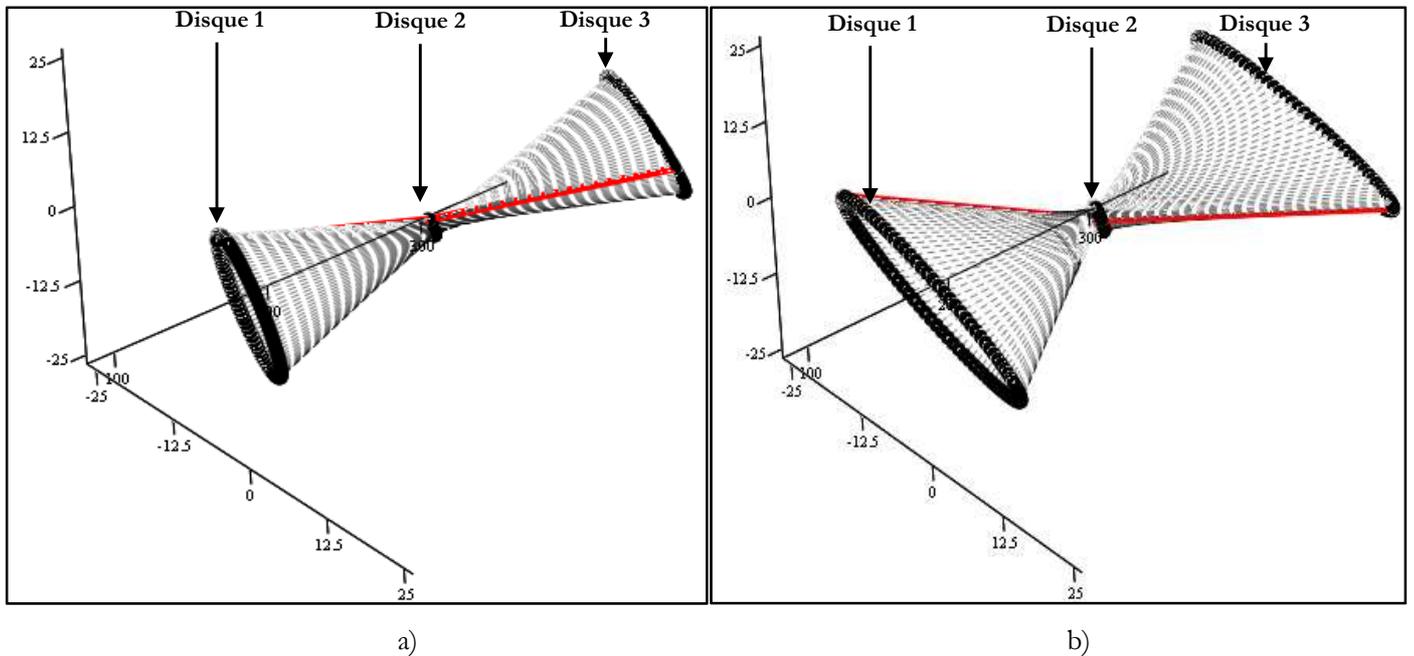


Figure III-38. Déformée du rotor en accélération a) à 153 Hz et b) à 226 Hz (jeu radial de 50 μm)

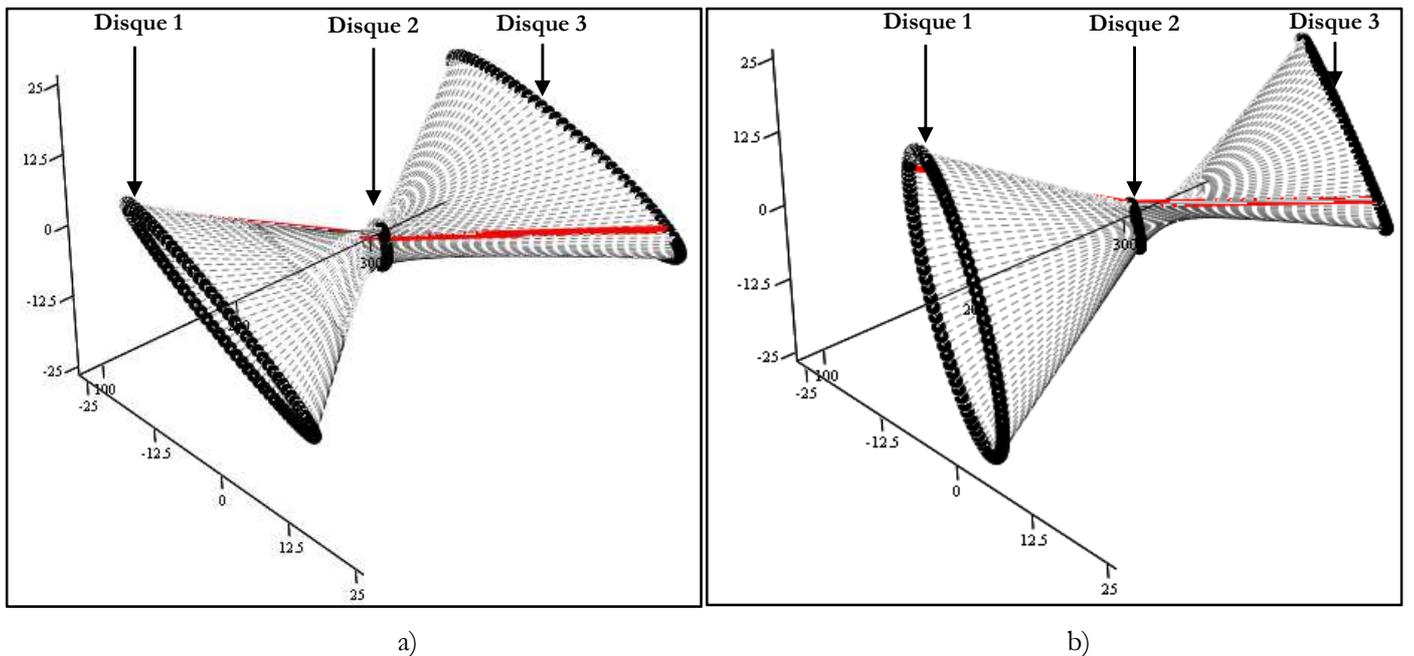


Figure III-39. Déformée du rotor en décélération a) à 153 Hz et b) à 226 Hz (jeu radial de 50 μm)

III.4.6 Conclusion de la deuxième campagne d'essais (jeu radial de 50 μm)

Comme pour le jeu de 25 μm , les résultats obtenus pour le jeu de 50 μm montrent un comportement linéaire du rotor :

- les diagrammes spectraux (« waterfalls ») sont dominés par la composante synchrone,
- les composantes super-synchrones sont dues aux défauts de formes
- les composantes sous-synchrones correspondent à la signature vibratoire de la cage des roulements.

Toutefois, les spectrogrammes suivant la direction X contiennent un spectre des vibrations sous-synchrones plus riche.

Les diagrammes des amplitudes synchrones indiquent, en accélération et en décélération, un premier mode suivant X autour de 150 Hz pour le disque 1 et le disque 3. Un deuxième mode suivant Y apparaît, pour ces deux disques, autour de 225 Hz. Un pic à 300 Hz a été identifié au niveau du disque 2 et du disque 3. Ce pic n'apparaissait pas pour la configuration avec jeu radial fonctionnel de 25 μm .

Les diagrammes spectraux complets (« full-spectrum ») sont cohérents avec ces remarques et indiquent une précession synchrone directe puis rétrograde et enfin directe pour les disques 1 et 3. Par rapport à la première campagne d'essais (jeu radial de 25 μm), l'étendue de la zone de précession rétrograde a diminué. De plus, les fréquences critiques baissent avec l'augmentation du jeu radial.

III.5 Troisième campagne d'essais : jeu radial de 75 μm

La troisième campagne d'essais est réalisée avec un jeu radial de 75 μm . Les essais préliminaires ont montré des déplacements crêtes-à-crêtes inférieurs à 250 μm ; 16 essais, jusqu'à des vitesses de rotation de 400 Hz, ont ensuite été réalisés.

III.5.1 Variation de la fréquence de rotation

La variation de la fréquence de rotation en fonction du temps est représentée sur la Figure III-40 pour les 16 essais. En accélération, les allures des fréquences de rotation sont quasiment répétées à l'exception des essais 6 et 7 où les courbes présentent « un palier » dans la plage 260 - 300 Hz, malgré une ouverture totale de la vanne manuelle d'alimentation de la turbine Pelton. Au-delà de 300 Hz, la fréquence de rotation augmente brusquement jusqu'à 400 Hz. Au début de

la phase de décélération, l'évolution est quasiment la même pour les 16 essais. Toutefois, un régime de décélération lente et un régime de décélération rapide ont été identifiés. La durée de la phase de décélération pour chaque essai est représentée sur la Figure III-41.

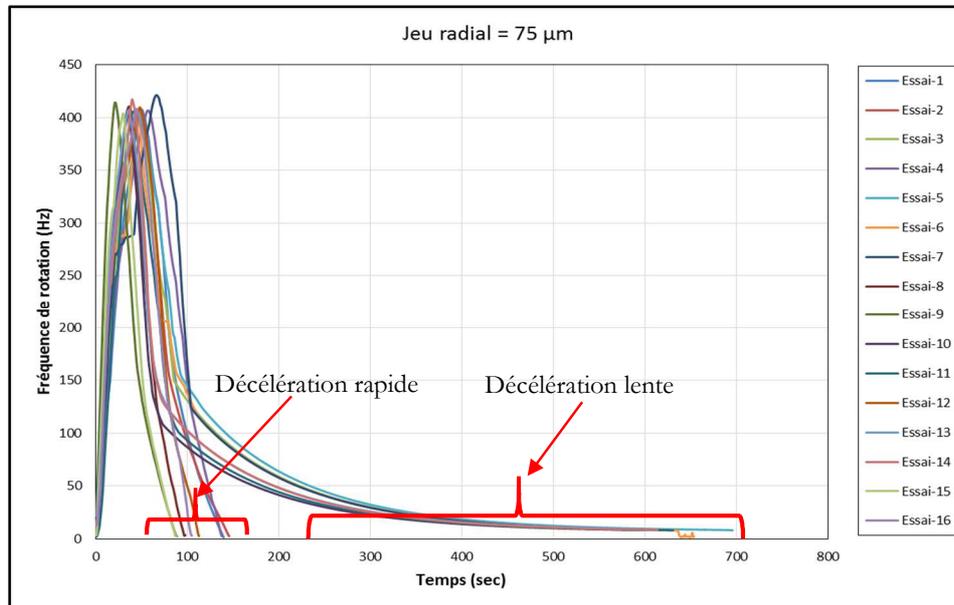


Figure III-40. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 75 µm)

Les 8 essais ayant un temps de décélération supérieur à 150 secondes ont été considérés comme des essais avec décélération lente. La moyenne de temps de décélération de ces 8 essais est de 581 secondes. Le temps de décélération a presque doublé par rapport à la deuxième campagne d'essais (jeu radial de 50 µm). Ceci est expliqué par le fait que le jeu radial a augmenté et le couple résistant des roulements a diminué (la bague extérieure du roulement 2 est déblocée durant tout l'essai).

Les essais avec des décélérations rapides montrent une variation uniforme de la fréquence de rotation. Durant ces essais, les bagues extérieures des roulements étaient bloquées malgré un jeu radial fonctionnel théorique de 75 µm. Comme pour la campagne précédente (jeu de 50 µm), le contact entre les deux matériaux de la bague extérieure des roulements et la bague à jeu variable (304L et Z100) a conduit à des amorces de grippage entre les deux pièces. Des traces de ces contacts ont été observées sur les alésages des bagues à jeu variable.

Les essais avec des décélérations lentes (Figure III-42) comportent un changement de pente à 150 Hz pour les essais 3 et 5, à 200 Hz pour l'essai 6, à 120 Hz pour les essais 7, 13 et 14, à 110 Hz pour l'essai 10 et à 100 Hz pour l'essai 11. Ce changement est provoqué par le déblocage de la

bague extérieure du roulement 1 qui commence à tourner et se traduit par une diminution du couple résistant.

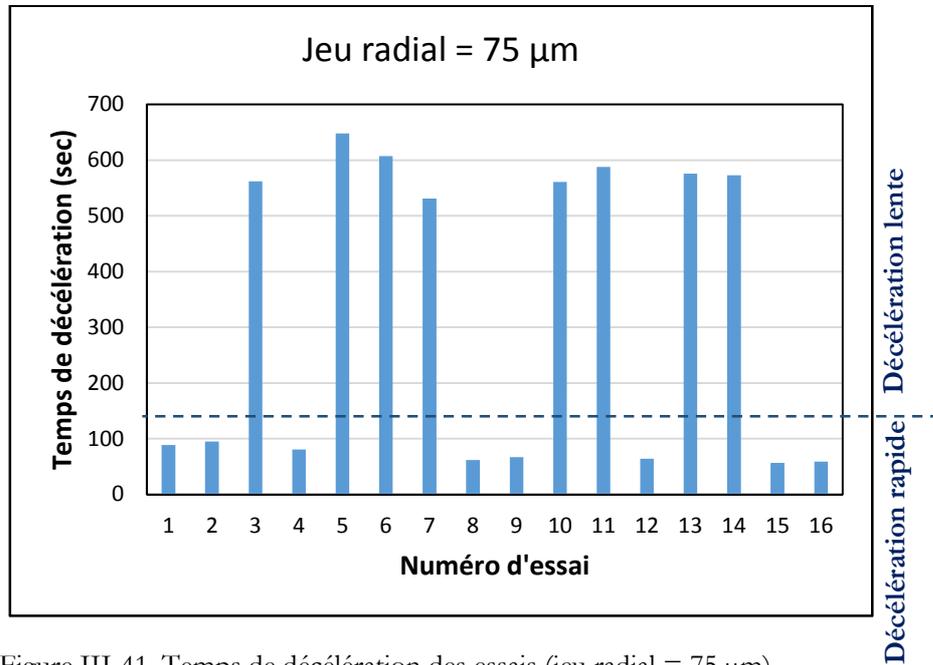
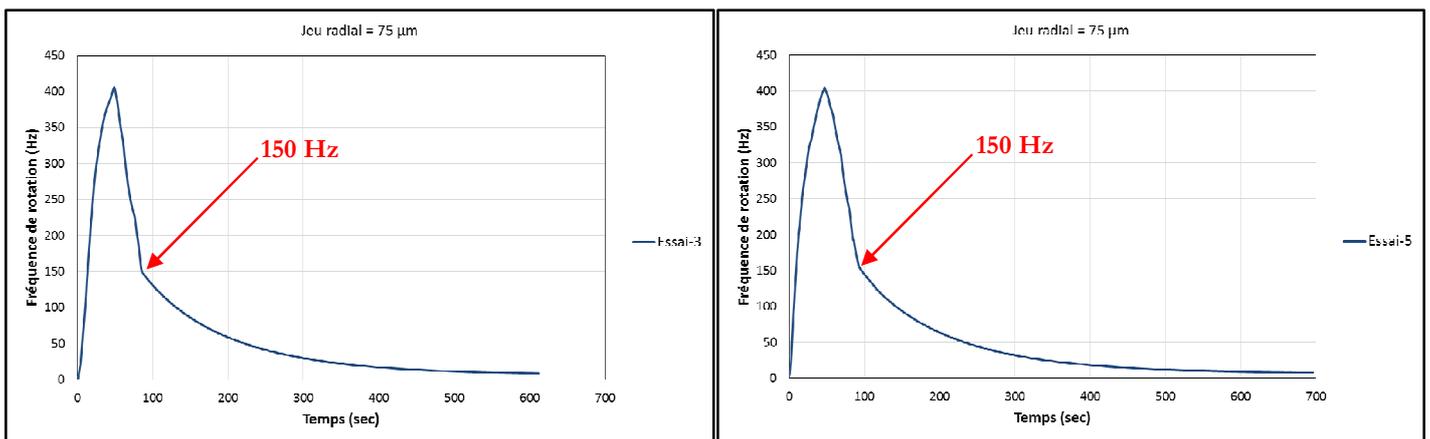


Figure III-41. Temps de décélération des essais (jeu radial = 75 µm)

La bague extérieure du roulement 2 est débloquée durant tout l'essai (durant l'accélération et la décélération). Ceci n'était pas le cas pour les essais de décélérations lentes effectuées dans la deuxième campagne d'essais (jeu radial de 50 µm).



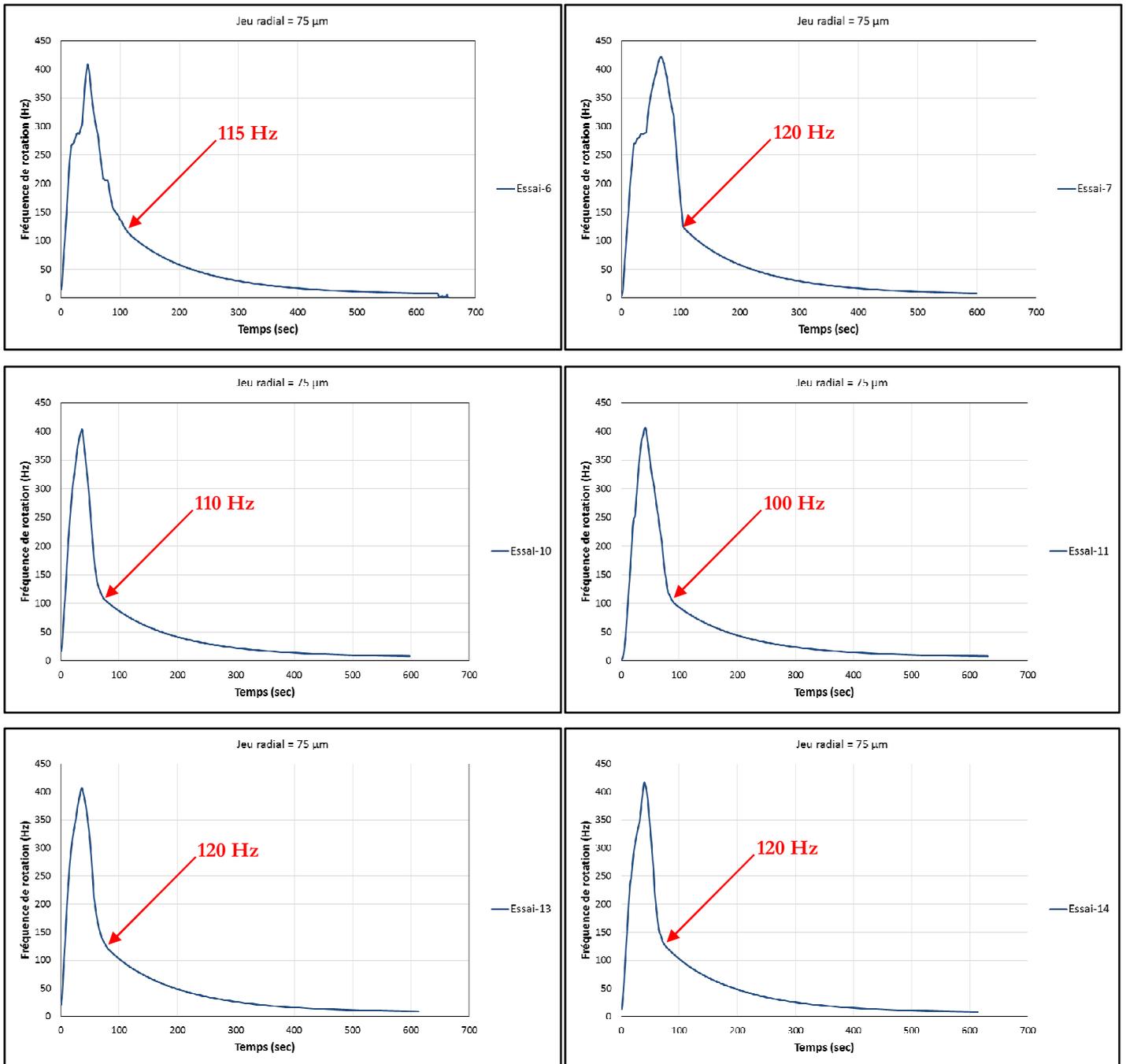


Figure III-42. Essais avec des décélérations lentes (jeu radial = 75 μm)

III.5.2 Diagrammes spectraux (« Waterfall ») d'un essai représentatif

Les déplacements mesurés au niveau des disques et des bagues extérieures des roulements sont représentés pour un essai représentatif de décélération lente. La Figure III-43 et la Figure III-44 représentent, pour la phase d'accélération, les diagrammes spectraux des disques et des bagues extérieures des roulements.

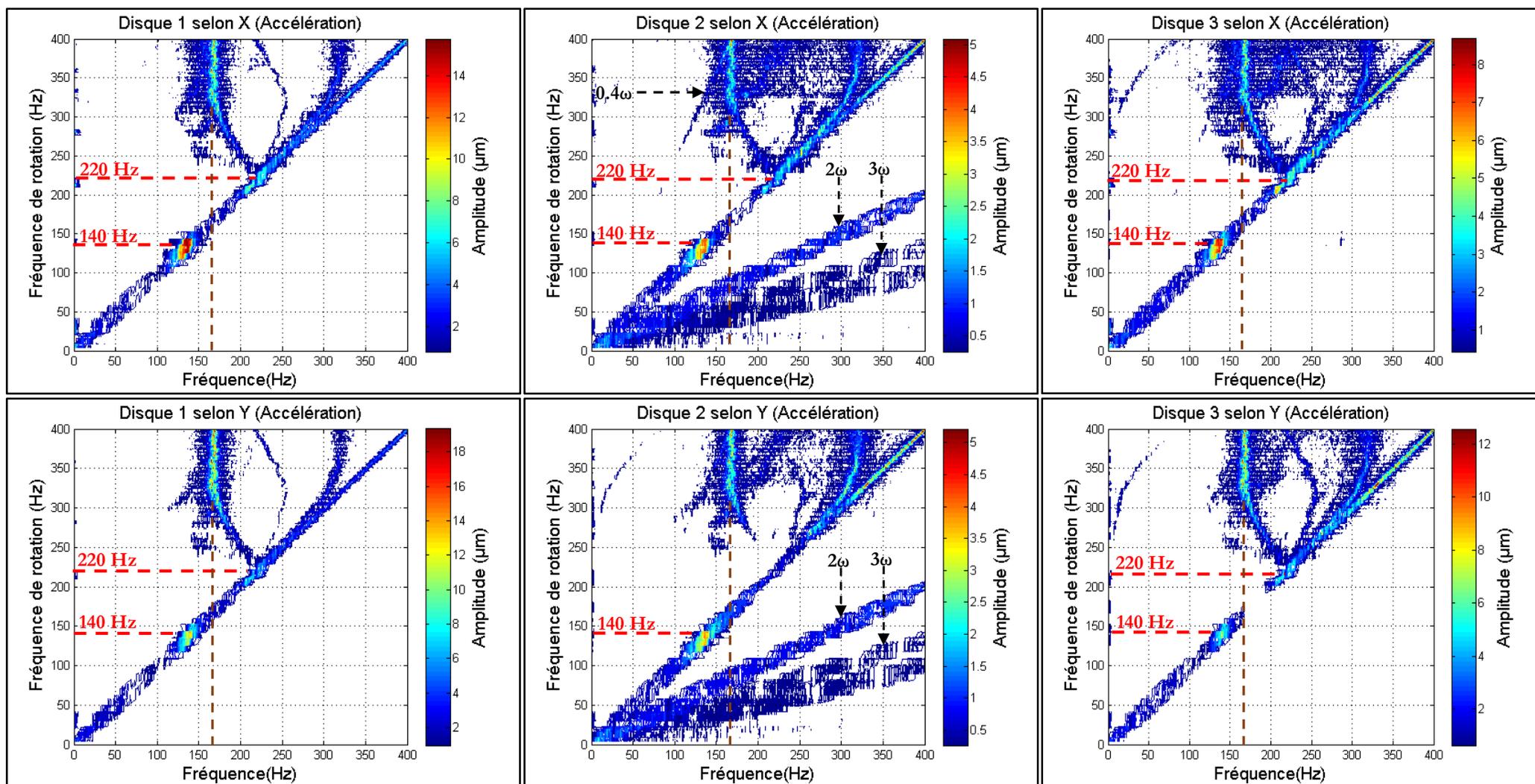


Figure III-43. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 75 µm)

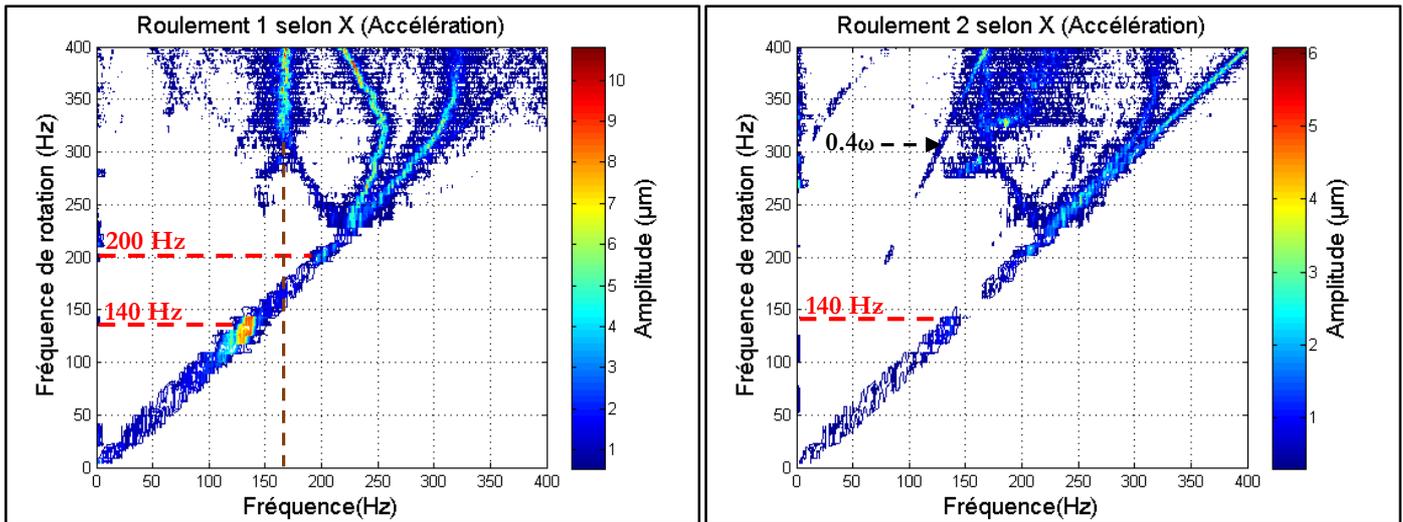


Figure III-44. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 75 μm)

Ces diagrammes montrent la présence de la composante synchrone ω ainsi que l'apparition des composantes sous-synchrones suite à des bifurcations à une fréquence de rotation d'environ 220 Hz. Les diagrammes du disque 2 comportent aussi des multiples entiers de la composante synchrone (2ω , 3ω ,...) suivant les deux directions et une composante sous-synchrone de 0.4ω présente uniquement suivant la direction X. Cette vibration sous-synchrone de 0.4ω , également identifiée sur le diagramme de la bague extérieure du roulement 2, est due à la cage des roulements.

Dans la suite, on s'intéresse aux pics de la composante synchrone. Un premier pic a été identifié à une fréquence de rotation d'environ 140 Hz pour les trois disques et suivant les deux directions de mesure ainsi que pour les deux bagues extérieures des roulements. Au niveau des disque 1 et 3, suivant les deux directions de mesure, ainsi que pour le disque 2 mais seulement suivant X, un autre pic apparaît à une fréquence d'environ 220 Hz. Ce pic a également été identifié au niveau de la bague extérieure du roulement 1 mais à une fréquence d'environ 200 Hz.

Pour la phase de décélération, les diagrammes spectraux des disques et des bagues extérieures des roulements sont représentés sur la Figure III-45 et la Figure III-46. Ces diagrammes, très similaires à ceux correspondant à la phase d'accélération, présentent notamment :

- une composante synchrone
- des vibrations sous-synchrones (au nombre du trois), qui apparaissent à environ 220 Hz
- une composante de 0.4ω (à l'exception du disque 1 suivant la direction X).

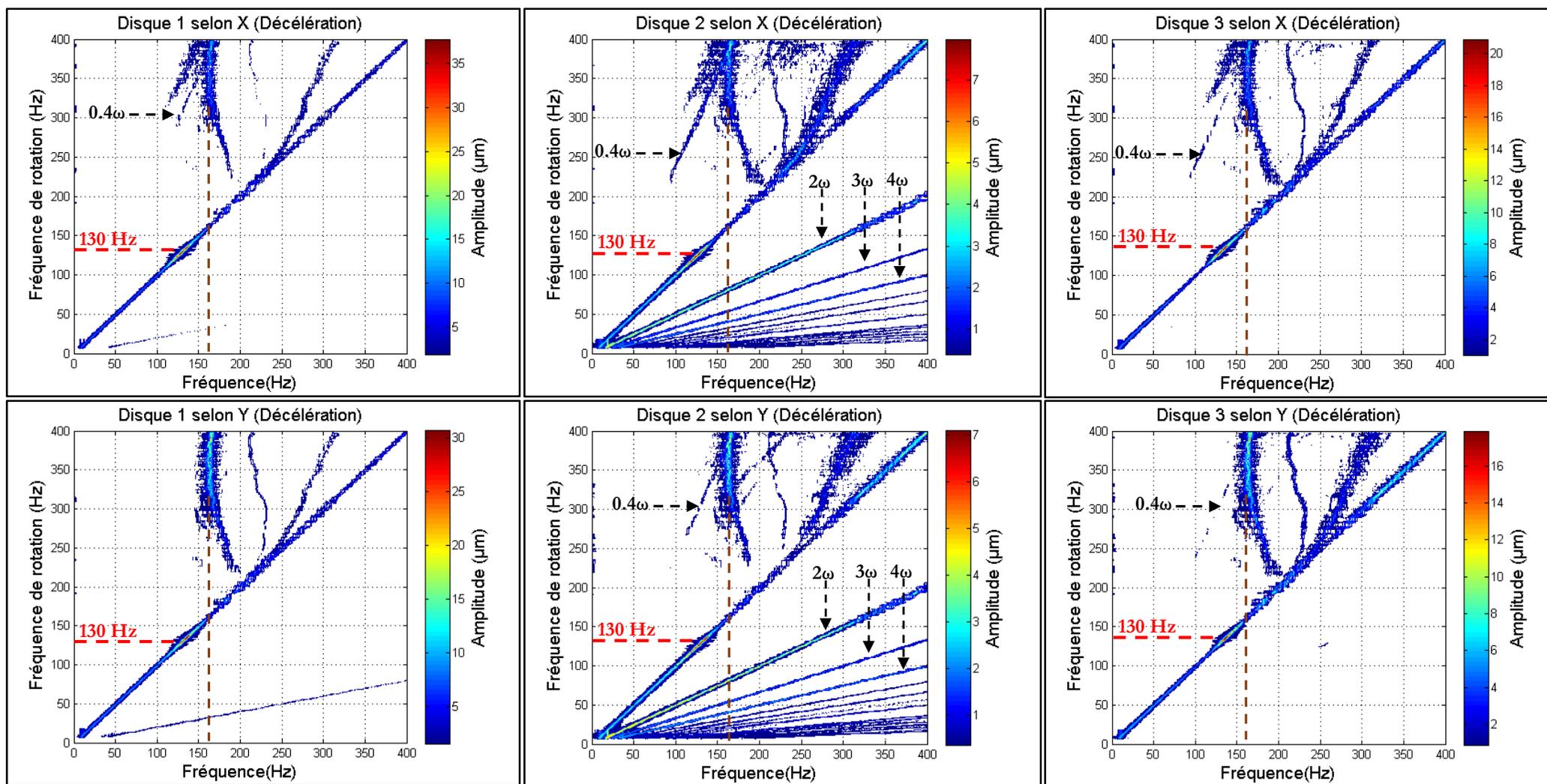


Figure III-45. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant la décélération (jeu radial = 75 μm)

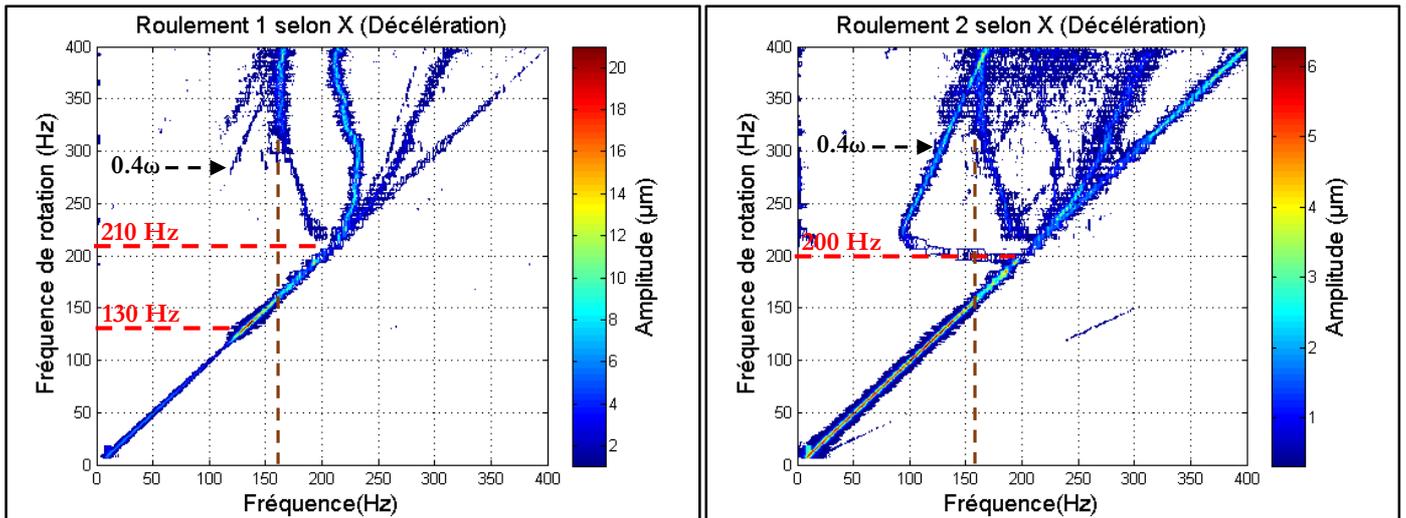


Figure III-46. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 75 µm)

Un seul pic, situé à une fréquence de rotation d'environ 130 Hz, a été identifié sur les vibrations synchrones des disques suivant les deux directions de mesure. Ce pic est également présent au niveau de la bague extérieure du roulement 1. D'autres pics, à environ 210 Hz et 200 Hz, ont été identifiés, respectivement pour les bagues extérieures du roulement 1 et du roulement 2.

Les amplitudes maximales sont légèrement plus grands suivant la direction Y que suivant la direction X pour les disques 1 et 3, tant pour l'accélération que pour la décélération. Pour le disque 2, ces maximums sont très proches suivant les deux directions de mesure.

Les amplitudes des vibrations sous-synchrones engendrées par la bifurcation apparues à environ 220 Hz sont importantes, voire plus grandes que les amplitudes de la composante synchrone du disque 1 par exemple.

III.5.3 Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») d'un essai représentatif

Les diagrammes spectraux complets (« full-spectrum »), correspondant au même essai représentatif, sont tracés sur la Figure III-47 et la Figure III-48. Contrairement aux deux premières campagnes d'essais (jeu radial de 25 µm et de 50 µm), les précessions des disques sont directes sur toute la plage de fréquence de rotation, pour l'accélération et la décélération.

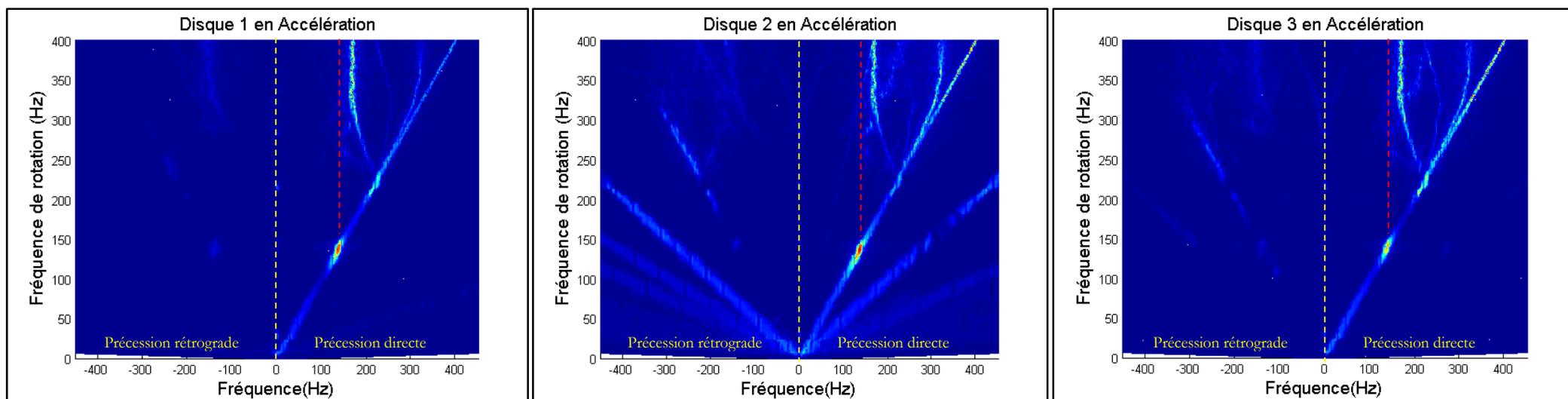


Figure III-47. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 75 μm)

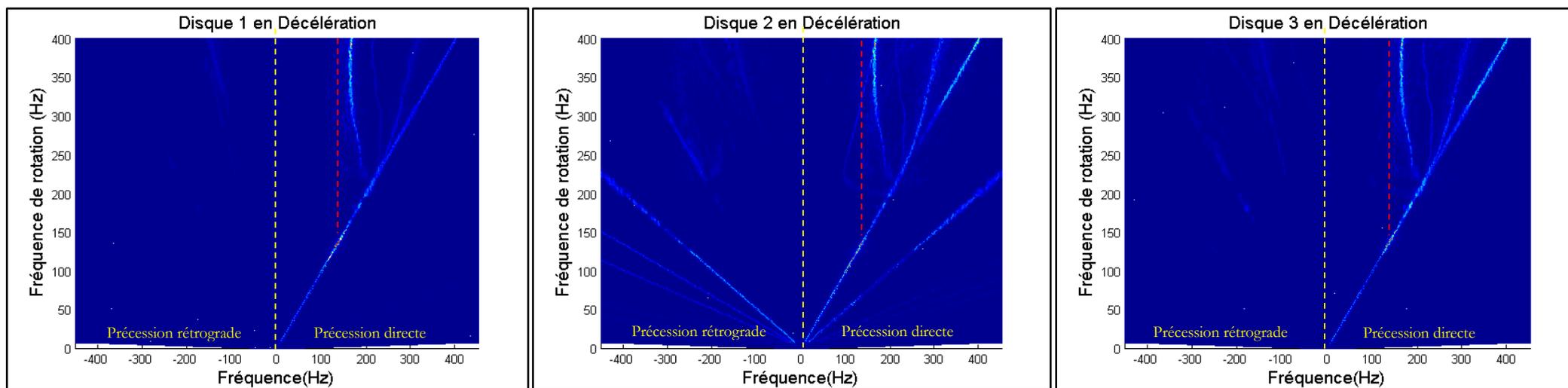


Figure III-48. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 75 μm)

Les pics identifiés sur les diagrammes spectraux (« waterfalls ») précédents sont clairement visibles sur les diagrammes spectraux complets. Le même comportement non linéaire, caractérisé par une bifurcation suivie des ramifications sous-synchrones, est observé. Pour des fréquences de rotation supérieures à 220 Hz (deuxième pic), le spectre des amplitudes est dominé par les composantes sous-synchrones, telles que :

- Une première composante sous-synchrone se détache à environ 220 Hz et reste fixée sur une raie verticale de forte amplitude, de fréquence constante, comprise entre 130 Hz-140 Hz.
- Une deuxième composante d'intensité plus faible se détache à la même fréquence de rotation (autour de 220 Hz -230 Hz) et se fixe sur une raie verticale, de fréquence constante, d'approximativement 210 Hz.
- Une troisième composante se détache un peu plus loin, à des fréquences de rotation comprise entre 250 Hz et 300 Hz. Cette composante sous-synchrone a des amplitudes plus faibles que les précédentes et ses caractéristiques ne peuvent pas être identifiées avec certitude à cause de la fréquence maximale de rotation qui est de 400 Hz. Les résultats obtenus durant l'accélération suggèrent que cette composante sous-synchrone va se comporter comme les précédentes, c'est à dire qu'elle va se fixer sur une raie verticale de fréquence constante, d'approximativement 300 - 350 Hz. D'autre part, les résultats obtenus durant la décélération montrent que cette composante sous-synchrone suit linéairement la fréquence de rotation. Il est toutefois plus probable que, pour des fréquences de rotation supérieures à 400 Hz, elle va se fixer sur une raie verticale de fréquence constante, avec un comportement similaire aux autres composantes sous-synchrones.

Il est à remarquer que les valeurs caractéristiques mises en évidence pour les essais avec le jeu de 75 μm sont très proches des essais avec un jeu radial de 50 μm , à savoir :

- Un premier mode autour de 140 Hz pour tous les disques ; pour les essais avec un jeu radial de 50 μm ce mode était autour de 150 Hz et apparaissait seulement suivant X.
- Un deuxième mode suivant Y sur les disques autour de 220 Hz-250 Hz. Ce mode apparaissait à environ 225 Hz pour le jeu radial de 50 μm .

Les trajectoires des centres des disques sont tracés à 139 Hz et à 221 Hz en accélération (Figure III-49) et à 134 Hz et 216 Hz en décélération (Figure III-50). Contrairement aux orbites tracées pour les campagnes précédentes, ces trajectoires sont plus proches à des cercles. Pour le premier mode, les rayons des trajectoires sont nettement plus importants en décélération qu'en accélération. Pour le disque 2, les amplitudes des orbites sont faibles par rapport à celles des disques 1 et 3.

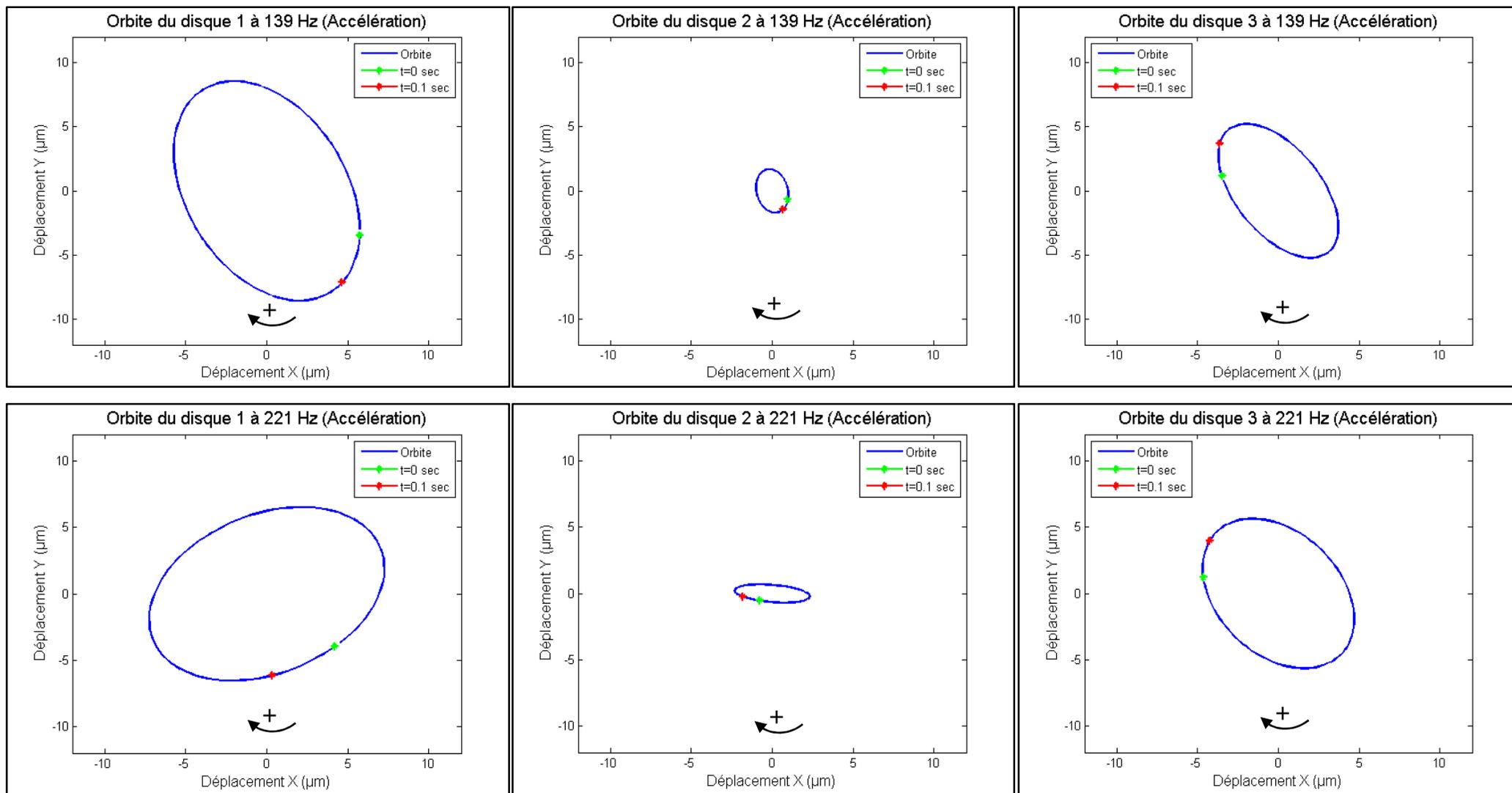


Figure III-49. Orbites synchrones des disques à 139 Hz et 221 Hz en accélération (jeu radial = 75 μm)

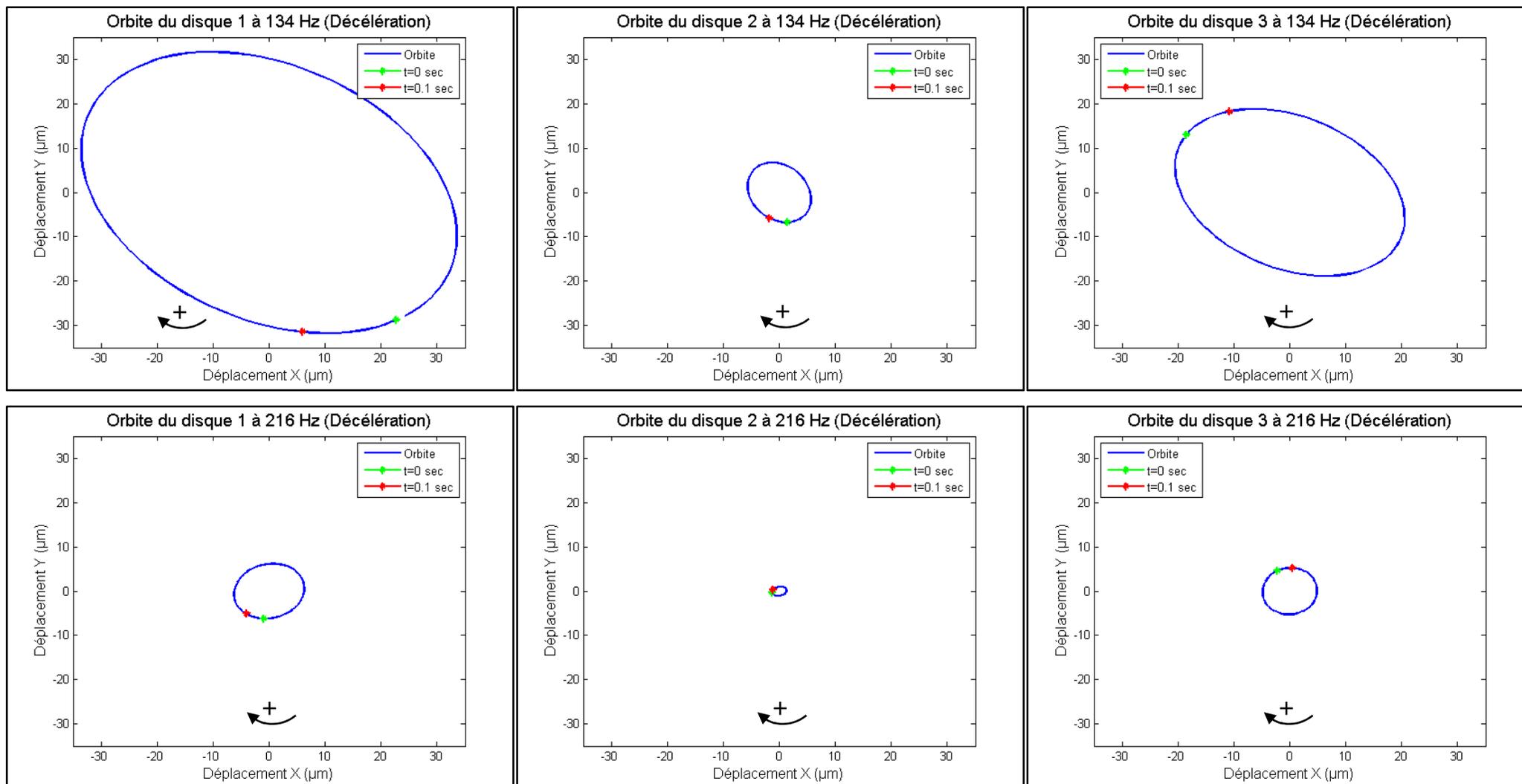


Figure III-50. Orbits synchrones des disques à 134 Hz et 216 Hz en décélération (jeu radial = 75 μm)

III.5.1 Moyenne des amplitudes synchrones

Les moyennes des amplitudes synchrones, relevées durant la phase d'accélération et de décélération, sont tracées sur la Figure III-51 et la Figure III-52. Les moyennes ont été calculées pour les essais ayant une décélération lente (essais 3, 5, 6, 7, 10, 11, 13 et 14).

Durant la phase d'accélération, les amplitudes des déplacements synchrones des disques montrent l'apparition d'un mode à environ 140 Hz observable suivant les deux directions de mesure. Le mode à 140 Hz a également été identifié au niveau des deux bagues extérieures des roulements. Le pic à 220 Hz, mis en évidence sur les diagrammes spectraux, se retrouve sur les déplacements des disques 1 et 3. Toutefois, l'amplitude de ce mode est faible par rapport au mode à 140 Hz. Durant l'accélération, les amplitudes synchrones des disques suivant X sont très proches de celles suivant Y.

A la décélération, un comportement dynamique identique est enregistré, avec néanmoins un léger décalage du premier mode, identifié à environ 130 Hz. Ce mode apparaît uniquement pour la bague extérieure du roulement 2. Le mode, à environ 220 Hz, identifié au niveau des disques 1 et 3 en accélération est absent en décélération. En revanche, ce mode apparaît à 210 Hz pour la bague extérieure du roulement 1 et à 200 Hz pour la bague extérieure du roulement 2. Il reste à souligner que, pour la décélération, les amplitudes synchrones des disques suivant X sont plus grandes que celles suivant Y.

Pour le premier mode détecté (à environ 140 Hz en accélération et 130 Hz en décélération), les amplitudes relevées au niveau des disques et de la bague extérieure du roulement 1 sont beaucoup plus grandes en décélération que celles en accélération. Par exemple, pour le disque 1, l'écart est de 12.7 μm suivant X et de 7.5 μm suivant Y. Pour le disque 2, les écarts sont plus faibles, de 3 μm suivant X et 1.7 μm suivant Y. Au niveau du disque 3, l'écart est de 8.5 μm suivant X et de 4.1 μm suivant Y.

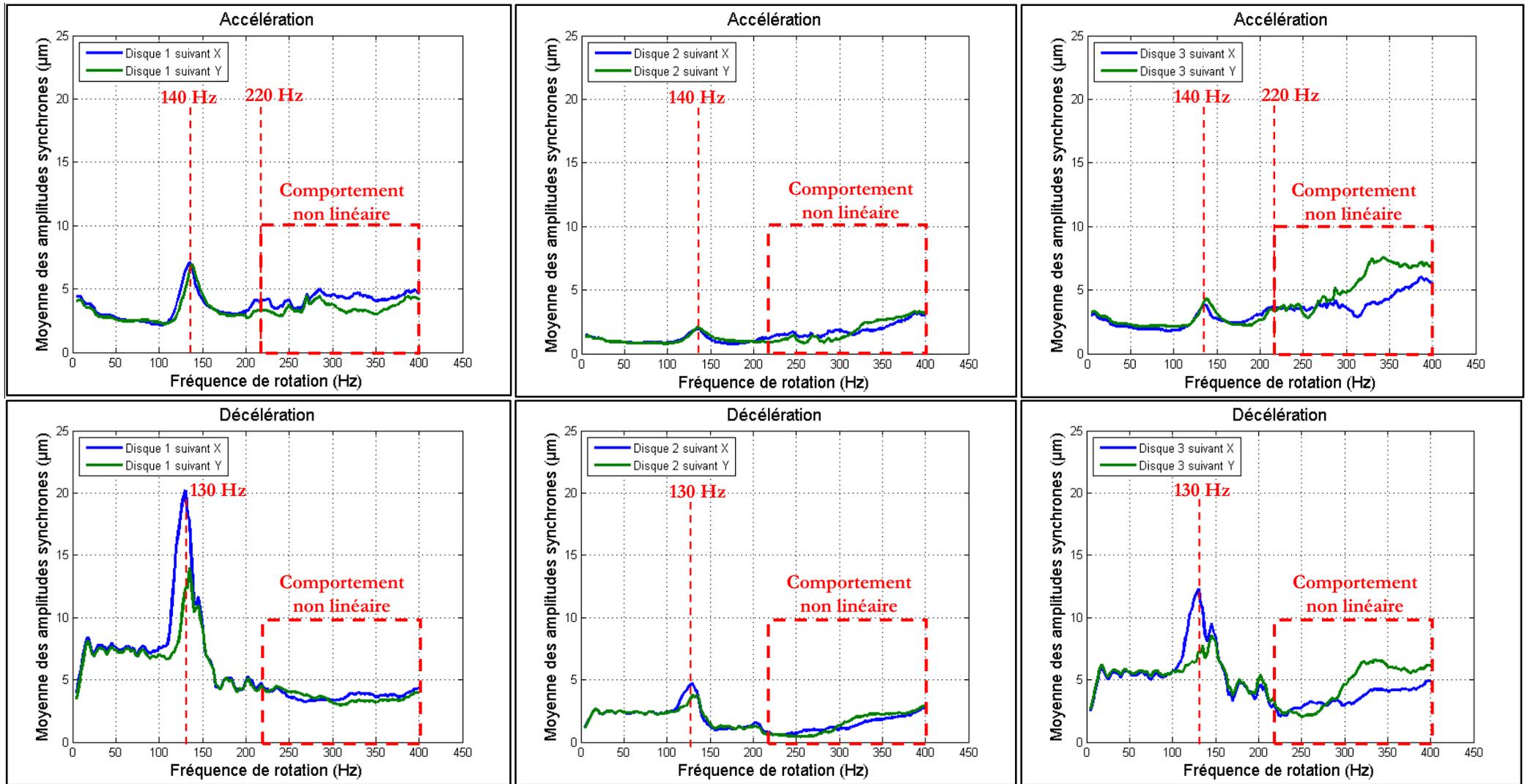


Figure III-51. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

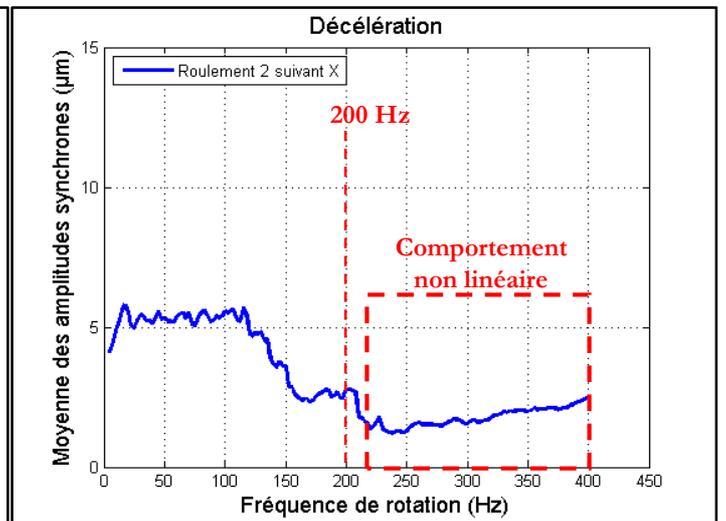
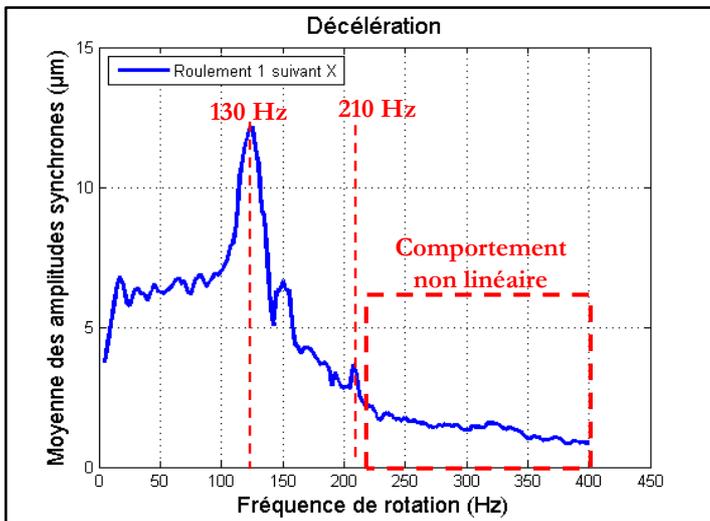
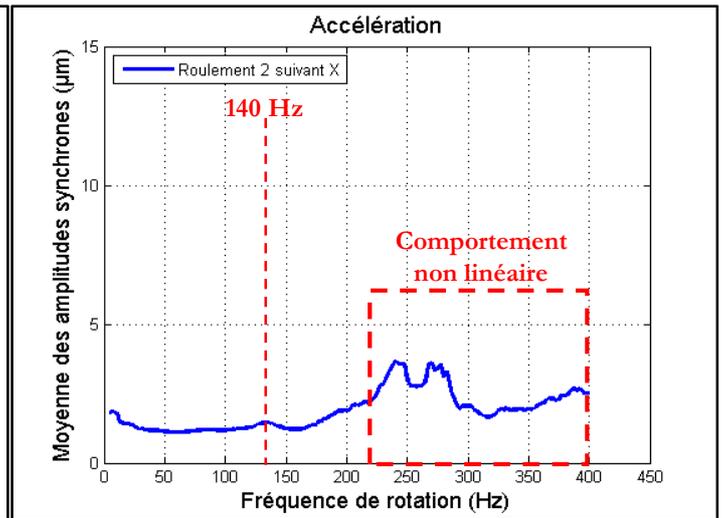
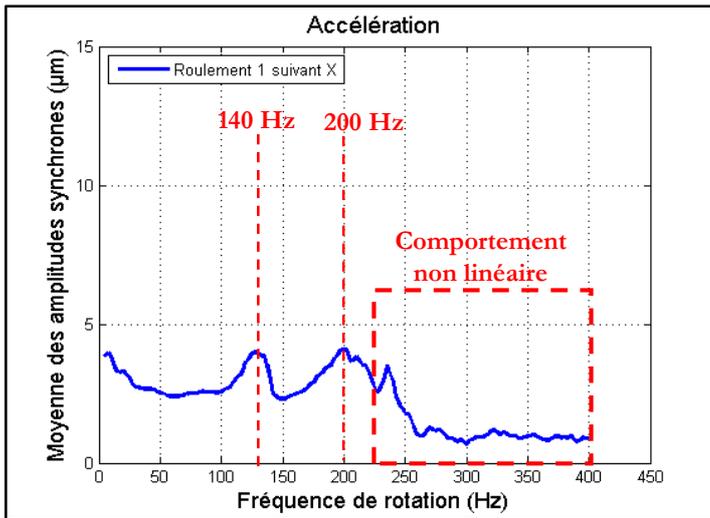


Figure III-52. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

III.5.2 Déformées du rotor pour un essai représentatif

Les déformées du rotor, construites à partir des déplacements synchrones des trois disques suivant les directions X et Y, sont tracées pour les deux modes identifiés, en accélération sur la Figure III-53 et en décélération sur la Figure III-54.

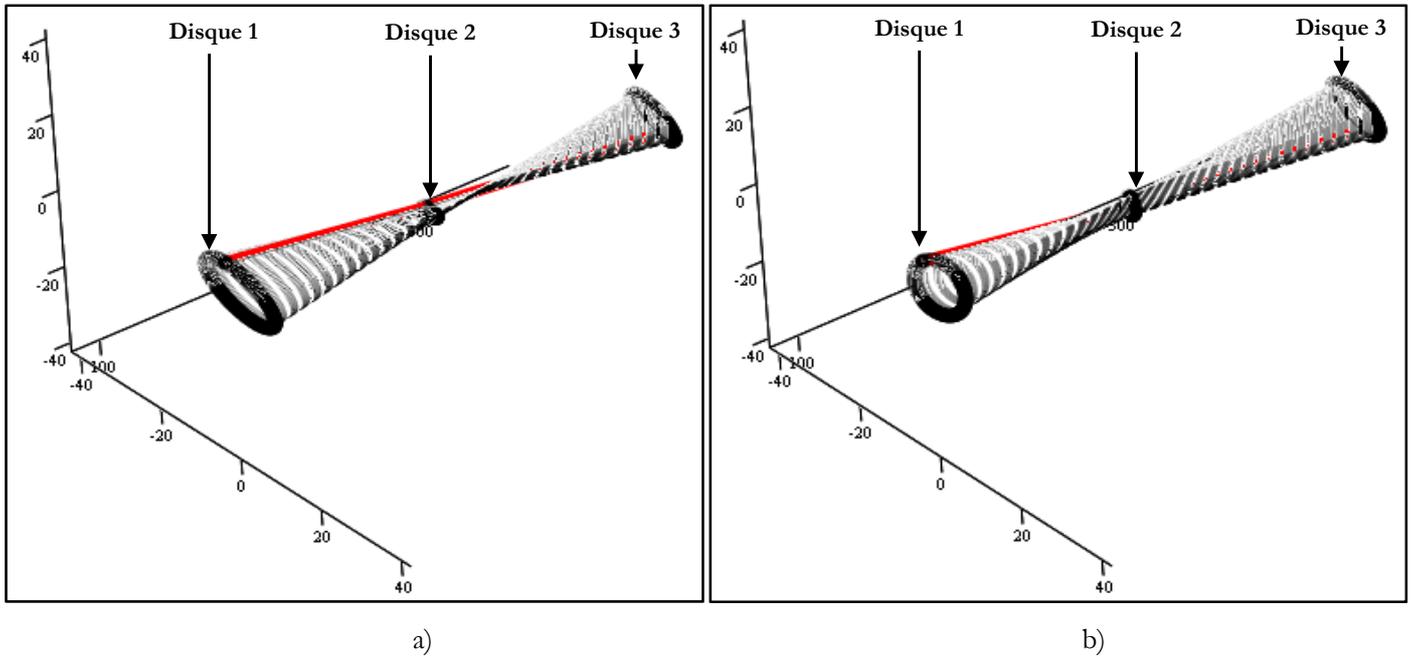


Figure III-53. Déformée du rotor en accélération a) à 139 Hz et b) à 221 Hz (jeu radial de 75 μm)

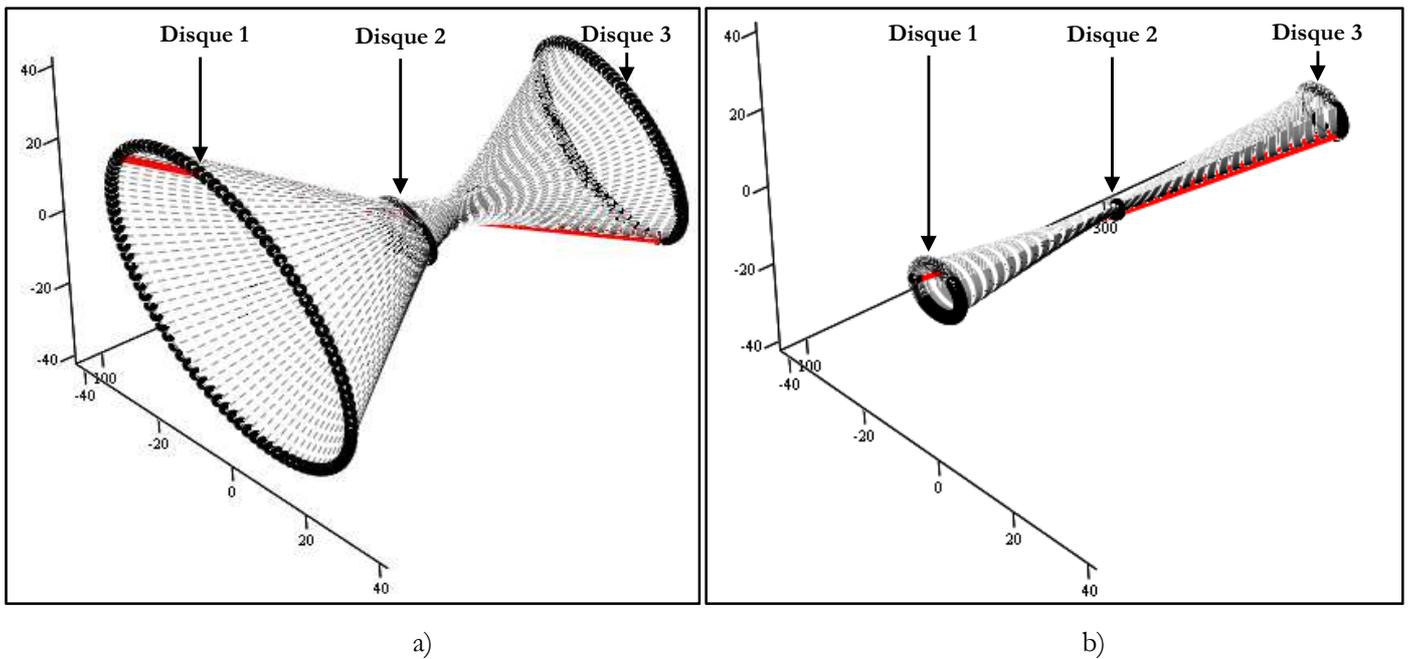


Figure III-54. Déformée du rotor en décélération a) à 134 Hz et b) à 216 Hz (jeu radial de 75 μm)

Ces déformées indiquent que les deux modes identifiés sont de type conique, avec des amplitudes synchrones plus importantes pour le mode le plus bas, pendant la décélération.

III.5.3 Conclusion de la troisième campagne d'essais (jeu radial de 75 μm)

Les résultats obtenus pour un jeu radial de 75 μm montrent très clairement un comportement non-linéaire qui contraste avec les phénomènes mis en évidence pour les jeux radiaux de 25 μm et 50 μm .

Tout d'abord, les précessions rétrogrades observées dans les campagnes d'essais précédentes n'apparaissent plus.

Ensuite, un premier mode apparaît très clairement, aussi bien suivant X que suivant Y, à environ 140 Hz en accélération et 130 Hz en décélération. Les amplitudes des déplacements synchrones pour le premier mode sont très importantes à la décélération par rapport à celles à l'accélération. Ce résultat est normale car la décélération est beaucoup plus lente que l'accélération et permet le transfert de l'énergie de rotation vers les modes propres. Un deuxième mode à environ 220 Hz a également été identifié au niveau des disques, mais seulement en accélération.

On remarque que les vitesses critiques identifiées avec le jeu radial de 75 μm ont légèrement diminuées par rapport à celles pour le jeu radial de 50 μm , telles que :

- à l'accélération, les deux fréquences critiques sont situées à environ 150 Hz et 225 Hz pour le jeu radial de 50 μm et à environ 140 Hz et 220 Hz pour le jeu radial de 75 μm ,
- à la décélération, les deux fréquences critiques sont situées à 140 Hz et 225 Hz pour le jeu radial de 50 μm et à 130 Hz et 220 Hz pour le jeu radial de 75 μm .

Enfin, pour des fréquences de rotation supérieures à 220 Hz, les diagrammes spectraux indiquent l'apparition d'un comportement non-linéaire dominé par des composantes sous-synchrones qui se fixent à des fréquences constantes (raies « verticales » sur les diagrammes). La première de ces raies, dont les amplitudes sont les plus importantes, se stabilise vers la fréquence du premier mode, soit entre 130 et 140 Hz.

III.5.4 Essais supplémentaires pour la troisième campagne d'essais (jeu radial de 75 μm)

Après avoir effectué les 16 essais pour un jeu radial de 75 μm , le boîtier d'essais a été démonté pour une vérification de l'état des pièces. Le banc a ensuite été remonté et des essais préliminaires

ont été réalisés. Pendant ces essais, malgré l'ouverture totale de la vanne d'alimentation de la turbine Pelton (5 bar de pression relative), la fréquence de rotation est restée inférieure à 400 Hz (environ 380 Hz), indiquant un couple résistant plus élevé qu'à l'accoutumée.

Les amplitudes crête-à-crête alors mesurées ont été jugées acceptables mais un bruit aigu a été constaté en accélération ainsi qu'en décélération et un dépôt de graphite a été observé sur la périphérie intérieure du disque 3 (côté palier aérostatique 2). En outre, le raccord d'alimentation du palier aérostatique 2 (côté disque 3) (voir Figure II-26) a tourné approximativement de 30 degrés durant la phase d'accélération de deux essais. Ce phénomène ne peut se produire que suite à un contact entre le palier aérostatique et le rotor.

Afin de mieux comprendre l'origine du dépôt de graphite et de la rotation du raccord d'alimentation du palier aérostatique, le banc a été démonté.

Le dépôt de graphite, prononcé au niveau du roulement 2, était dû à un début de détérioration de la cage en graphite du roulement. En effet, le ressort ondulé (rondelle élastique), qui est placé entre les deux bagues extérieures des roulements pour assurer le maintien de la précharge du montage (Figure II-7), n'était plus dans sa position d'origine : lors du démontage, le ressort a été trouvé excentré par rapport à l'axe de rotation. Il est alors venu frotter à la fois sur les alésages des bagues à jeu variable et sur la cage des roulements, pendant la rotation des bagues extérieures des roulements. Ces contacts sont à l'origine de l'usure de la cage en graphite, des traces relevés dans les bagues à jeu variable et du bruit aigu entendu pendant les essais (Figure III-55). On note que les traces de ces contacts sont plus marquées sur la bague à jeu variable 2, située entre les disques 2 et 3.

Suite à ces constatations, le ressort ondulé associé à chaque paire de roulement a été remis en place, i.e. centré au mieux par rapport à l'axe de rotation. De plus, le serrage des écrous assurant l'arrêt axial des roulements a été vérifié afin d'éviter que le ressort ne se déplace de nouveau. Enfin, une fois le banc remonté et équipé de ses capteurs (les capteurs de déplacement suivant X et Y, les thermocouples et le capteur de vitesse), quelques essais avec un jeu radial fonctionnel de 75 μm ont été réalisés. Les résultats obtenus pour ces essais supplémentaires sont présentés ci-après.

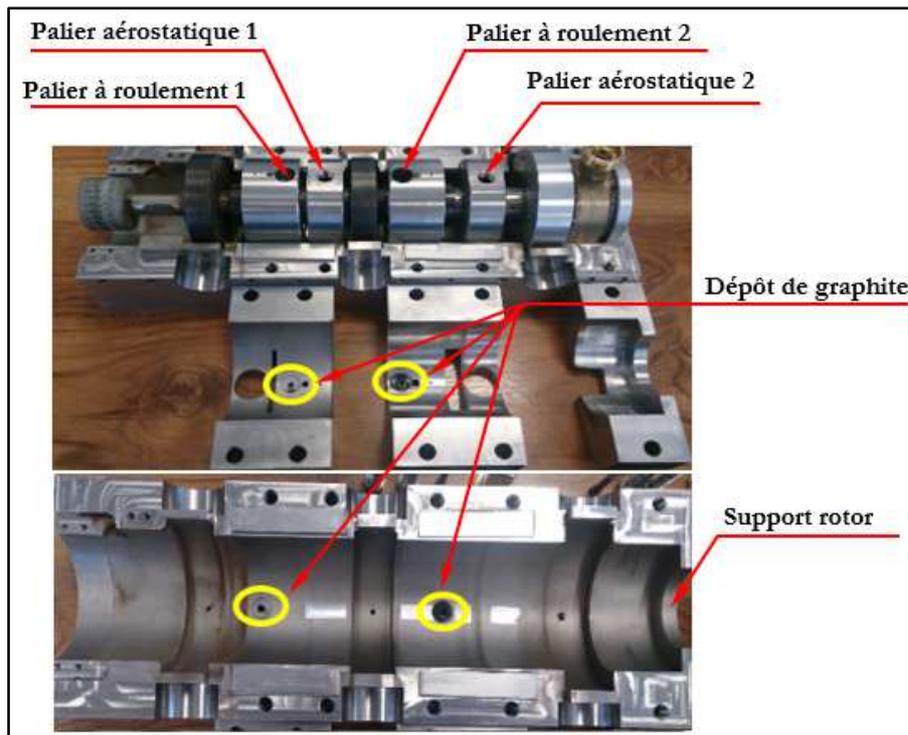


Figure III-55. Photo des traces du graphite.

a) **Variation de la fréquence de rotation (essais supplémentaires, jeu radial de 75 μm)**

L'évolution de la fréquence de rotation en fonction du temps associée aux 5 essais supplémentaires est présentée sur la Figure III-56. Les allures des courbes sont très proches d'un essai à un autre avec, contrairement aux essais réalisés précédemment, uniquement des temps de décélération longs. Durant le ralentissement, un changement de pente s'opère à environ 140 Hz. Ce phénomène est provoqué par le déblocage de la bague extérieure du roulement 1 qui commence à tourner avec le rotor traduisant une diminution du couple résistant. On note que la bague extérieure du roulement 2 est débloquée durant tout l'essai.

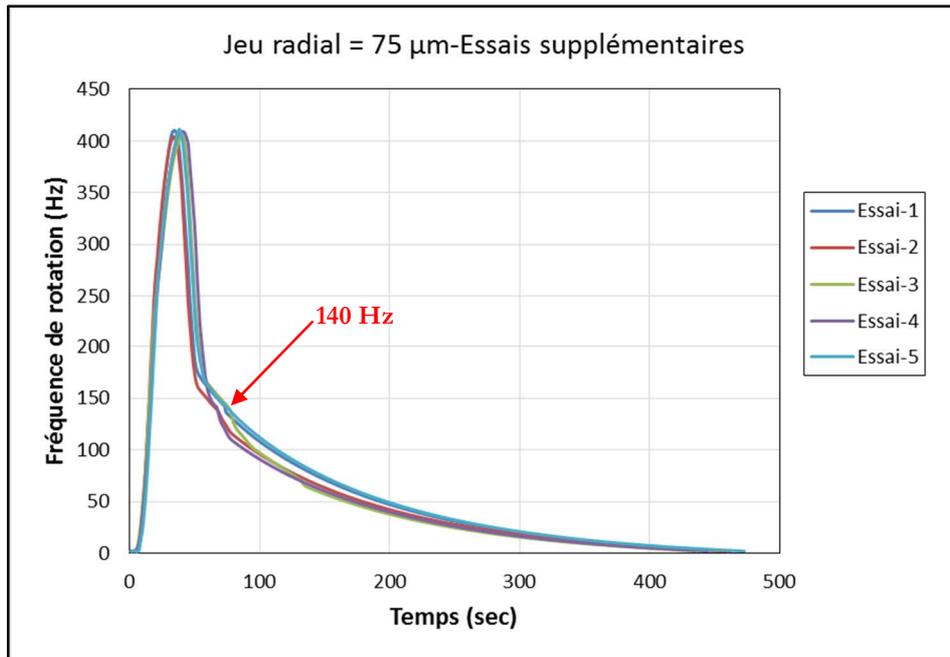


Figure III-56. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (essais supplémentaires, jeu radial = 75 µm)

b) Diagrammes spectraux « Waterfall » d'un essai représentatif (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)

Les diagrammes spectraux « waterfalls » d'un essai représentatif sont présentés sur la Figure III-57 et la Figure III-58, pour la phase d'accélération, et sur la Figure III-59 et la Figure III-60 pour la phase de décélération.

En accélération, la composante synchrone ω est présente sur tous les diagrammes. Des multiples entiers (2ω , 3ω) sont présentes au niveau du disque 2 suivant les deux directions X et Y et sont causées par les défauts de formes des disques.

A une fréquence de rotation d'environ 270 Hz, une vibration sous synchrone de 0.5ω est identifiée pour les trois disques et la bague extérieure du roulement 1. A partir de cette fréquence de rotation, une bifurcation apparait sur l'ensemble des diagrammes.

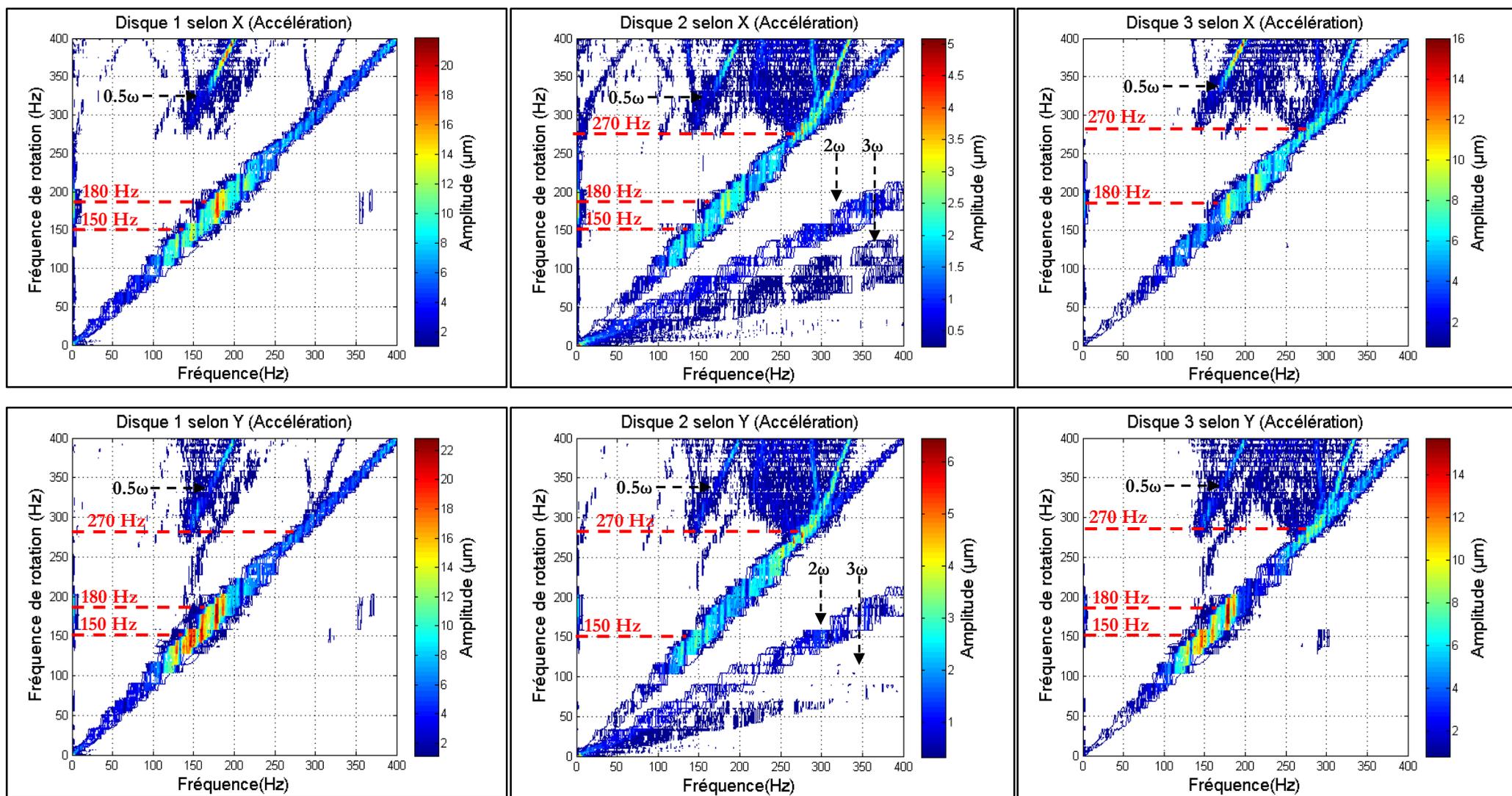


Figure III-57. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)

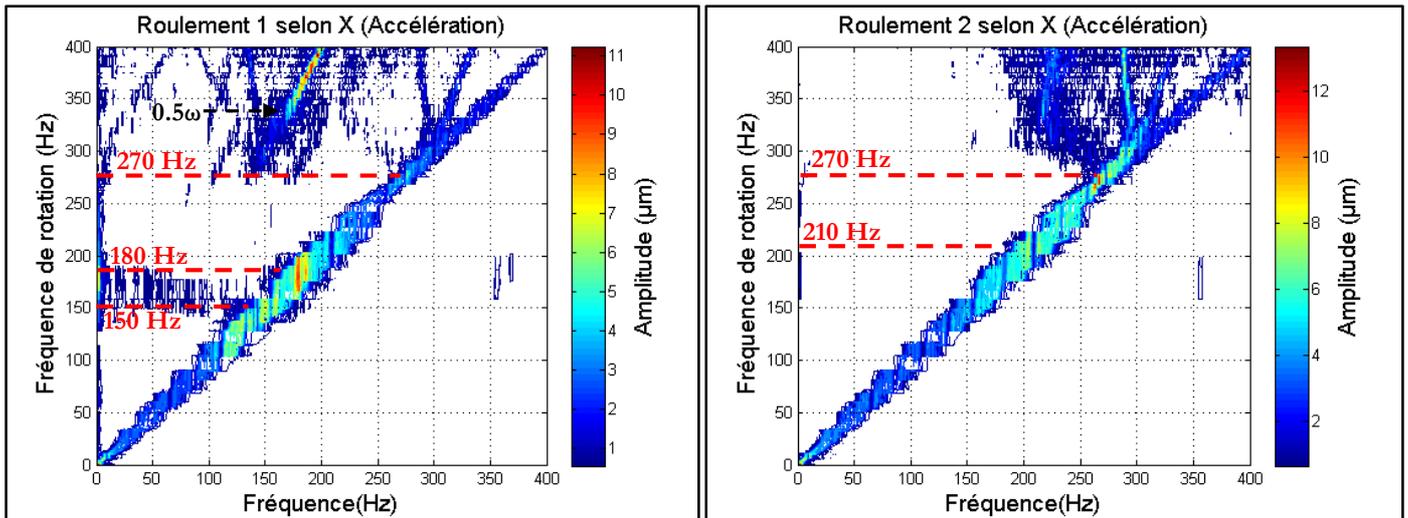


Figure III-58. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 µm)

Une vibration sous-synchrone de 0.5ω apparaît très probablement due à un contact entre le rotor et le stator. Cette composante n'apparaissait pas durant les essais précédents qui montraient l'existence d'une raie sous-synchrone de fréquence presque constante. Les amplitudes de la composante sous-synchrone 0.5ω sont importantes et plus grandes que les amplitudes synchrones. Cette vibration sous-synchrone n'apparaissait pas pour les essais effectués précédemment

Plusieurs pics peuvent être identifiés sur les diagrammes des disques et des bagues extérieures des roulements, durant la phase d'accélération. Un premier, à 150 Hz, est identifié sur tous les diagrammes à l'exception de ceux du disque 3 suivant X et de la bague extérieure du roulement 2. Un deuxième pic, à 180 Hz, est identifié sur tous les diagrammes spectraux, à l'exception de ceux du disque 2 suivant Y et la bague extérieure du roulement 2. A environ 270 Hz, tous les diagrammes présentent un troisième pic excepté celui du disque 1 suivant X. On note que le pic à 180 Hz n'apparaissait pas pour les essais précédents avec un jeu de 75 µm.

En décélération (Figure III-59 et Figure III-60), la composante ω est présente sur tous les diagrammes. Des multiples de la composante synchrone (2ω , 3ω ,...) sont présents sur les diagrammes du disque 2. Une bifurcation à environ 230 Hz, est visible pour les disques et les bagues extérieures des roulements.

Il est à noter que la composante 0.5ω est absente en décélération et que les diagrammes sont proches des ceux enregistrés durant la première campagne d'essais, i.e. avant le démontage. Sur tous les diagrammes, les composantes synchrones comportent un premier pic à environ 130 Hz. Un deuxième pic est identifié à 230 Hz, mais uniquement pour le disque 2 suivant X et Y.

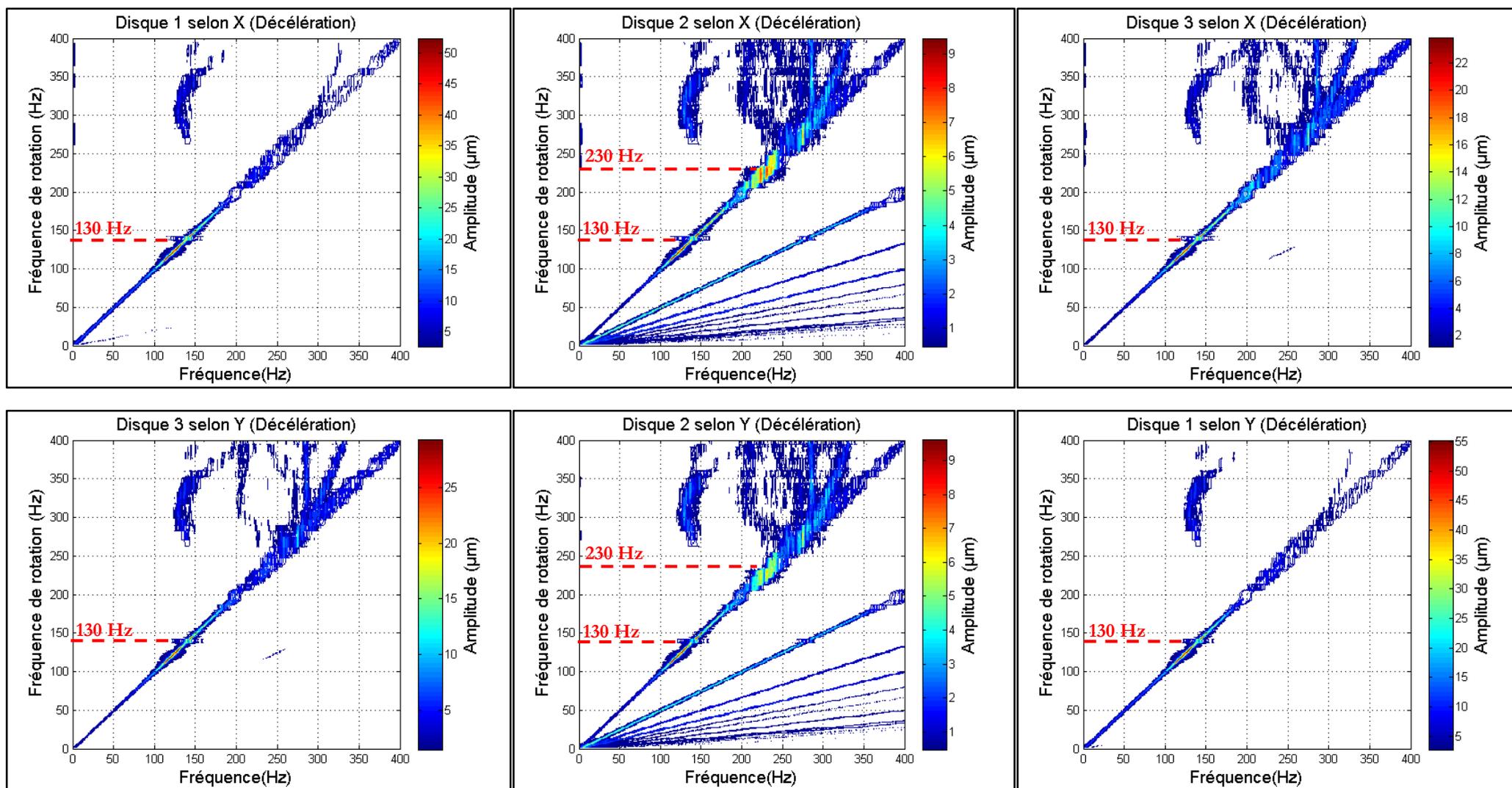


Figure III-59. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 µm)

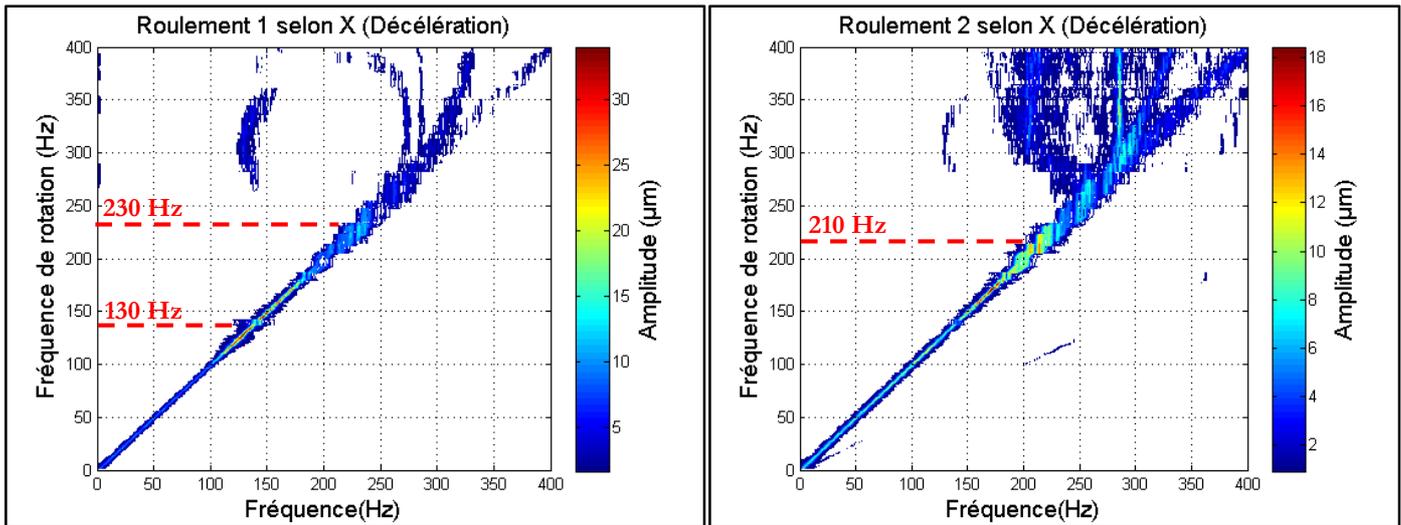


Figure III-60. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)

c) Diagrammes spectraux complets « Full-spectrum » d'un essai représentatif (essais supplémentaires, jeu radial de 75 μm)

Les diagrammes spectraux complets (« full-spectrum ») sont tracés pour un essai représentatif, sur la Figure III-61 et sur la Figure III-62, respectivement pour les phases d'accélération et de décélération. Ces diagrammes indiquent que la précession est directe sur tous les disques, pour les deux phases de l'essai.

Ces diagrammes valident d'une part la présence des pics identifiés précédemment et d'autre part la présence de bifurcations qui apparaissent à environ 270 Hz en accélération et à environ 230 Hz en décélération. Par ailleurs, la composante sous synchrone de 0.5ω est bien marquée sur les diagrammes en accélération et la différence de comportement entre l'accélération et la décélération est très claire. En effet, deux types de non-linéarités sont identifiés : le premier type est représenté par les vibrations sous-synchrones de 0.5ω qui sont engendrées, très probablement, par un contact rotor-stator. Le deuxième type de non-linéarité est caractérisé par des bifurcations qui produisent des vibrations sous-synchrones ayant à une fréquence constante. Les diagrammes (« full-spectrum »), en décélération, pour ces 5 essais supplémentaires sont très proches de ceux du paragraphe III.5.3.

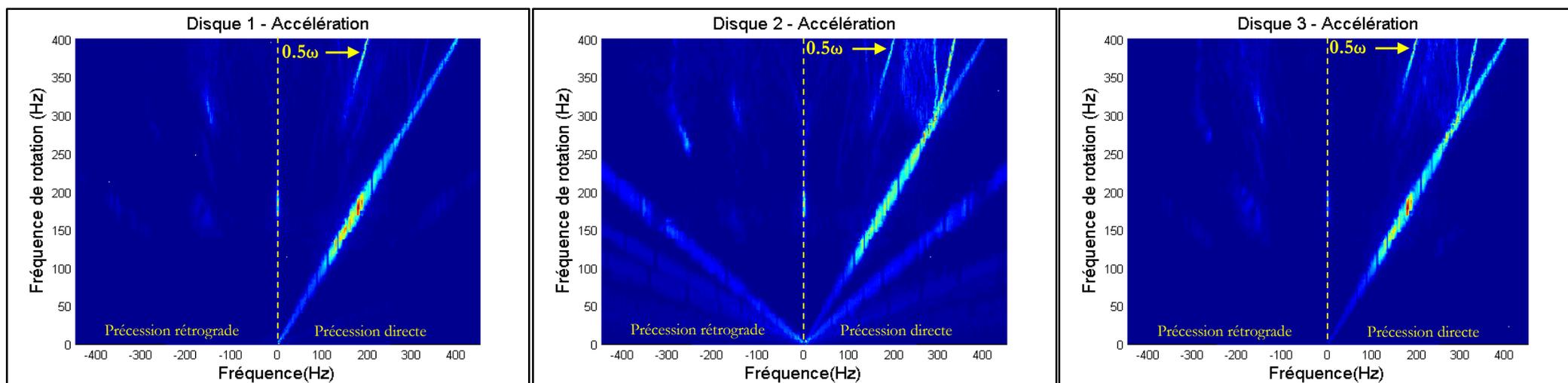


Figure III-61. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)

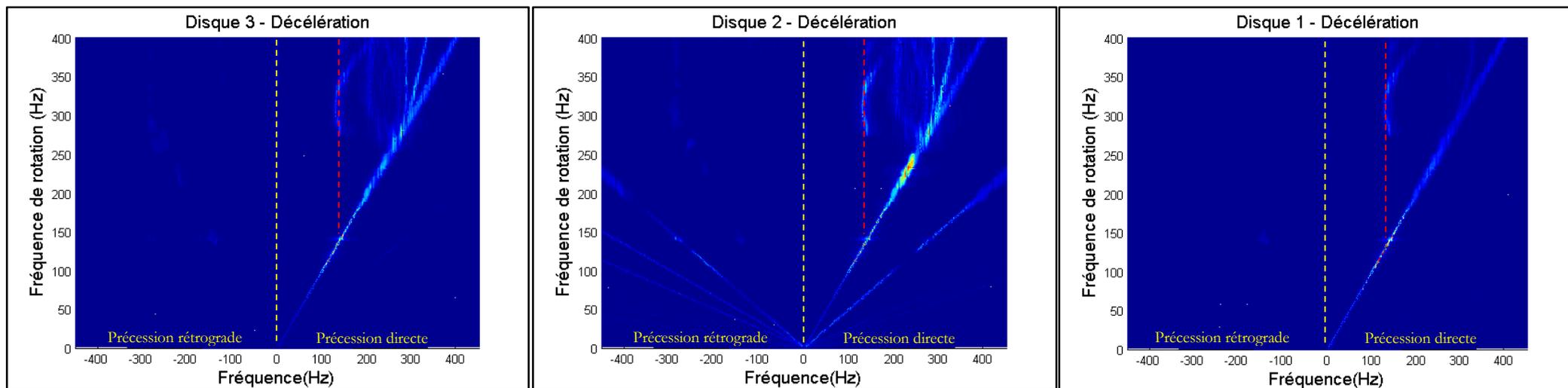


Figure III-62. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)

d) Moyenne des amplitudes synchrones (essais supplémentaires, jeu radial de 75 μm)

La moyenne des amplitudes synchrones des cinq essais est présentée en accélération et en décélération sur la Figure III-63 et sur la Figure III-64.

Les allures des déplacements synchrones de la bague extérieure du roulement 2 sont un peu différentes par rapport à celles des disques et de la bague extérieure du roulement 1 car il est plus difficile d'y distinguer nettement l'existence d'un pic.

Durant la phase d'accélération, un premier pic à 150 Hz est identifié pour les trois disques suivant X et Y et la bague extérieure du roulement 1. Un second pic est identifié à environ 180 Hz pour la bague extérieure du roulement 1 et les trois disques, à l'exception du disque 2 suivant Y. Un troisième pic, à environ 270 Hz, apparaît au niveau des disques 2 et 3, suivant les deux directions de mesure.

En décélération, un pic situé à environ 130 Hz est identifié sur toutes les courbes à l'exception de celle relative à la bague extérieure du roulement 2. Un autre pic, à environ 205 Hz, est identifié pour les disques 2 et 3, seulement suivant la direction X.

Les moyennes des amplitudes synchrones en accélération sont plus faibles par rapport à celles en décélération au niveau du premier pic (150 Hz en accélération et 127 Hz en décélération). Pour le disque 1, l'écart entre l'accélération et la décélération est de 37.8 μm suivant X et de 27.2 μm suivant Y. Au niveau du disque 2, cet écart est de 7.9 μm suivant X et de 5.8 μm suivant Y. Pour le disque 3, l'écart est de 16.7 μm suivant X et 15 μm suivant Y. Pour la bague extérieure du roulement 1, l'écart est de 23.5 μm . Ces différences montrent que la décélération est assez lente pour que l'énergie puisse être transférée au mode à 130 Hz.

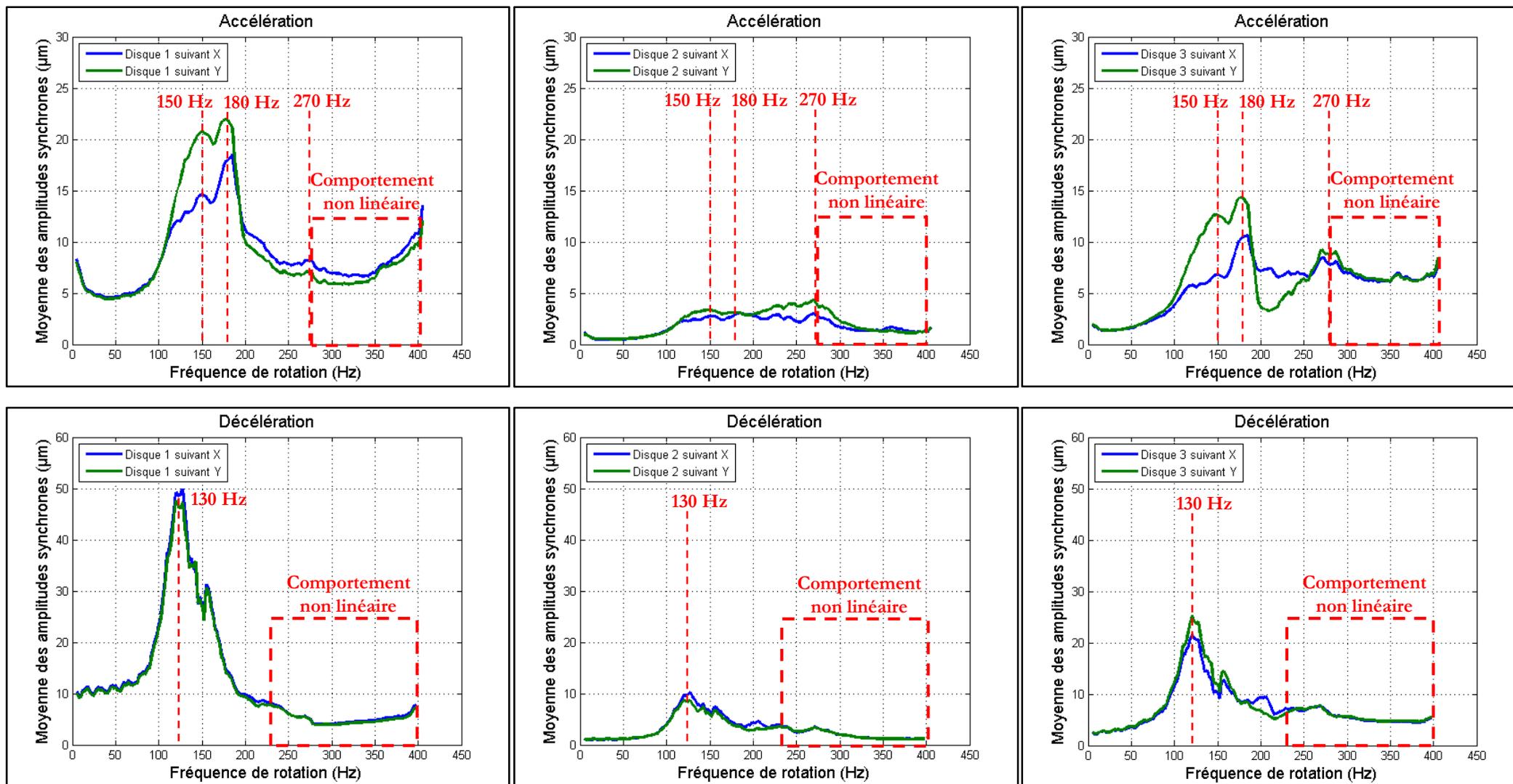


Figure III-63. Amplitudes synchrones des disques (essais supplémentaires, jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

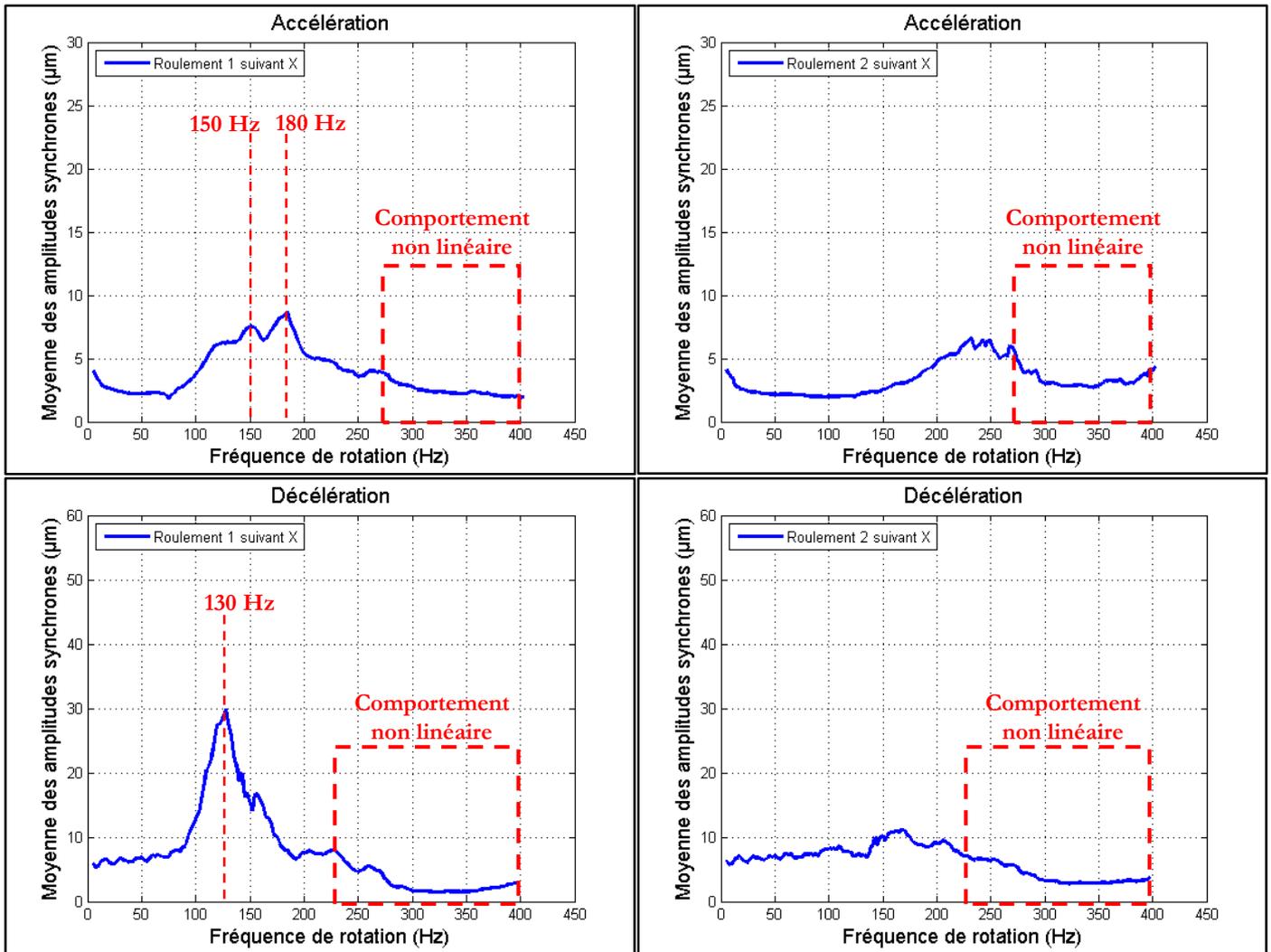


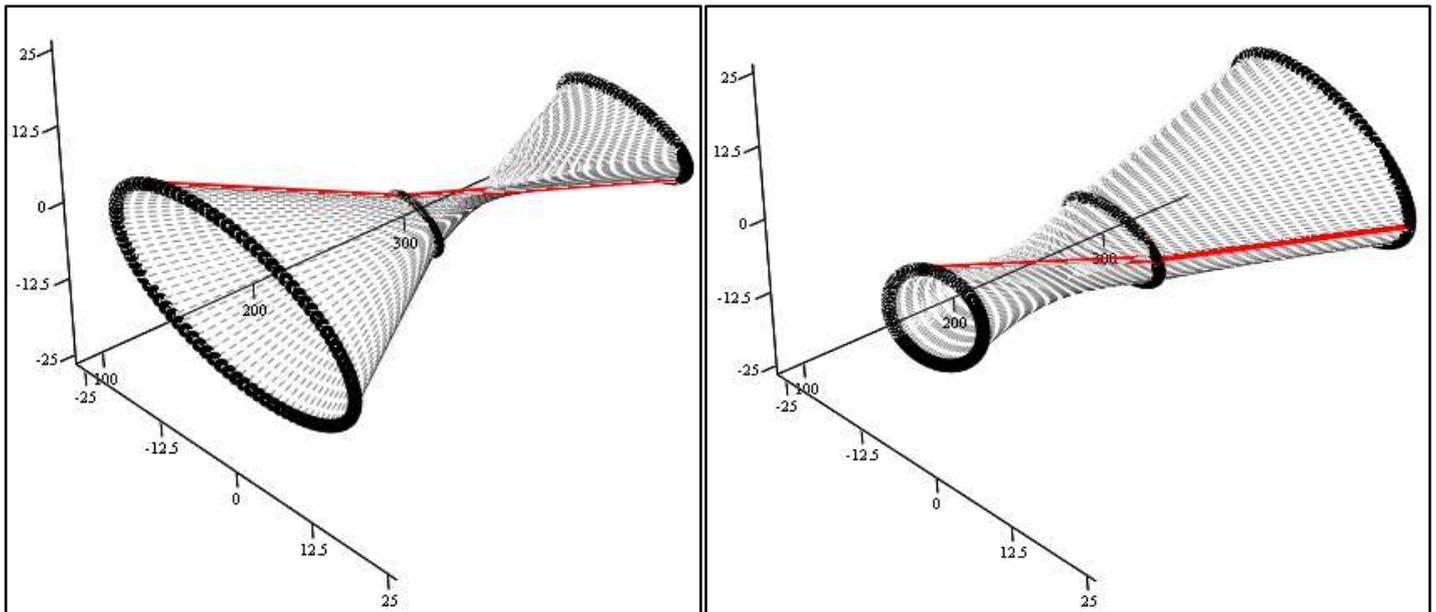
Figure III-64. Amplitudes synchrones des disques (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)

Les diagrammes spectraux et les amplitudes synchrones des disques et des bagues extérieures des roulements montrent bien le passage d'un mode situé à 150 Hz et un autre à environ 280 Hz en accélération. En revanche, un seul mode à environ 130 Hz est identifié en décélération.

Il est important de noter que les amplitudes synchrones des essais supplémentaires sont plus grandes que celles des essais précédents.

e) **Déformées du rotor pour un essai représentatif (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)**

Les déformées du rotor sont représentées en accélération, à 150 Hz et 271 Hz, sur la Figure III-65 et en décélération, à 129 Hz, sur la Figure III-66. Les déformées en accélération et en décélération présentent comme au paragraphe III.5.5 des modes coniques.



a)

b)

Figure III-65. Déformée du rotor en accélération a) à 150 Hz et b) à 271 Hz (essais supplémentaires, jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

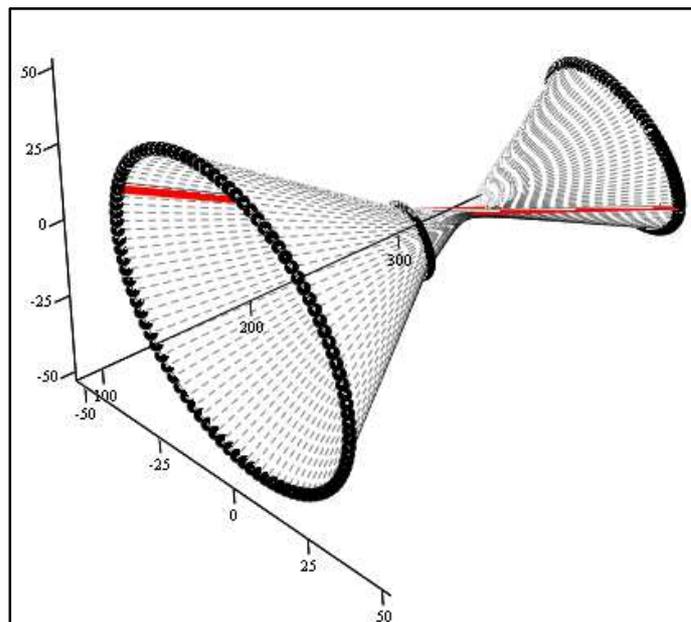


Figure III-66. Déformée du rotor en décélération à 129 Hz (essais supplémentaires, jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

f) Conclusion des essais supplémentaires (jeu radial de $75 \mu\text{m}$)

Les signatures vibratoires des essais supplémentaires ont montré :

- Une composante sous-synchrone de 0.5ω apparaît pour les disques et pour les bagues extérieures des roulements durant l'accélération. Cette composante a été déclenchée à

partir de 270 Hz et possède des amplitudes plus grandes que l'amplitude synchrone. Elle dévoile un comportement non-linéaire non identifié avec les essais précédents, qui est produit par des contacts entre le rotor et son carter.

- Au-delà de 270 Hz, des raies sous-synchrones ont été distinguées, en accélération et en décélération, sur les diagrammes « waterfalls » et « full-spectrum ».
- Les amplitudes synchrones des disques montrent un pic à 180 Hz identifié en accélération seulement. Ce pic n'a pas été identifié avec les essais précédents. D'un autre côté, les amplitudes synchrones des disques et des bagues extérieures des roulements sont plus importantes pour les essais supplémentaires que pour les essais précédents.

IV Simulations numériques

IV.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de confronter les résultats des essais avec des calculs numériques. Les calculs sont faits avec un code commercial (SAMCEF) capable de traiter les non-linéarités qui découlent du jeu radial existant entre les bagues extérieures des roulements et le stator.

La comparaison des résultats expérimentaux/numériques permettra d'approximer les valeurs des paramètres inconnus comme l'anisotropie de la raideur des roulements, le balourd, le jeu radial, la raideur du contact, etc.

IV.2 Description du modèle du rotor

Le rotor se prête à une modélisation filaire avec des éléments finis de type poutre de Timoshenko. L'arbre est donc discrétisé en 26 éléments de type poutre (Figure IV-1). Un élément est composé de deux nœuds et chaque nœud possède six degrés de liberté (trois translations et trois rotations). L'arbre est considéré axisymétrique. Les chargements selon l'axe longitudinal de l'arbre sont négligeables.

Le disque 1 et le disque 3 sont positionnés sur l'arbre avec des écrous de précision (écrous ZM20 et ZM25) et une entretoise (Figure II-4). Ces systèmes sont modélisés, par la suite, comme faisant partie de l'arbre.

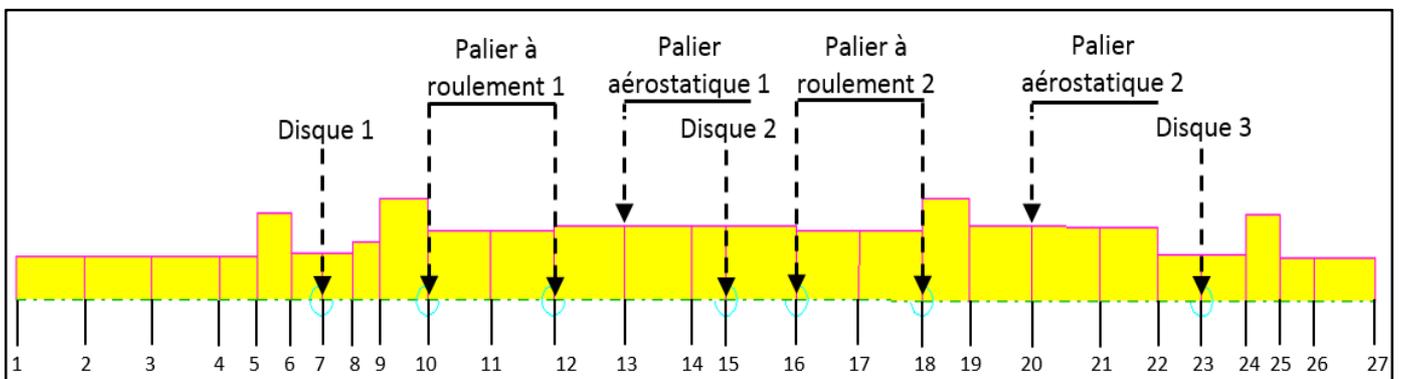


Figure IV-1. Modélisation de l'arbre

Les disques sont modélisés par des masses ponctuelles avec des inerties de rotation.

Le rotor est guidé en rotation par deux paliers aérostatiques et deux paires de roulements à billes. Les roulements sont modélisés par des ressorts linéaires à l'aide de la fonction « Bearing ». La variation de la raideur radiale des roulements représentée sur la Figure II-6 a été intégrée dans le code de calcul.

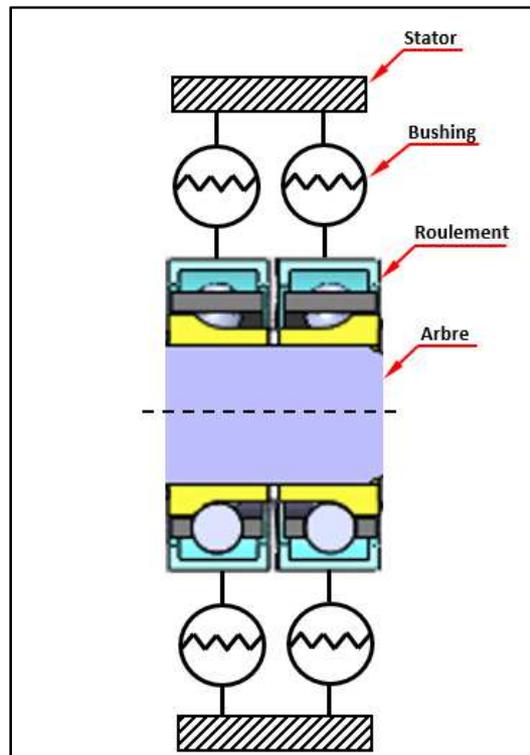


Figure IV-2. Modélisation du jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator

La particularité du rotor réside au niveau des non linéarités introduites par l'existence du jeu radial entre la bague extérieure du roulement et le stator. Un élément de type « Bushing » a été utilisé pour modéliser ces non linéarités (Figure IV-2). L'élément de type « Bushing » permet de spécifier une force non-linéaire variable par intervalles (Figure IV-3) [23]. La procédure de simulation du jeu radial fonctionnel est la suivante :

- La force radiale dans le « Bushing » est nulle si le déplacement est inférieur au jeu radial
- La force radiale a une valeur très grande pour une valeur fictive (mais supérieure au jeu radial) du déplacement radial.

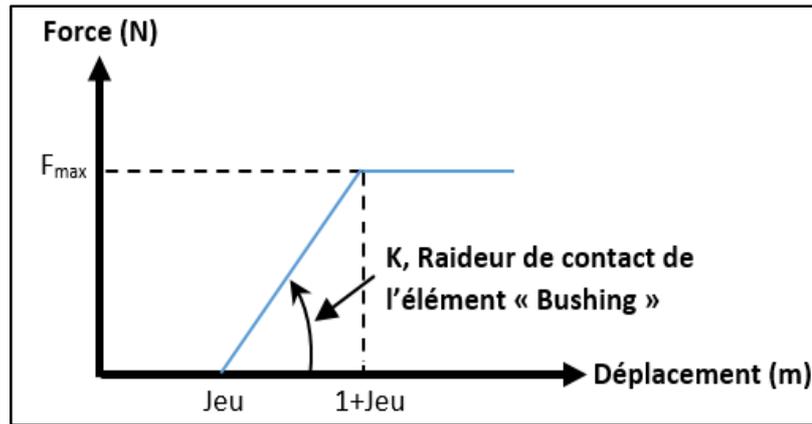


Figure IV-3. Force radiale dans le « Bushing »

Les paliers aérostatiques sont, comme les roulements, modélisés par des éléments de type « Bearing » dont les coefficients dynamiques sont montrés sur la Figure II-9.

IV.3 Amortissement globale de la structure

En l'absence d'informations suffisantes sur les composantes et les liaisons mécaniques qui sont susceptibles de dissiper l'énergie du rotor, une modélisation approximative de type Rayleigh de l'amortissement structural a été mise en place.

Il est supposé que la matrice d'amortissement peut être écrite comme une combinaison linéaire des matrices de masse et de rigidité. La principale justification de cette approche est que la dissipation d'énergie est supposée être distribuée dans le matériau de la même manière que la masse et la rigidité [24]. La forme la plus courante de la matrice d'amortissement proportionnelle est :

$$C = \alpha K + \beta M \quad \text{Eq IV-1}$$

Ceci correspond à un amortissement modal réduit

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\alpha \omega + \frac{\beta}{\omega} \right) \quad \text{Eq IV-2}$$

Les coefficients α et β doivent être déterminés expérimentalement. Ils peuvent être obtenus à partir d'une identification sur deux modes indépendants, le plus souvent (ω_1, ξ_1) et (ω_2, ξ_2) déterminées dans la section I.4.3¹².

¹² Ceci revient à écrire $\xi = \xi_1 \frac{\omega}{\omega_1} + \xi_2 \frac{\omega_2}{\omega}$

$$\beta = 2\xi_1\omega_1 \quad \text{Eq IV-3}$$

$$\alpha\omega_2^2 = 2\xi_2\omega_2 \quad \text{Eq IV-4}$$

La Figure IV-4 présente l'approximation de l'amortissement modal réduit donné par la relation Eq IV-2 avec des valeurs de $\alpha = 2 \cdot 10^{-6}$ s et $\beta = 136$ s-1 issu des relations Eq IV-3 et Eq IV-4.

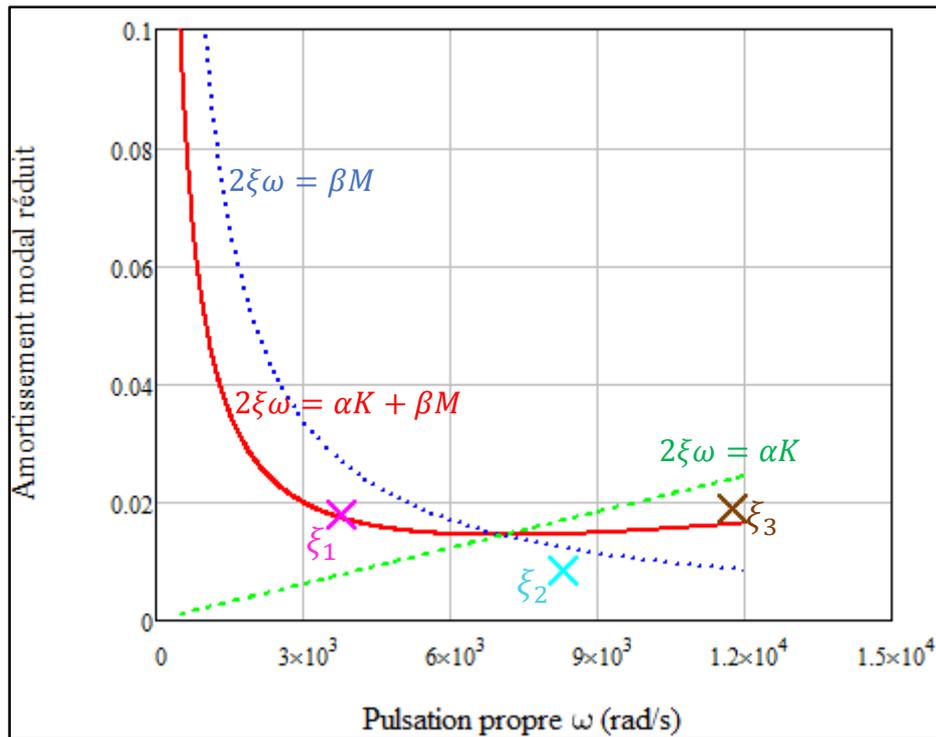


Figure IV-4. Amortissement proportionnel aux caractéristiques de rigidité et de masse

IV.4 Analyse numérique linéaire du rotor

Avant d'effectuer les analyses numériques non-linéaires du rotor, un calcul linéaire a été réalisé. Pour l'analyse linéaire, les bagues extérieures des roulements sont fixes sur le stator. Deux types d'analyses linéaires ont été effectués ; une analyse modale et une analyse transitoire.

IV.4.1 Analyse modale du rotor

Le but de l'analyse modale est de déterminer les pulsations propres du système rotor-paliers pour plusieurs configurations :

- a) Rotor supporté seulement par les paliers aérostatiques,
- b) Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 1,
- c) Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 2,
- d) Rotor supporté par les paliers aérostatiques et les roulements.

La variation de la raideur des roulements avec la vitesse de rotation (section I.2.2) et les caractéristiques dynamiques (raideurs et amortissements) des paliers aérostatiques (section I.2.3.1) du banc sont intégrées dans le code. La vitesse de rotation maximale est de 50000 tr/min. Les déformées du rotor sont représentés pour les modes directs à une fréquence de rotation de 400 Hz.

Configuration a) : Rotor supporté seulement par les paliers aérostatiques

Cette configuration est représentée sur la Figure IV-5 et son diagramme de Campbell sur la Figure IV-6. On note trois vitesses critiques du rotor à cette configuration situées à 112 Hz, 218 Hz et 753 Hz.

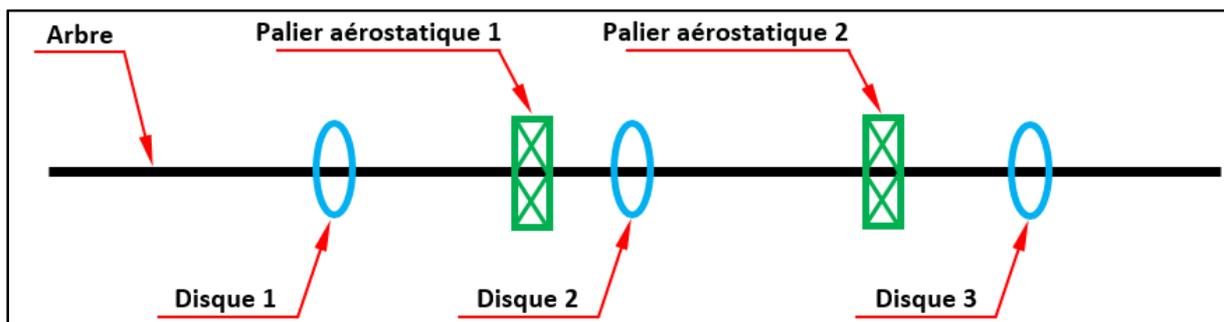


Figure IV-5. Rotor supporté seulement par les paliers aérostatiques (Configuration a)

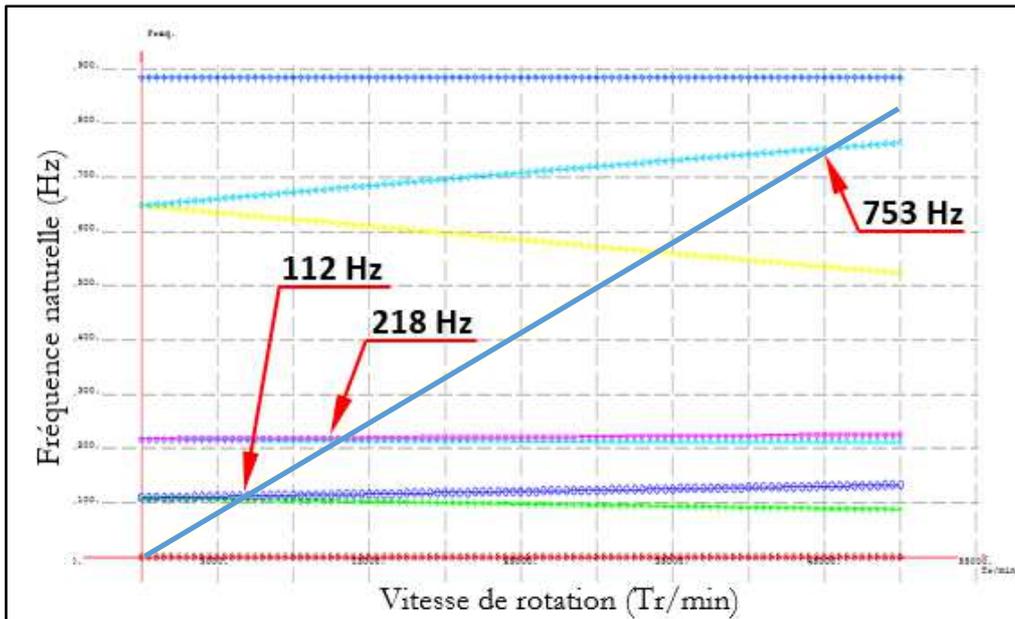


Figure IV-6. Diagramme de Campbell (Configuration a)

Les déformées du rotor à ces vitesses sont illustrées sur la Figure IV-7, la Figure IV-8 et la Figure IV-9. Les deux premières correspondant à des modes coniques rigides et le troisième à un mode élastique.

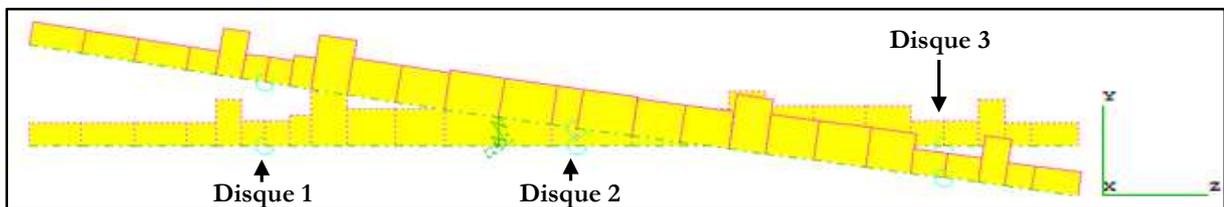


Figure IV-7. Déformée du 1^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration a)

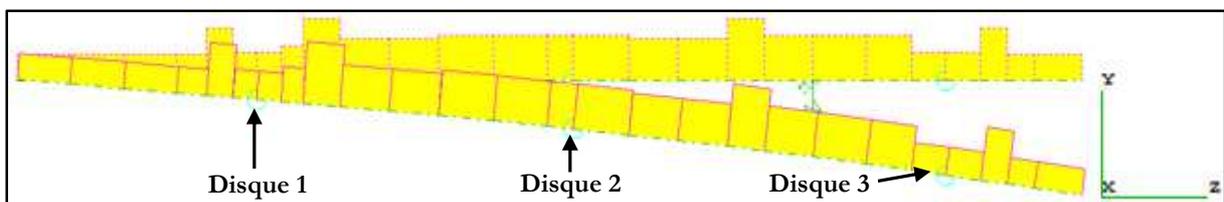


Figure IV-8. Déformée du 2^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration a)

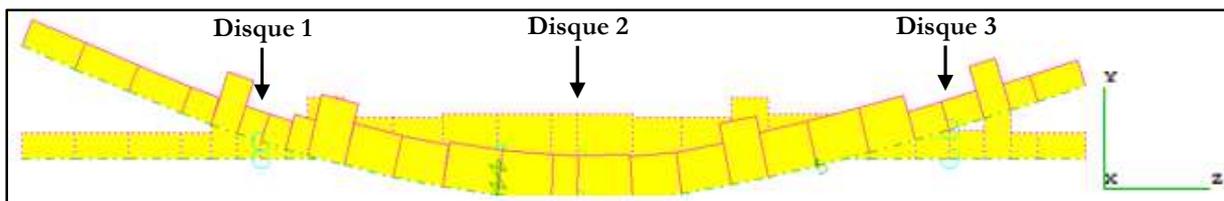


Figure IV-9. Déformée du 3^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration a)

Configuration b) : Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 1

Par rapport à la première configuration (configuration a), une paire de roulements (roulement 1) situé à côté du disque 1 a été ajoutée (Figure IV-10).

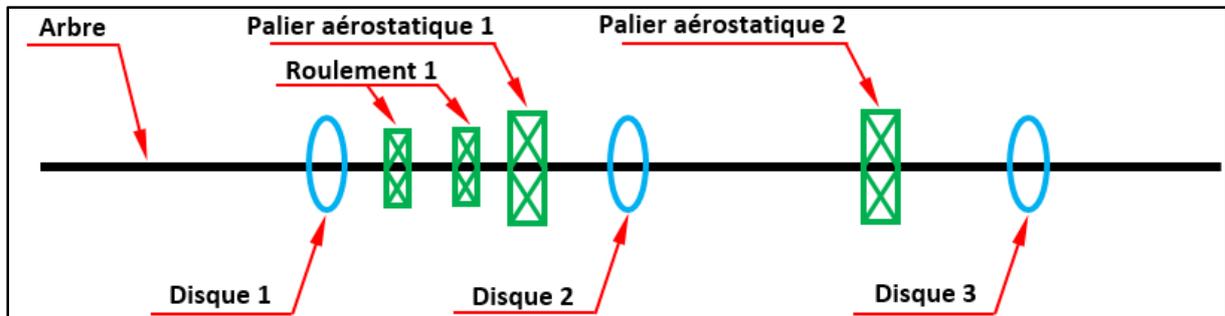


Figure IV-10. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 1 (Configuration b)

Le diagramme de Campbell correspondant à cette configuration est représenté sur la Figure IV-11 et met en évidence la présence de deux vitesses critiques à 260 Hz et 670 Hz.

Les déformées du rotor sont illustrées sur la Figure IV-12 et la Figure IV-13 et correspondent à deux modes coniques élastiques.

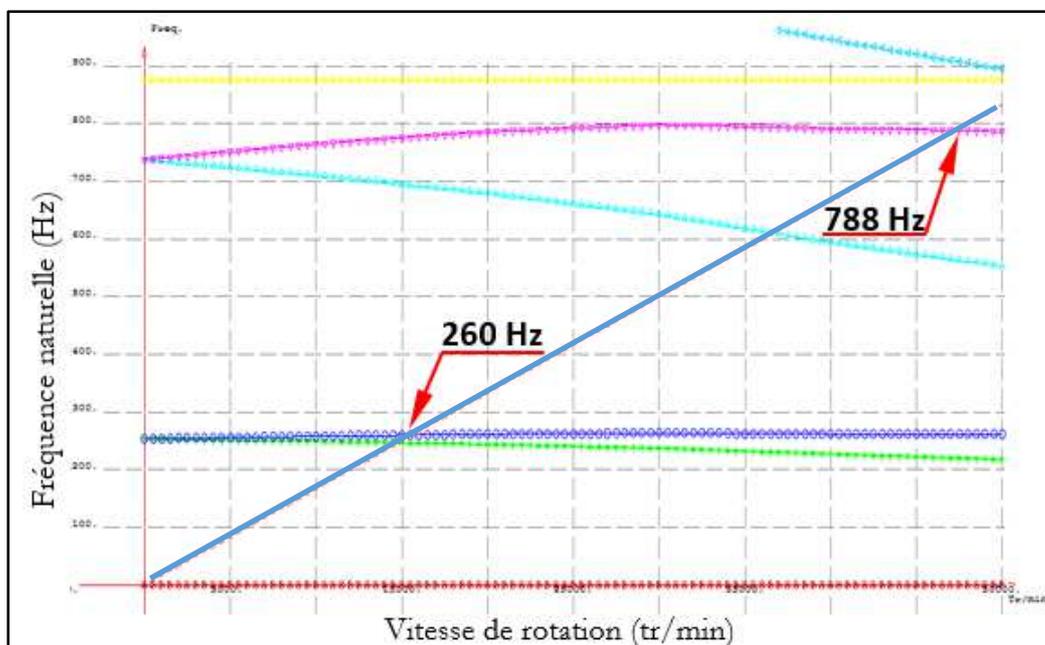


Figure IV-11. Diagramme de Campbell (Configuration b)

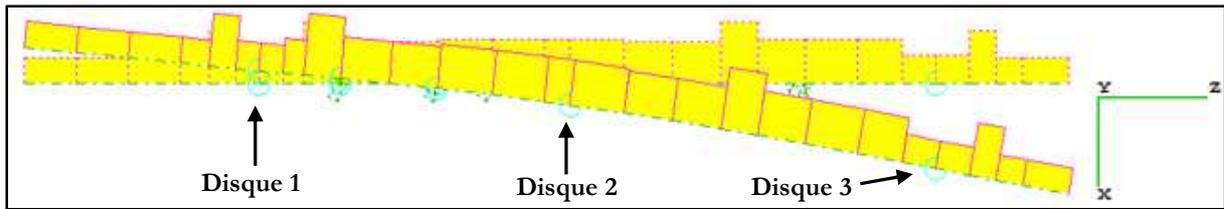


Figure IV-12. Déformée du 1^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration 2)

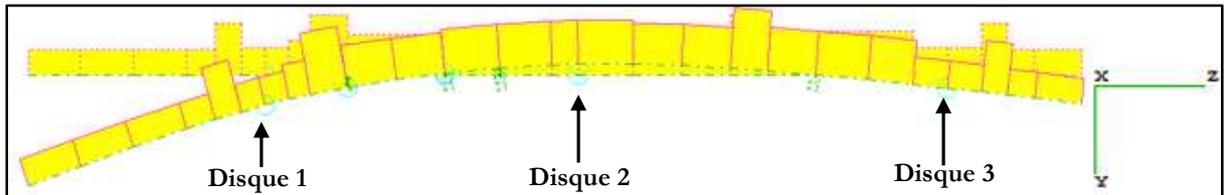


Figure IV-13. Déformée du 2^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration b)

Configuration c) : Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 2

Dans cette configuration, le rotor est supporté par les paliers aérostatiques et une paire de roulements (roulement 2) située, cette fois ci, à côté du disque 3 (Figure IV-14).

Le diagramme de Campbell de cette configuration est représenté sur la Figure IV-15 et montre deux vitesses critiques à 190 Hz et 527 Hz. Ces vitesses sont apparues un peu plus tôt par rapport à la configuration b. En effet, des écarts de 50 Hz et de 143 Hz sont détectés entre les modes des deux configurations.

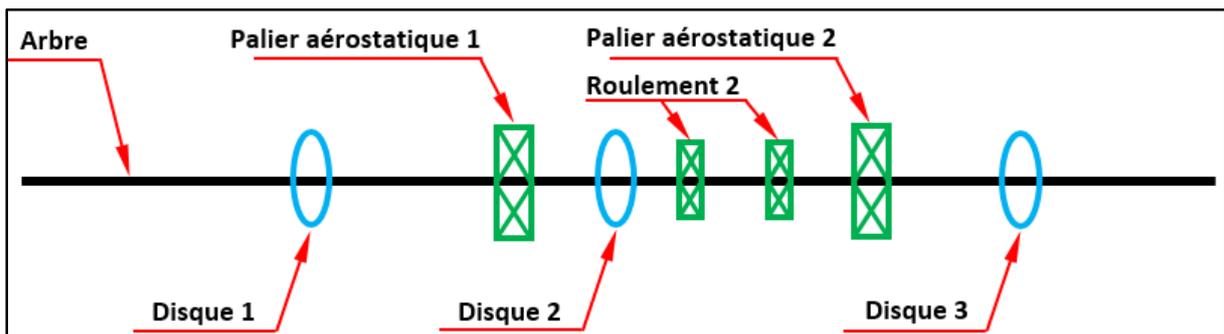


Figure IV-14. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 2 (Configuration c)

Les déformées des deux premiers modes sont illustrées sur la Figure IV-16 et la Figure IV-17.

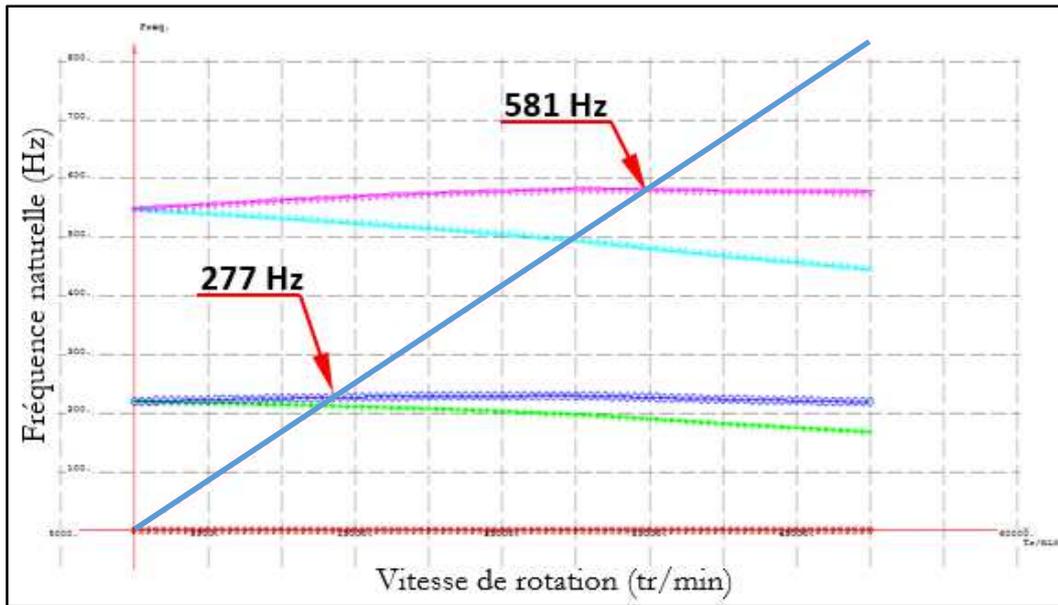


Figure IV-15. Diagramme de Campbell (Configuration c)

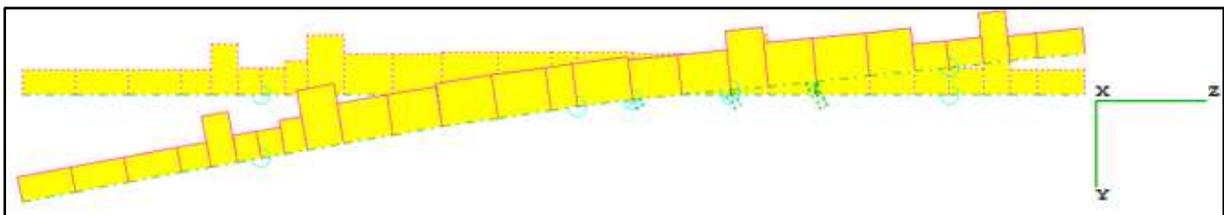


Figure IV-16. Déformée du 1^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration c)

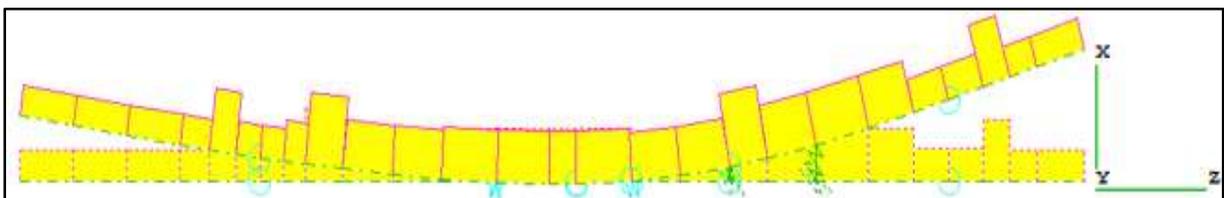


Figure IV-17. Déformée du 2^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration c)

Configuration d) : Rotor supporté par les paliers aérostatiques et les roulements

Dans cette dernière situation (Figure IV-18), le rotor est supporté par les paliers aérostatiques et le deux paires de roulements (roulement 1 et roulement 2).

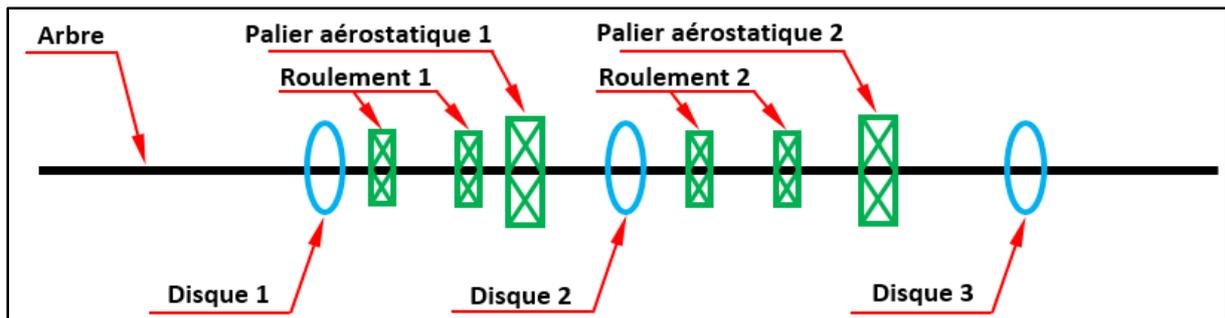


Figure IV-18. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et les roulements (Configuration d)

Le diagramme de Campbell de cette configuration est représenté sur la Figure IV-19 et montre deux vitesses critiques à 512 Hz et 675 Hz. L'ajout d'une paire de roulements, par rapport à la configuration c, a augmenté la raideur du rotor et par conséquent, les vitesses critiques augmentent.

Les déformées des deux premiers modes sont représentées sur la Figure IV-20 et la Figure IV-21 et montrent deux modes coniques.

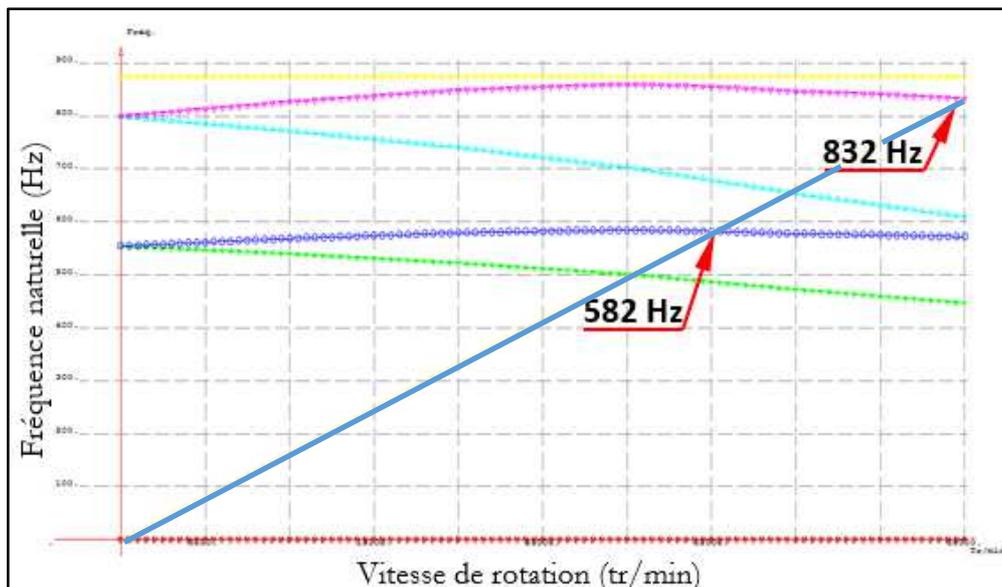


Figure IV-19. Diagramme de Campbell (Configuration d)

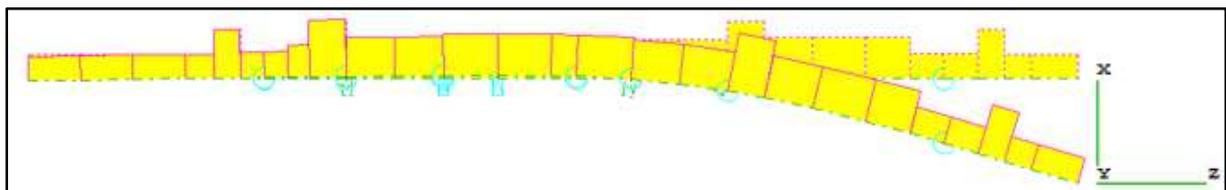


Figure IV-20. Déformée du 1^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration d)

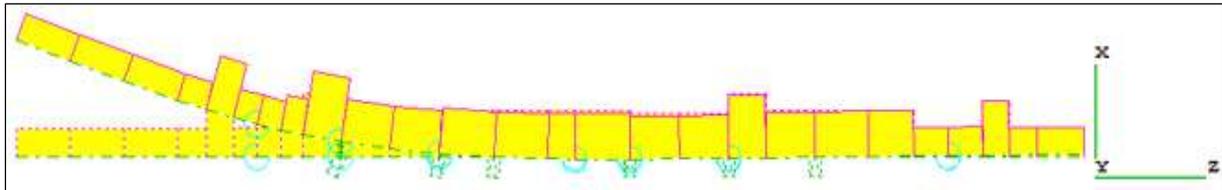


Figure IV-21. Déformée du 2^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration d)

Les pulsations critiques des différentes configurations et les déformées modales sont récapitulées dans le Tableau IV-1.

Fréquence Critique (Hz)	Déformée modale
112 (Configuration a1)	
218 (Configuration a2)	
260 (Configuration b1)	
377 (Configuration c1)	
581 (Configuration c2)	
582 (Configuration d1)	
753 (Configuration a3)	
788 (Configuration b2)	
832 (Configuration d2)	

Tableau IV-1. Déformées modales des différentes configurations (1 : premier mode, 2 : deuxième mode, 3 : troisième mode)

Remarque :

Les fréquences critiques déterminées par l'analyse modale ne correspondent pas à celles déterminées expérimentalement dans les trois campagnes d'essais. Ceci peut être expliqué par le fait que les raideurs des roulements injectées dans le code de calcul sont différentes de celles des roulements montés sur le banc d'essai. D'un autre côté, cette différence peut être aussi engendrée par l'effet des accélérations subies par le rotor durant les essais.

Afin d'intégrer l'effet de l'accélération sur la réponse dynamique du rotor, l'analyse modale a été remplacée par une analyse transitoire.

IV.4.2 Réponse linéaire transitoire du rotor

Les deux premières campagnes d'essais expérimentaux, avec un jeu radial de 25 μm et de 50 μm , ont montré un comportement purement linéaire où les vibrations sous-synchrones sont absentes. D'un autre côté, leurs diagrammes spectraux complets montrent des précessions rétrogrades très probablement dues à une anisotropie de la raideur des supports du rotor. L'objectif est donc de reproduire le comportement linéaire des deux premières campagnes expérimentales et de vérifier si l'anisotropie de la raideur est la cause des précessions rétrogrades.

Comme le comportement recherché est linéaire, les bagues extérieures des roulements sont considérés fixes avec le stator.

La variation de la fréquence de rotation doit être proche de celle expérimentale. On impose alors une accélération constante de 0 à 400 Hz pendant 50 secondes.

L'équilibrage du rotor en classe G 0.4 correspond à un balourd résiduel de 0.075 g mm dans un plan appelé plan 1 et un autre de même valeur sur un autre plan appelé plan 2. Ces deux plans sont inconnus ainsi que les phases des balourds.

Des essais numériques préliminaires ont été effectués avec ces valeurs de balourd placés aux deux extrémités du rotor ; sur le nœud 2 à une phase de 0 degré et sur le nœud 26 à une phase de 120 degré (Figure IV-1).

Les résultats des calculs ont montré des déplacements radiaux des disques très faibles par rapport à ceux mesurés expérimentalement (un rapport de 20 entre les résultats numériques et expérimentaux). Pour cette raison, un balourd de 1.5 g mm a été utilisé par la suite dans tous les calculs.

Les campagnes d'essais de 25 μm et de 50 μm ont montré l'apparition des modes de vibration entre 0 et 400 Hz. De ce fait, les raideurs de roulements sont diminuées à 10^7 N/m et sont considérées constantes. Afin de simplifier les calculs, l'amortissement et les raideurs croisées des paliers aérostatiques sont considérés nuls.

Les diagrammes spectraux complets et les amplitudes synchrones des disques sont représentés respectivement sur Figure IV-22 et la Figure IV-23. Sur ces figures apparaissent deux modes à 250 Hz et 302 Hz. Il est à souligner qu'un pic à 374 Hz a été identifié seulement pour le disque 2.

Comme aucune anisotropie n'a été introduite, les amplitudes synchrones des différents disques sont les mêmes suivant X et Y. A cause de son emplacement entre les deux paliers à roulements, les amplitudes du disque 2 sont très faibles. Les amplitudes synchrones du disque 3 sont plus grandes que celle du disque 1. Les diagrammes spectraux complets indiquent que la précession est directe pour tous les disques.

L'effet de l'anisotropie des raideurs des paliers sera analysé par la suite. Les bagues extérieures des roulements sont toujours fixes. Le rotor est supporté par les paliers aérostatiques et les roulements. De ce fait, l'anisotropie des raideurs peut être affectée par les paliers aérostatiques, les roulements ou une combinaison des deux.

Pour le début, la raideur des paliers aérostatiques suivant Y est divisée par 4 et la raideur suivant X n'est pas modifiée. Par rapport à la première configuration, aucune modification n'a été apportée aux autres paramètres ; les raideurs croisées et l'amortissement des paliers aérostatiques sont nulles et la raideur directe des roulements est constante (10^7 N/m).

Les diagrammes spectraux complets des disques, représentés sur la Figure IV-24, montrent une précession directe sur presque toute la plage de fréquence de rotation exceptant une courte raie rétrograde apparue à environ 240 Hz au niveau des trois disques.

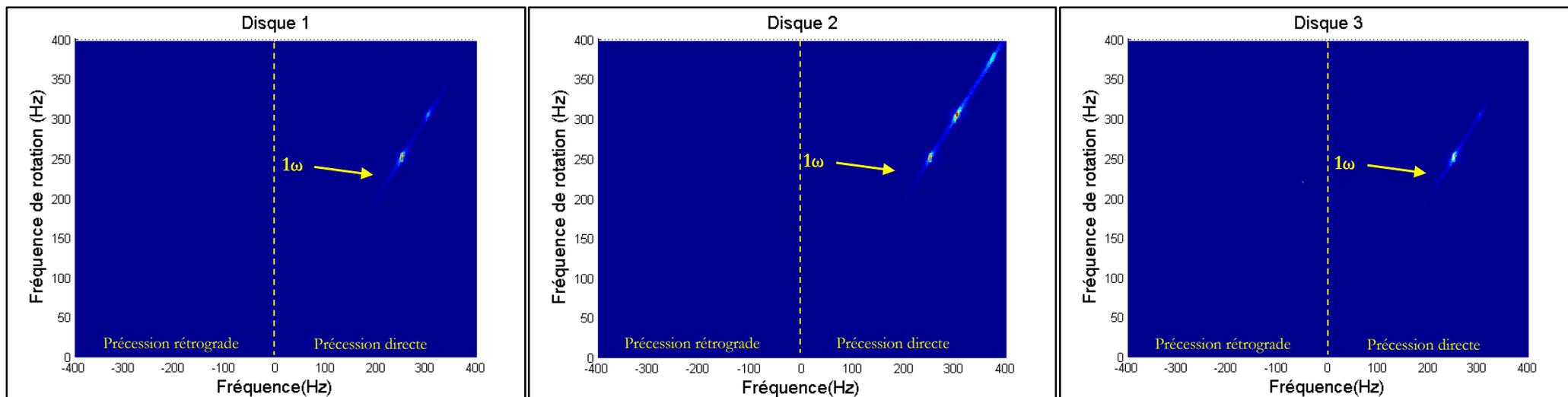


Figure IV-22. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 1, analyse linéaire)

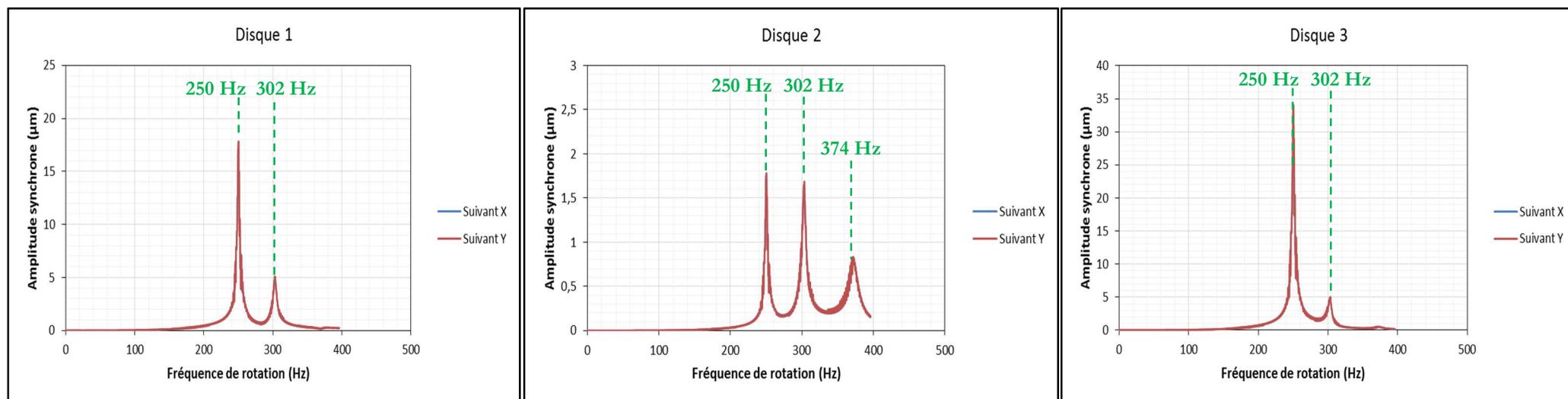


Figure IV-23. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 1, analyse linéaire)

Les amplitudes synchrones des disques de cette configuration sont montrées sur la Figure IV-25. Une dissymétrie de la matrice de raideur se traduit par une différence d'amplitudes synchrones au niveau des modes détectés entre les vibrations suivant X et Y : pour les trois disques, deux pics sont détectés suivant X à 247 Hz et 302 Hz, et trois pics suivant Y à 232 Hz, 247 Hz et 302 Hz. A 232 Hz, les amplitudes synchrones des disques suivant Y sont plus grandes que celles suivant X. En revanche, à 247 Hz, la situation s'inverse. Ces interprétations, corrélées avec la plage de précession rétrograde remarquée à environ 240 Hz, montrent que le pic à 232 Hz est dû à un mode suivant Y et celui à 247 Hz est dû à un mode suivant X. Par ailleurs, le pic à 302 Hz est un mode détecté suivant les deux directions.

Les deux premières campagnes d'essais expérimentales ont montrés des plages de précession rétrograde plus étendues que celles de cette configuration de calcul ce qui laisse à penser que les paliers aérostatiques ne sont pas la source de l'anisotropie.

La deuxième source d'anisotropie est représentée par les deux paires des roulements. Un essai numérique a alors été effectué avec la raideur de chaque roulement suivant X de 10^7 N/m et la raideur suivant Y de $2.5 \cdot 10^6$ N/m. Les raideurs directes des paliers aérostatiques suivant les deux directions sont de $2.64 \cdot 10^6$ N/m, les raideurs croisées et l'amortissement sont nuls. Ceci est la troisième configuration numérique testée.

Les signatures vibratoires de cette configuration sont tracées sur la Figure IV-26. Contrairement à la configuration précédente, l'impact de l'anisotropie est plus important. En effet, les précessions rétrogrades des disques sont plus claires et plus étendues. Trois zones de précessions sont détectées pour les disques 1 et 3. Une précession directe entre 0 et 178 Hz, suivie par une précession rétrograde jusqu'à 246 Hz et enfin une précession directe jusqu'à 400 Hz.

Le diagramme spectral complet du disque 2 est un peu différent des deux autres et les plages de précession rétrogrades ne sont pas les mêmes que les disques 1 et 3. Cette différence de précession a également été remarquée expérimentalement pour les essais de 25 μm .

Les amplitudes synchrones des disques de cette configuration sont tracées sur la Figure IV-27. Les amplitudes du disque 1 et du disque 3 montrent un mode suivant Y à 178 Hz et un autre à 246 Hz suivant X. Il reste à souligner qu'un pic à 300 Hz a été identifié pour les trois disques seulement suivant X.

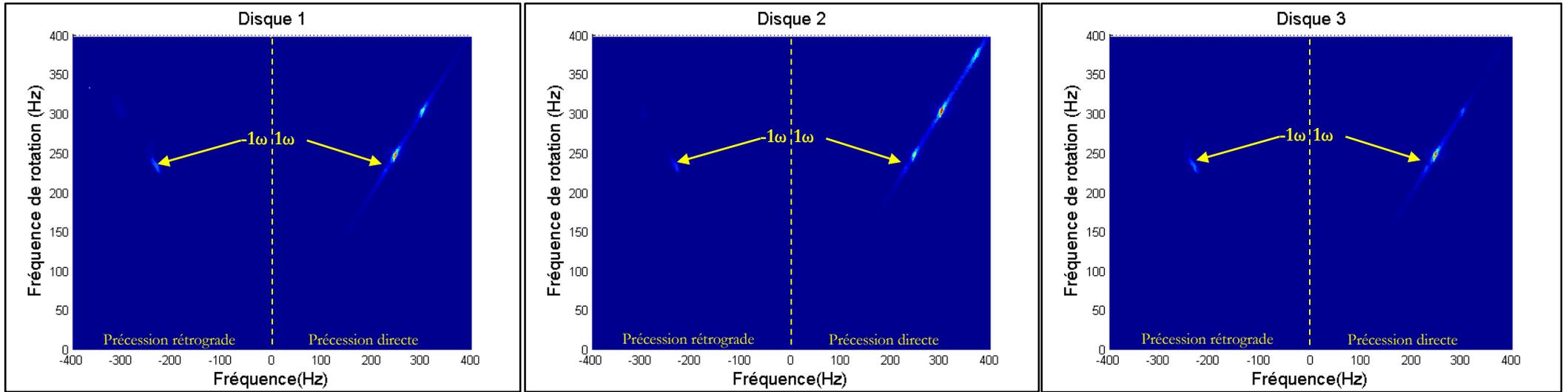


Figure IV-24. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 2, analyse linéaire)

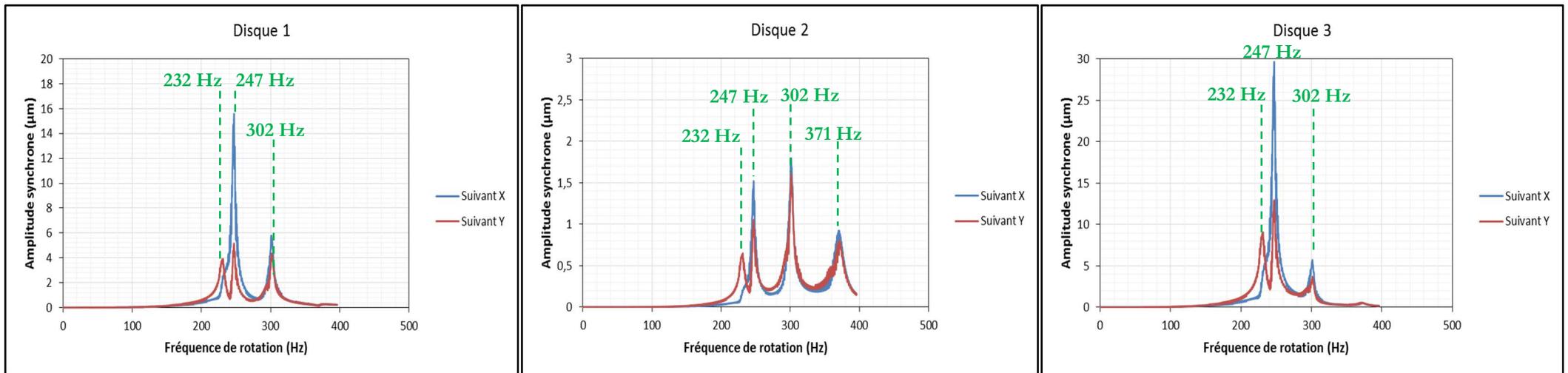


Figure IV-25. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 2, analyse linéaire)

La particularité de cette 3^{ème} configuration est dues aux amplitudes synchrones des disques au deuxième mode suivant Y qui montrent deux pics très proches au lieu d'un seul.

Une quatrième configuration a été testée en utilisant des raideurs anisotropes des roulements. La raideur suivant X des quatre roulements est gardée constante (10^7 N/m) mais la raideur suivant Y est de $2.5 \cdot 10^6$ N/m pour la première paire des roulements (palier à roulement 1) et de $3.5 \cdot 10^6$ N/m pour la deuxième paire des roulements (paliers à roulement 2). Les autres paramètres ne sont pas changés par rapport à la configuration 3.

Les diagrammes spectraux complets et les amplitudes synchrones des disques sont représentés sur la Figure III-32 et la Figure III-33.

Les plages des précessions des disques 1 et 3 de cette configuration sont très similaires à celles de la configuration précédente. En effet, la première zone entre 0 et 179 Hz présente une précession directe, la deuxième zone entre 179 Hz et 246 Hz indique une précession rétrograde et enfin une précession directe est distinguée entre 246 Hz et 400 Hz.

Au niveau du disque 2, plusieurs zones sont distinguées :

- Entre 0 et 179 Hz : précession rétrograde,
- Entre 149 Hz et 270 Hz : précession directe,
- Entre 270 Hz et 300 Hz : précession rétrograde,
- Entre 300 Hz et 4000 : précession directe

Les amplitudes synchrones des disques sont corrélées avec les diagrammes spectraux complets et montrent clairement l'apparition de deux modes à 179 Hz et à 246 Hz.

Le comportement dynamique des disques est très similaire à celui trouvé expérimentalement avec le jeu radial de $25 \mu\text{m}$.

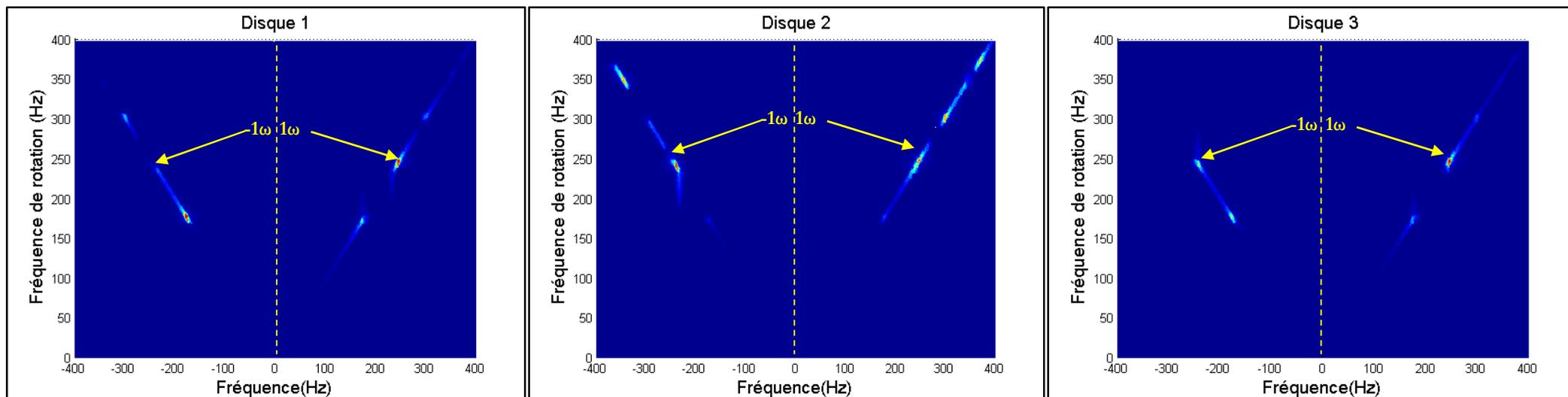


Figure IV-26. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 3, analyse linéaire)

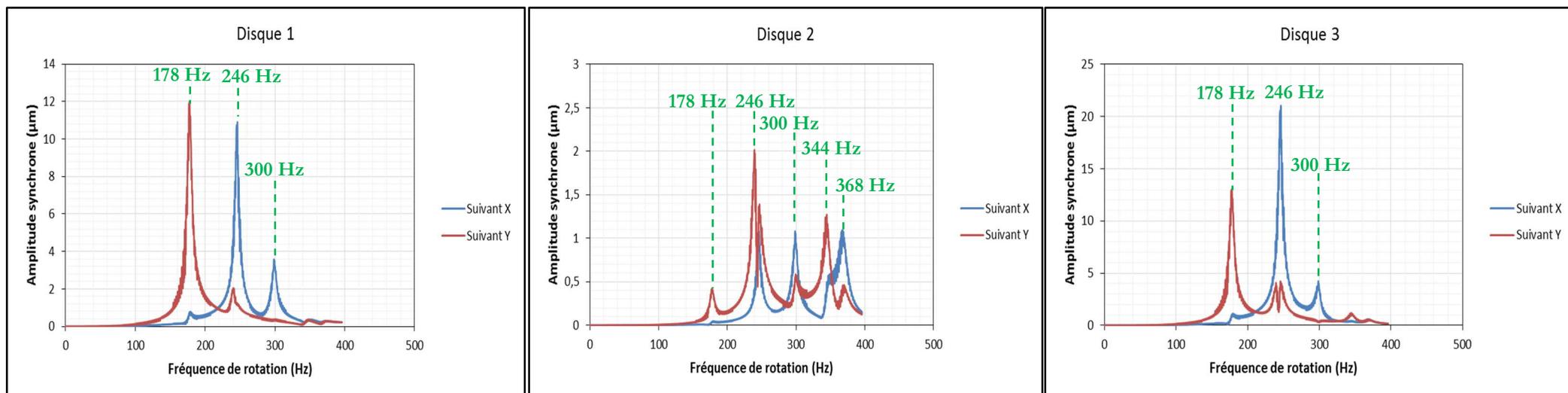


Figure IV-27. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 3, analyse linéaire)

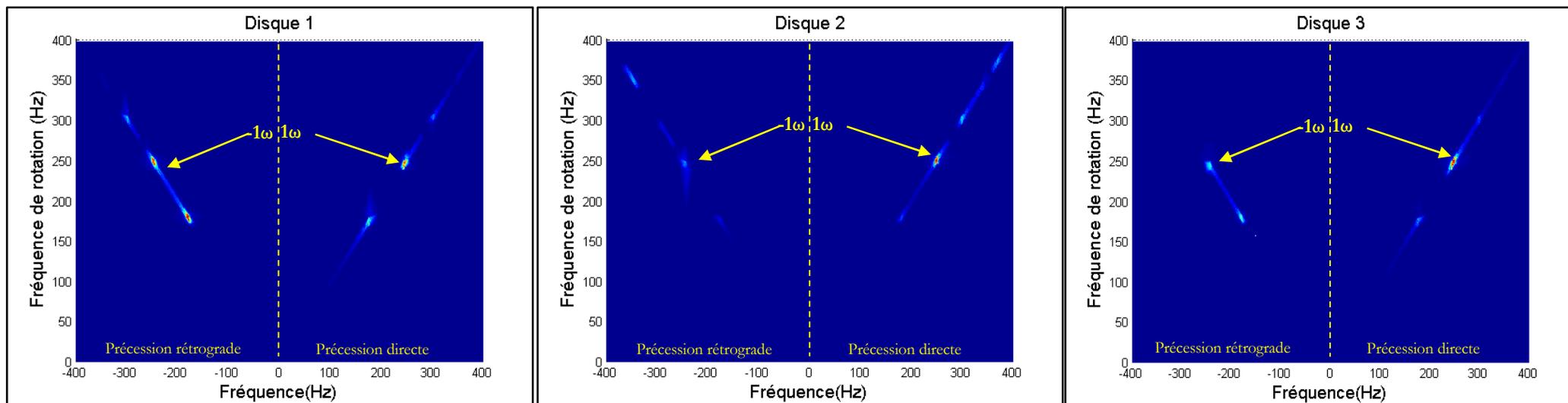


Figure IV-28. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 4, analyse linéaire)

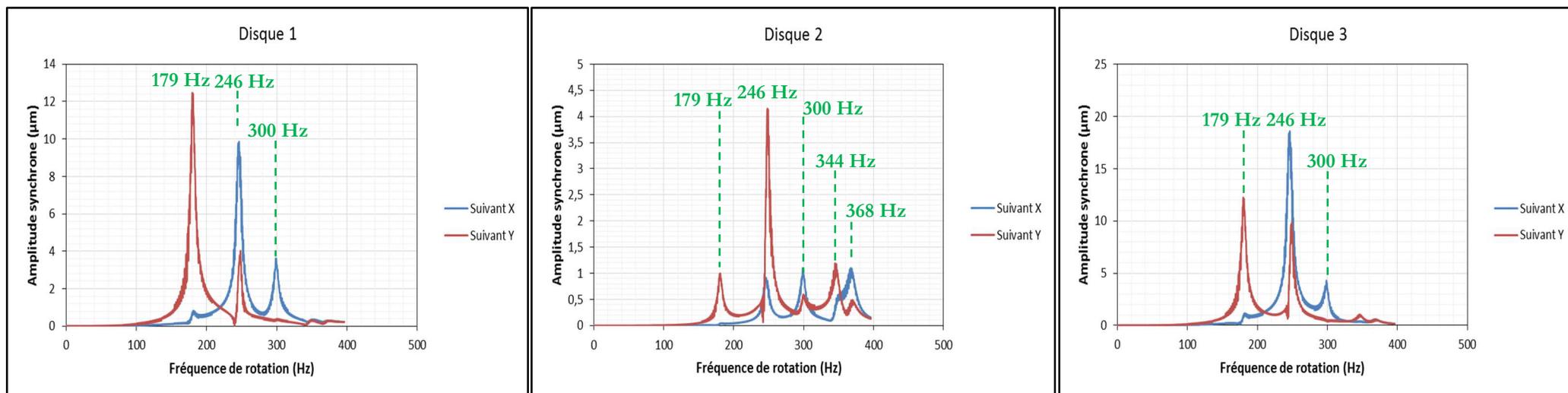


Figure IV-29. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 4, analyse linéaire)

IV.5 Analyse numérique non-linéaire du rotor

La métrologie du banc d'essais a montré d'importants défauts de coaxialité des bagues à jeu variable et des bagues des paliers aérostatiques. A cause de ces défauts, les quatre alésages cylindriques sont mésalignés. Des cales en aluminium, de $12\ \mu\text{m}$ d'épaisseur, placés entre le bâti et les bagues à jeu variable ont été utilisées pour compenser ce mésalignement et garantir l'existence d'un jeu radial entre la bague extérieure du roulement et le stator (section II.1). Ce montage ne certifie donc plus le jeu radial recherché. Le jeu réel est inconnu et variable d'une bague à l'autre car le rotor possède une excentricité différente à l'intérieur de chaque bague.

L'élément « Bushing » du code Samcef ne permet d'imposer qu'un jeu radial de même valeur suivant les deux directions des déplacements radiaux (X et Y). Il définit une force radiale de très grande valeur qui entre en jeu quand les déplacements dynamiques du rotor dépassent le jeu radial exigé (section II.2.3). Cette force, inconnue expérimentalement, peut également être définie comme la raideur du contact entre la bague à jeu variable et la bague extérieure du roulement.

Le jeu radial réel et la raideur de contact sont donc inconnus. L'objectif dans la suite est d'approcher les valeurs de ces paramètres afin de reproduire les résultats des essais expérimentaux obtenus avec un jeu radial de $75\ \mu\text{m}$.

IV.5.1 Effet du jeu radial

Le jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator est le principal paramètre de la modélisation non-linéaire. Il est supposé que la raideur de contact est de $10^{12}\ \text{N/m}$ quand le déplacement de la bague extérieure du roulement dépasse le jeu radial.

On considère également que la raideur des roulements est anisotrope ayant des valeurs fixées dans le paragraphe précédent. La raideur suivant X des quatre roulements est constante avec la fréquence de rotation et vaut $10^7\ \text{N/m}$ mais la raideur suivant Y est de $2.5 \cdot 10^6\ \text{N/m}$ pour la première paire de roulements (palier à roulement 1) et de $3.5 \cdot 10^6\ \text{N/m}$ pour la deuxième paire de roulements (paliers à roulement 2). Les paliers aérostatiques possèdent une raideur directe de $2.67 \cdot 10^6\ \text{N/m}$ suivant X et Y, la raideur croisée et l'amortissement étant négligeables.

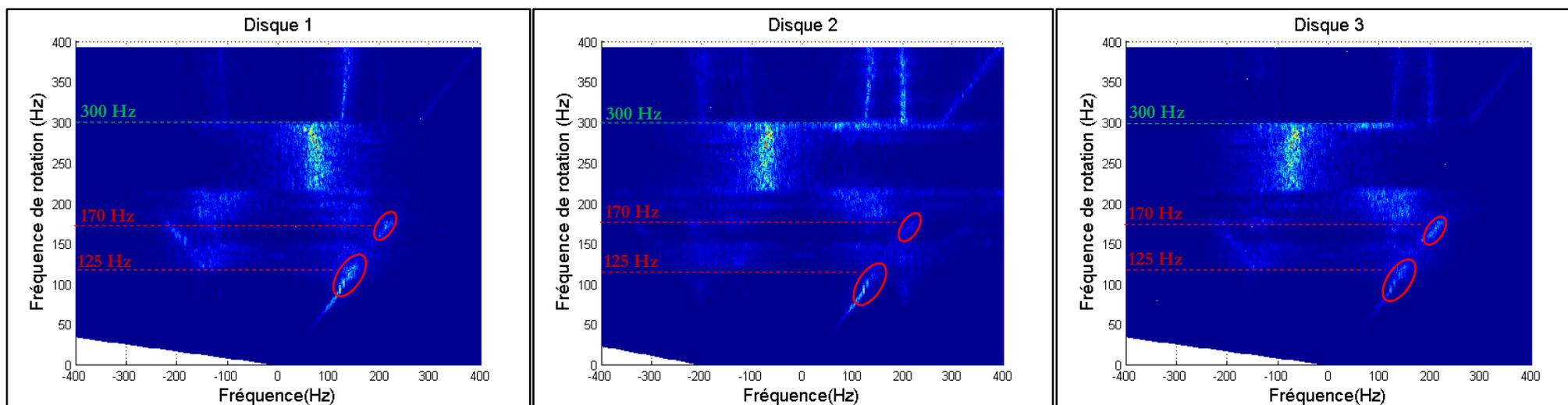


Figure IV-30. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 5 μm (Configuration 1, analyse non-linéaire)

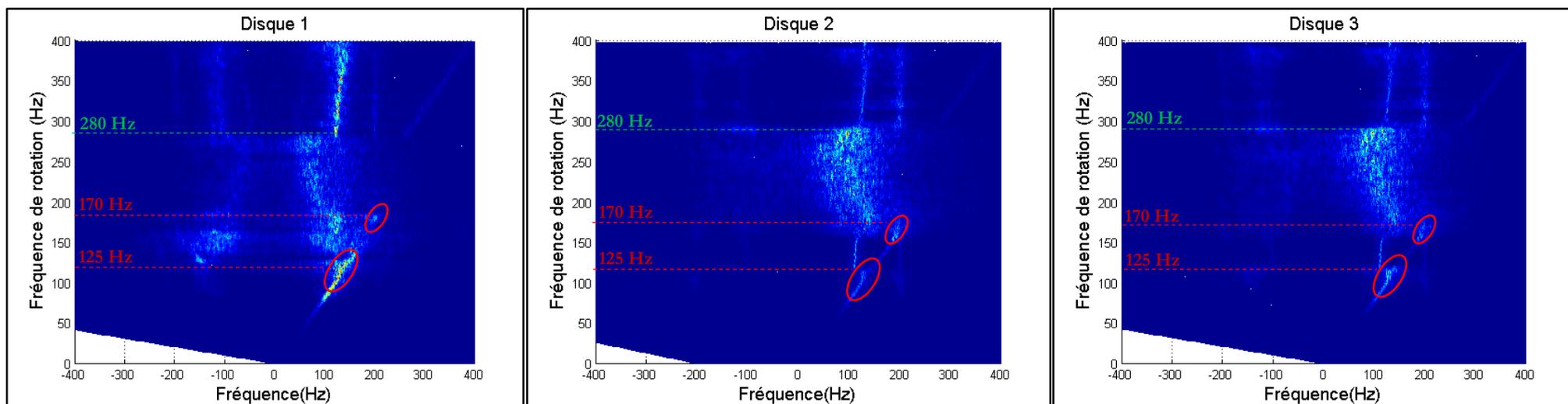


Figure IV-31. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 10 μm (Configuration 2, analyse non-linéaire)

Le balourd et son emplacement utilisés dans le paragraphe précédent sont repris dans cette section (un balourd de 1.5 g mm appliqué sur le nœud 2 à une phase de 0 degré et un autre balourd de même valeur appliqué sur le nœud 26 à une phase de 120 degrés).

La première configuration de calcul non linéaire utilise un jeu radial de 5 μm entre les bagues extérieures des roulements et le carter. Les diagrammes spectraux complets des disques de cette configuration sont tracés sur la Figure IV-30.

Les diagrammes montrent deux pics de composantes synchrones à environ 125 Hz et 170 Hz et deux composantes sous-synchrones à partir de 300 Hz. Ces deux vibrations restent fixées à des fréquences constantes malgré l'augmentation de la vitesse de rotation et leurs valeurs correspondent aux deux modes à 125 Hz et 170 Hz. Il reste à souligner que les amplitudes des vibrations sous-synchrones sont importantes voire plus grandes que celles synchrones.

Une deuxième configuration a été testé pour un jeu de 10 μm , tous les autres paramètres restant identiques (configuration 2). Les diagrammes spectraux complets de cette configuration sont montrés sur la Figure IV-31. Le même comportement vibratoire que pour la configuration précédente est identifié : deux pics à environ 125 Hz et 170 Hz ont été détectés pour les trois disques. Ainsi, deux raies sous-synchrones déclenchées par les pics ont été observées pour les trois disques. Néanmoins, les précessions sous-synchrones détectés pour le cas précédent sont disparues et ont été remplacées par une zone de fonctionnement chaotique

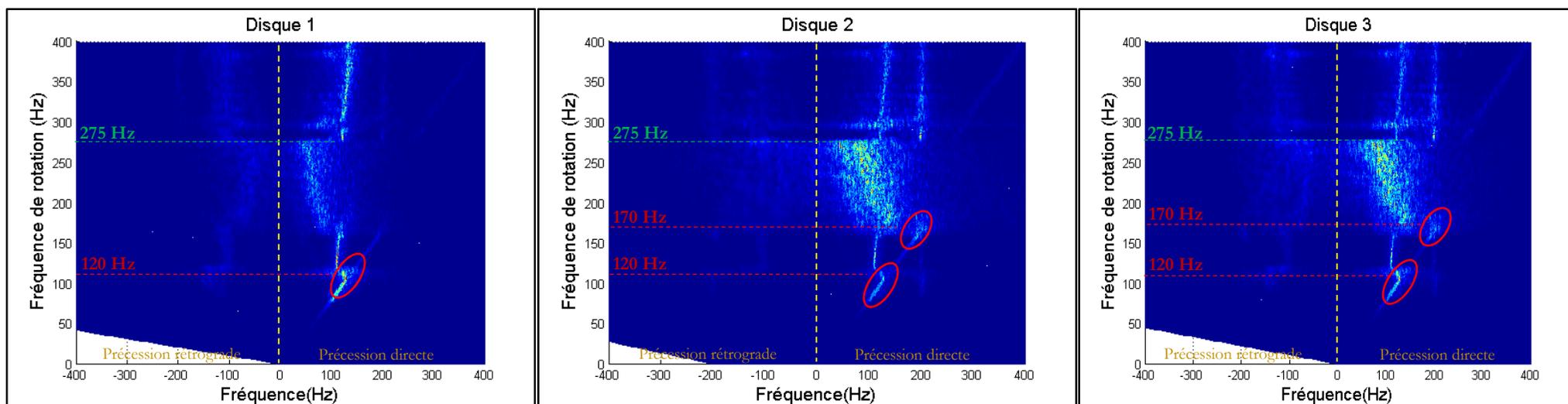


Figure IV-32. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 15 μm (Configuration 3, analyse non-linéaire)

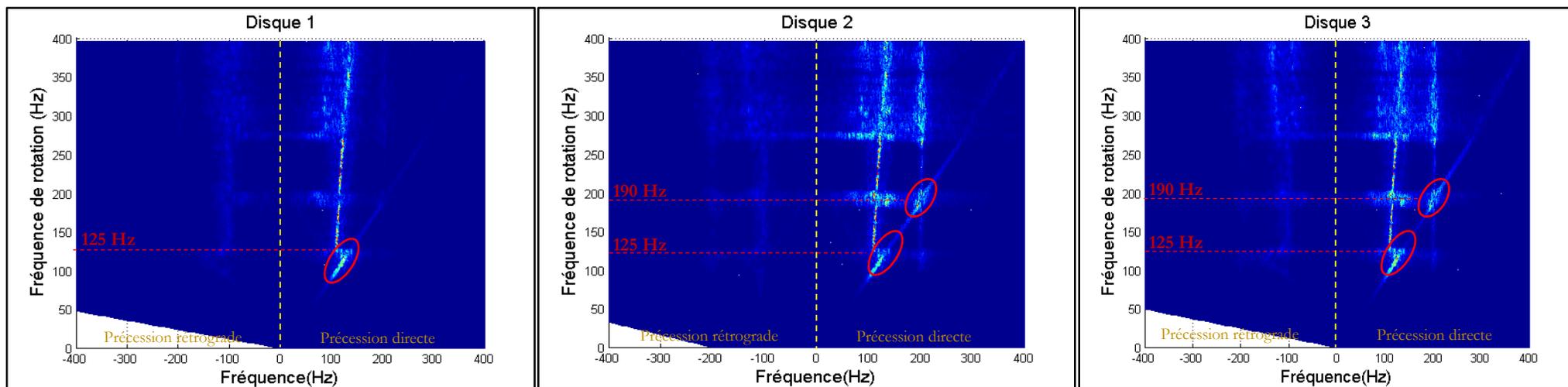


Figure IV-33. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 20 μm (Configuration 4, analyse non-linéaire)

Un jeu radial de 15 μm entre les bagues extérieures des roulements et le stator a été ensuite utilisé et les diagrammes spectraux complets des disques sont représentés sur la Figure IV-32.

La signature vibratoire du disque 1 montre un seul pic à environ 120 Hz. Pour les autres disques, deux pics ont été détectés à environ 120 Hz et 170 Hz. Une seule vibration sous-synchrone de fréquence 120 Hz a été identifiée pour le disque 1 et deux autres de 120 Hz et 170 Hz ont été identifiés pour les disques 2 et 3. Les composantes sous-synchrones possèdent des amplitudes importantes. Les trois disques présentent un régime chaotique dans la plage entre 170 Hz et 275 Hz de fréquence de rotation. En comparaison avec les configurations précédentes, la plage occupée par le régime chaotique diminue.

Une dernière configuration avec un jeu radial fonctionnel de 20 μm a été testée. Les résultats sont représentés sur la Figure IV-33. Deux pics à environ 125 Hz et 190 Hz ont été identifiés sur la composante synchrone des disques 2 et 3 et un seul pic à environ 130 Hz pour le disque 1. Les deux pics identifiés ont générés deux raies sous-synchrones de fréquences constantes. Pour cette configuration, le régime chaotique est quasiment absent, et les amplitudes des raies sous-synchrones sont plus importantes. L'augmentation du jeu radial fait donc disparaître la deuxième composante sous-synchrone du disque 1.

Le jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator a un fort impact sur les vibrations sous-synchrones. Les essais numériques ont montré que si le jeu radial augmente, le régime chaotique disparaît et les amplitudes des raies sous-synchrones augmentent. D'autre part, la présence du jeu radial élimine les précessions rétrogrades identifiées par les calculs linéaires effectués avec les mêmes paramètres.

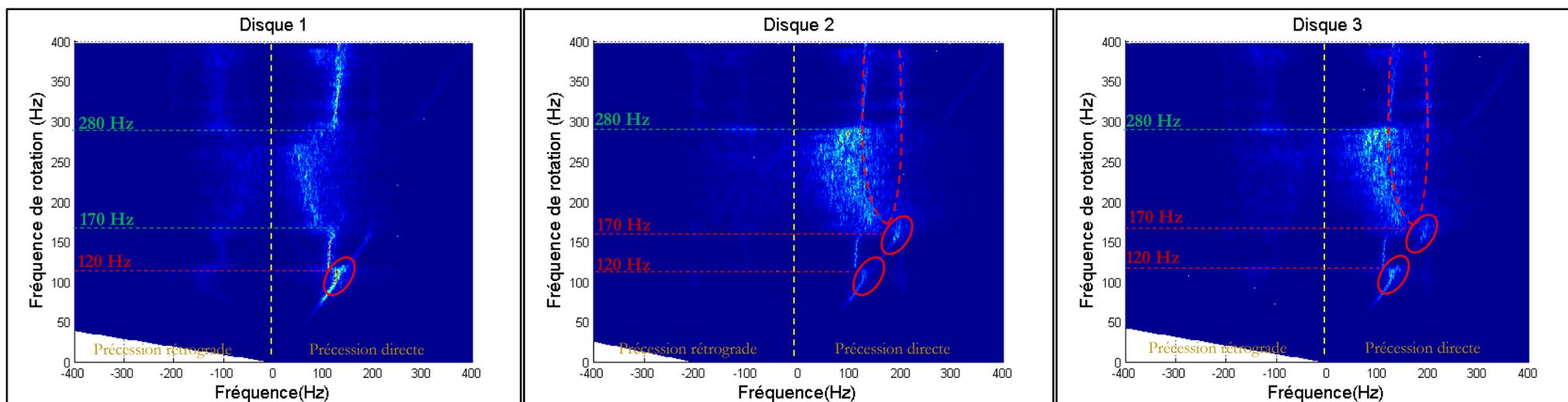


Figure IV-34. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 12 μm (Configuration 5, analyse non-linéaire)

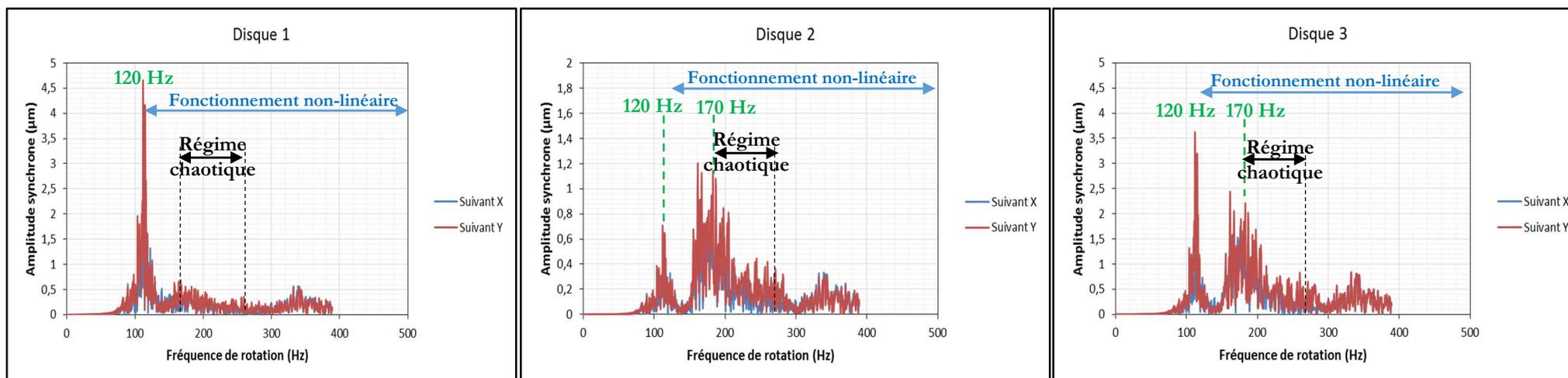


Figure IV-35. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 5, analyse non-linéaire)

La campagne d'essais expérimentaux avec un jeu radial de $75\ \mu\text{m}$ a montré un comportement non linéaire caractérisé par une bifurcation déclenchée par le deuxième mode vibratoire. La bifurcation a généré des raies sous synchrones dont une est de fréquence quasiment constante et correspond au premier mode de vibration. De ce fait, le comportement vibratoire expérimental se situe très probablement entre les configurations 2 (jeu radial de $10\ \mu\text{m}$) et la configuration 3 (jeu radial de $15\ \mu\text{m}$) de calcul non-linéaire.

Les résultats numériques les plus proches des résultats expérimentaux sont obtenus avec un jeu radial de $12\ \mu\text{m}$ (configuration 5). Les déplacements dynamiques sont représentés sur la Figure IV-34. Deux pics apparaissent à $120\ \text{Hz}$ et $170\ \text{Hz}$ pour le disque 2 et le disque 3 et à $120\ \text{Hz}$ pour le disque 1. Les amplitudes synchrones des disques en fonction de la fréquence de rotation ont été tracées sur la Figure IV-35. Les composantes sous-synchrones visibles sur les diagrammes spectraux complets sont les plus proches des résultats expérimentaux, plus précisément pour le disque 3. En effet, ce dernier montre l'apparition de deux raies déclenchées par le deuxième mode vibratoire. Ces deux vibrations sous-synchrones restent constantes et égales aux fréquences des modes identifiés. Le comportement du disque 2 est très proche de celui du disque 3 mais la signature vibratoire du disque 1 est moins explicite suite à la présence d'une seule raie sous-synchrone. Il est à remarquer que les composantes sous-synchrones possèdent des amplitudes non négligeables voire plus importantes que les amplitudes synchrones. Ce résultat a également été trouvé pour les essais de la campagne d'essais avec un jeu radial de $75\ \mu\text{m}$.

IV.5.2 Effet de la raideur de contact

Durant tous les cas de calcul non-linéaire précédents, la raideur de contact entre les bagues extérieures des roulements et le stator est de $10^{12}\ \text{N/m}$. Après avoir fixé le jeu radial à $12\ \mu\text{m}$, l'objectif est de mettre en évidence l'influence de la valeur de cette raideur.

Deux configurations ont été testées. La première (configuration 6) utilise une raideur de contact de $10^{11}\ \text{N/m}$ et la deuxième (configuration 7) une raideur de contact de $10^{13}\ \text{N/m}$. Les autres paramètres utilisés dans la configuration 5 de calcul non-linéaire précédente restent inchangés.

Les diagrammes spectraux complets des disques de la configuration 6 sont illustrés sur la Figure IV-36.

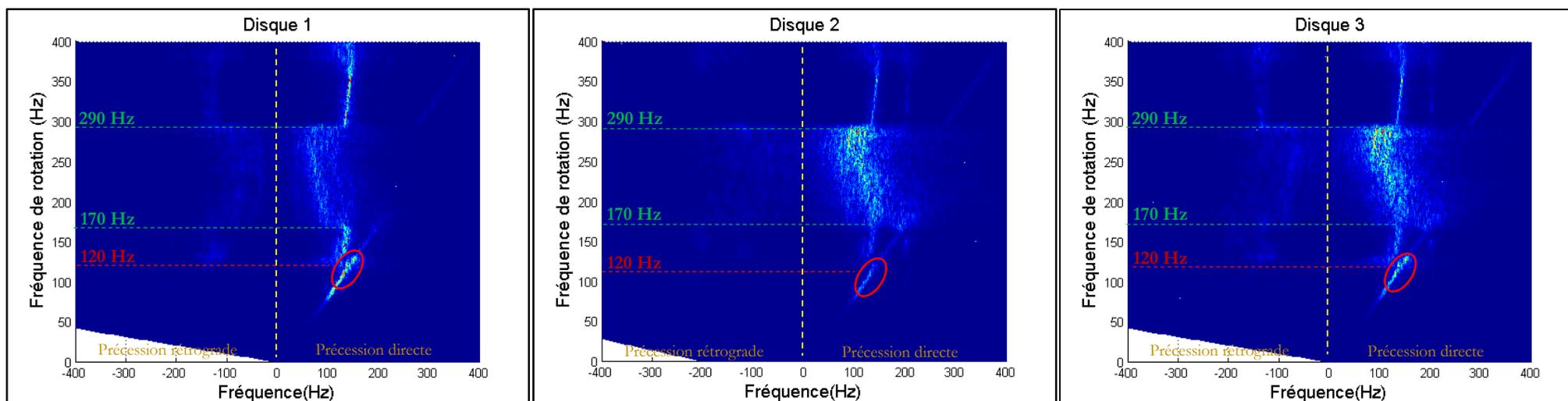


Figure IV-36. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour une raideur de contact de 10^{11} N/m (Configuration 6, analyse non-linéaire)

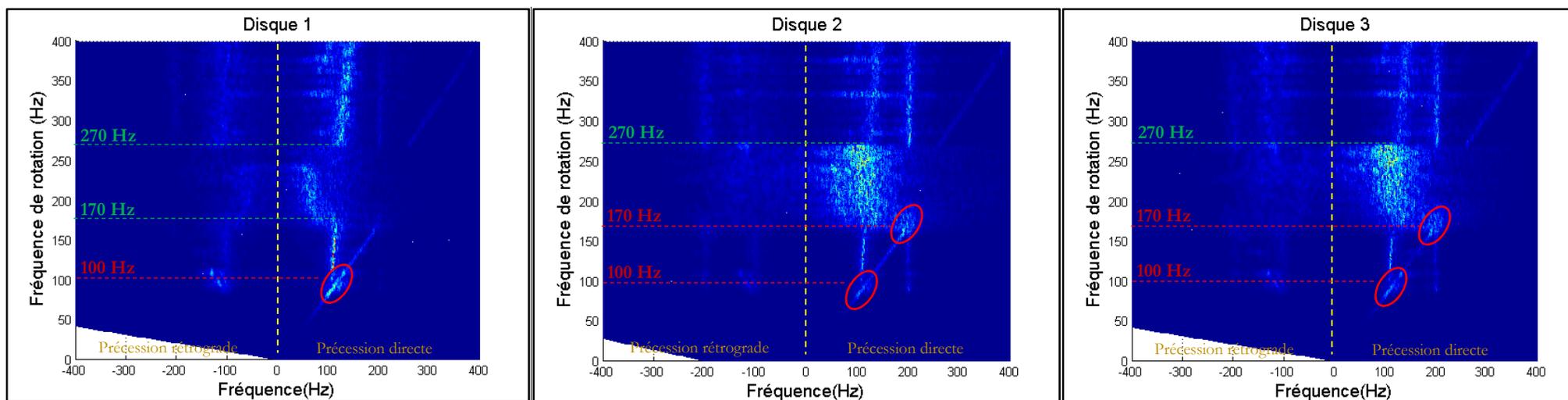


Figure IV-37. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour une raideur de contact de 10^{13} N/m (Configuration 7, analyse non-linéaire)

Les diagrammes montrent la présence d'un seul pic à environ 120 Hz pour les trois disques. Contrairement aux configurations non-linéaires précédentes, les trois disques présentent une seule raie sous-synchrone de fréquence constante qui correspond au pic identifié. Un régime chaotique est présent entre 170 Hz et 290 Hz. Les amplitudes vibratoires dans ce régime sont plus importantes que les amplitudes synchrones.

Les diagrammes spectraux complets des disques de la configuration 7 (raideur de contact de 10^{13} N/m) sont montrés sur Figure IV-37. Les composantes synchrones montrent un seul pic pour le disque 1 à environ 100 Hz et deux pics à environ 100 Hz et 170 Hz pour les disques 2 et 3. Deux raies sous synchrones de fréquences constantes sont visibles pour les disques 2 et 3 et correspondent aux pics détectés. Comme indiqué pour la configuration précédente, un régime chaotique entre 170 Hz et 270 Hz est bien présent.

IV.5.2.1 Conclusion

Le nombre d'inconnues expérimentales tels que le jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator, sa répartition par bague suivant chaque direction, les valeurs des raideurs et des amortissements des paliers, le balourd résiduel et sa phase ainsi que la raideur du contact roulement/stator a rendu les simulations numériques difficiles. Les différents tests exécutés avec quelques simplifications (des raideurs directes des roulements constantes ainsi que des raideurs croisées nulles et un amortissement nul pour les paliers aérostatiques) ont permis de se rapprocher des résultats expérimentaux.

Les configurations de calcul linéaire mises en œuvre ont étayé le phénomène d'anisotropie qui est considéré comme étant à l'origine de l'apparition des modes suivant X et Y durant les essais avec jeu de 25 μm et de 50 μm .

Les calculs non-linéaires nous ont permis de reproduire qualitativement le comportement non-linéaire identifié pour les essais expérimentaux avec un de jeu radial de 75 μm . En effet, plusieurs essais numériques ont été effectués en variant le jeu radial et la raideur du contact roulement/stator. Les résultats de la configuration 4 (jeu radial de 12 μm et raideur de contact de 10^{12} N/m) semblent les plus proches des résultats expérimentaux.

V Résumé, conclusions et perspectives

L'objectif de ce mémoire est d'étudier l'effet des jeux entre les bagues extérieures des roulements et les supports paliers sur le comportement dynamique d'un rotor vertical « dead-band clearance problem ». Le rotor est représentatif en termes de dimensions, de masse et de répartitions des inerties. Il est constitué d'un arbre comprenant deux disques de rouets et un disque de turbine. La stabilité de l'ensemble est assurée par des paliers aérostatiques qui simulent les étanchéités annulaires présentes sur la turbomachine. Ces paliers apportent de l'amortissement mais peu de raideur. Le poids du rotor vertical est supporté par une butée aérostatique.

Peu des travaux expérimentaux et numériques ont traités ce sujet. L'étude la plus récente a été publiée en 1993. C'est dans l'optique de combler le manque d'information sur l'impact du « dead-band clearance » sur la dynamique des rotors qu'un banc d'essai est conçu. A l'origine, le banc d'essais est destiné à fonctionner entre 0 tr/min et 50000 tr/min et les essais expérimentaux ont visé trois valeurs du jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator : 25 μm , 50 μm et 75 μm . Suite aux différents incidents rencontrés lors des essais préliminaires, la fréquence de rotation a été limitée à 400 Hz.

Les réponses dynamiques des disques ainsi que les bagues extérieures des roulements sont représentés sous forme des diagrammes spectraux. Les variations des amplitudes synchrones en fonction de la fréquence de rotation ont été aussi représentées. Deux comportements du rotor ont été mis en évidence :

Comportement linéaire :

Les signatures vibratoires des disques et des bagues extérieures des roulements pour des jeux radiaux de 25 μm et 50 μm reflètent un comportement purement linéaire. Ce résultat est interprété comme une indication que les jeux radiaux sont presque entièrement consommés par les erreurs de position des bagues à jeu variable et des bagues des paliers aérostatiques montées dans le support rotor. Les bagues extérieures des roulements sont donc régulièrement en contact avec leur logement. Il existe toutefois une différence entre les réponses suivant les directions X et Y ce qui montre que le contact suivant ces directions est différent dû à des jeux radiaux différents. Ceci a généré une anisotropie de raideur du système rotor/paliers. En effet, une zone de précession synchrone rétrograde intercalée dans une plage de précession synchrone directe est identifiée ; la précession est directe avant le premier mode propre et après le deuxième mode

mais elle est rétrograde entre les deux modes. De ce fait, le rotor possède deux pulsations propres, suivant chaque direction.

Comportement non-linéaire :

Pour un jeu radial de 75 μm , les diagrammes spectraux montrent l'instauration d'un comportement non-linéaire. Aucune précession rétrograde n'a été relevée. Cependant, des composantes sous-synchrones ont été identifiées pour des fréquences de rotation supérieures à 220 Hz et elles ont la tendance de se stabiliser à des fréquences de rotation constantes. La première de ces raies, dont les amplitudes sont les plus importantes, se fixe à la fréquence du premier mode détecté.

Un deuxième type de comportement non-linéaire a été également détecté avec les essais supplémentaires effectués après le démontage et le remontage du banc. Ce comportement, identifié seulement en accélération pour des fréquences de rotation supérieures à 270 Hz, met en évidence la présence d'une composante sous-synchrone de 0.5ω . L'amplitude de cette raie est plus importante que celle synchrone. Cet aspect non-linéaire est très probablement engendré par un autre type de contact rotor-stator. En revanche, durant la décélération, le premier type de non-linéarité (une bifurcation qui produit des raies sous-synchrones) a été de nouveau détecté.

Des essais numériques ont été réalisés afin de confronter les résultats avec les valeurs expérimentales.

Les défauts de désalignement relevés lors de la métrologie des quatre bagues montés dans le support du rotor (bagues à jeu variable et bagues des paliers aérostatiques) ont rendu difficile l'analyse numérique. En effet, la valeur du jeu radial et sa répartition au niveau du chaque bague du roulement sont inconnus. D'un autre côté, les raideurs des roulements, la phase du balourd résiduel et la valeur de la raideur de contact entre les bagues extérieures des roulements et le stator sont également ignorés.

Afin de se rapprocher au mieux des résultats expérimentaux, des hypothèses ont été émises et les différents paramètres de calcul ont été ajustés.

Les résultats ont bien marqué :

- L'effet de l'anisotropie des raideurs des supports du rotor sur la réponse synchrone des disques et,
- La présence des précessions rétrogrades suite à cette anisotropie,

Vu le nombre de variables inconnues ainsi que la difficulté d'intégrer les défauts de désalignement dans le code de calcul, la confrontation des résultats numériques avec les essais expérimentaux est seulement quantitative.

Le comportement non-linéaire produit par le jeu radial fonctionnel a été aussi analysé numériquement. Plusieurs jeux ont été testés. Les résultats numériques les plus proches des valeurs expérimentales sont obtenus avec un jeu de 12 μm et une raideur de contact de 10^{12} N/m entre les bagues extérieures des roulements et le carter. Les calculs non-linéaires numériques ont mis en évidence la présence des raies sous-synchrone qui restent fixes aux fréquences critiques.

Les essais expérimentaux réalisés ont été limités en termes de fréquence de rotation (inférieure à 400 Hz). Cette limitation est très probablement due à une pression insuffisante dans les paliers aérostatiques : l'alimentation à 10 bars de pression relative est une contrainte forte de l'installation dont dispose actuellement le Département de Génie Mécanique et Système Complexe. Afin d'accéder à des vitesses de rotation plus élevées, des pressions d'alimentation des paliers aérostatiques plus fortes sont nécessaires. Ces pressions seront disponibles sur la nouvelle plateforme expérimentale de l'Institut Pprime.

ANNEXES

A. Annexe 1 : Modélisation numérique des roulements

Introduction

Les roulements constituent l'élément de liaison entre rotors et stators le plus répandu, notamment dans le milieu aéronautique. Ce sont des organes complexes dont le fonctionnement tient compte de la mécanique du contact. Pour assurer leur bon fonctionnement, un jeu radial interne est nécessaire. Les roulements présentent de ce fait une non-linéarité qui peut affecter le comportement vibratoire de la structure. Nous nous intéressons dans la suite aux roulements à billes à contact oblique.

La modélisation des non-linéarités dues à la présence des roulements fait actuellement l'objet d'études détaillées. Il existe un grand nombre de travaux traitant des problèmes liés au roulement, qu'ils soient tribologiques, mécaniques, ou vibratoires. La mise au point d'un modèle analytique ou numérique du roulement est la première étape à réaliser ; le roulement ne pourra être intégré dans un code élément fini que si l'on connaît parfaitement la loi de comportement qui le caractérise, autrement dit sa matrice de raideur. Ces modèles sont utilisées pour spécifier la réaction des roulements suite au déplacement relatif des bagues. Ils peuvent être classés selon le nombre de degrés de liberté impliqués ou par rapport aux phénomènes (présence des jeux, raideur linéaire ou non linéaire) et aux forces (contact, centrifuge,...) prises en compte.

Les modèles de roulements à deux degrés de liberté (un déplacement axial δ_x et un déplacement radial δ_y) (Figure A-1) ne concernent que le plan transversal à l'arbre porté par le roulement. Ce sont les modèles les plus anciens et les plus simples mais ils restent toujours utilisés dans les cas où les basculements des bagues du roulement sont négligeables.

Les modèles à cinq degrés de liberté ; 3 déplacements ($\delta_x, \delta_y, \delta_z$) et deux rotations ($\delta\theta_y, \delta\theta_z$) (Figure A-1) représentent les roulements en tant qu'éléments de raideur non-linéaire appliqués non seulement dans le plan transversal du roulement, mais aussi dans la direction axiale et incluant des degrés de liberté de rotation (basculement relatif des bagues).

Des monographies entières sont dédiées à l'analyse statique et dynamique des roulements à billes et à rouleaux ; Harris et Kotzalas (2007) [25], Hamrock and Schmid (2004) [26] et Gupta (1984) [27] et tous ces ouvrages ont fait l'objet de plusieurs éditions.

Dans cette partie nous allons présenter et énoncer les hypothèses de base utilisées pour la modélisation dynamique des roulements à billes pour présenter ensuite les équations et le

traitement numérique d'un modèle dynamique à cinq degrés de liberté que nous souhaitons mettre en œuvre. D'autres modèles dynamiques, généralement moins sophistiqués sont brièvement présentés à la fin de cette partie.

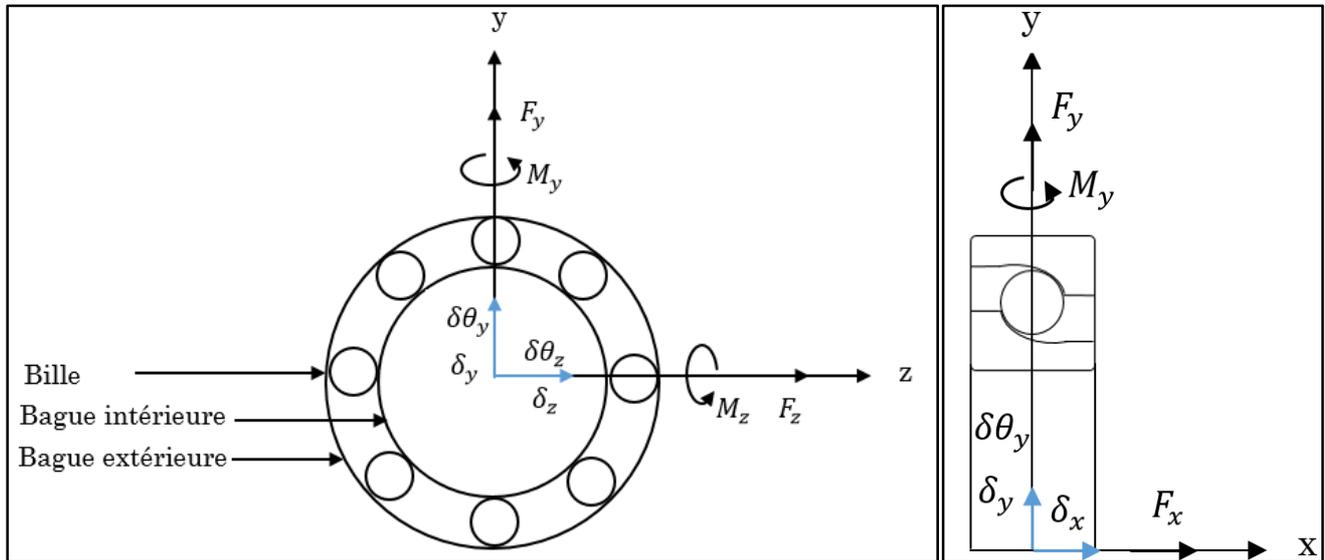


Figure A-1. Roulement à billes à contact oblique

Modélisations dynamiques des roulements à deux degrés de liberté

Palmgren (1959) [28] a été le premier à donner les représentations analytiques d'un roulement à contact oblique chargé axialement et / ou radialement en étendant la théorie de contact de Hertz. Il considère seulement les translations axiales δ_x et radiales δ_y (Figure A-1) de la bague intérieure du roulement par rapport à la bague extérieure (deux degrés de liberté).

Les hypothèses qui ont été retenues par Palmgren pour la détermination de son modèle analytique sont les hypothèses de base pour plusieurs études traitant ce thème à savoir :

- La déformation des bagues est négligeable ; les bagues sont rigides.
- La bague extérieure est fixe.
- Les forces dynamiques des billes (force centrifuge et moment gyroscopique) ne sont pas prises en considération.
- Hypothèse de petites déformations élastiques.

- Hypothèse de petits déplacements (considérer le mouvement de la bague intérieure par rapport à celui de la bague extérieure).
- L'angle de contact α_k est constante (Figure A-2).

Modélisations dynamiques des roulements à cinq degrés de liberté

Jones (1960) [29] a développé une analyse générale de la charge appliquée sur le roulement en fonctionnement à haute vitesse, y compris la force centrifuge et le moment gyroscopique de l'élément roulant.

Dans le modèle de Jones, la bague intérieure du roulement possède cinq degrés de liberté décrivant trois translations (δ_x , δ_y et δ_z), deux rotations (deux angles de basculements ; $\delta\theta_y$ et $\delta\theta_z$), et les forces (F_x , F_y et F_z) et les moments (M_y et M_z) correspondants (Figure A-1).

Jones considère que les bagues sont rigides, la bague extérieure est fixe et l'angle de contact α_k est variable. Les hypothèses des petits déplacements et petites déformations retenues par Palmgren sont considérées aussi dans le modèle de Jones.

La méthode de Jones a été longtemps laissée de côté à cause de l'absence d'ordinateurs puissants pour résoudre ses équations.

Cao et Altintas (2004) [30] proposent une méthode numérique, basée sur les équations de Jones, pour le calcul de la matrice de rigidité d'un roulement à cinq degrés de liberté.

Afin de limiter la complexité de l'analyse, les hypothèses suivantes ont été considérées :

- En ce qui concerne les efforts : le poids des éléments est négligeable devant les efforts mis en jeu, il en va de même pour les coefficients d'amortissement négligeables devant la raideur du roulement. Les forces centrifuges et les moments gyroscopiques des billes sont pris en compte.
- En ce qui concerne la géométrie des éléments du roulement : elle est considérée parfaite et symétrique (pour chacun des éléments, le centre de masse est situé sur l'axe de rotation, si bien qu'il n'y a pas de balourd).
- Pour les conditions de fonctionnement : la bague extérieure est fixe (en liaison encastrement avec le bâti). Dans le cas général, les bagues extérieure et intérieure peuvent se déplacer sous

l'action d'une charge mais, simplement le mouvement relatif de l'une par rapport à l'autre est considéré. De plus, l'angle de contact α_k est considéré variable.

La (Figure A-2) montre quelques paramètres géométriques d'un roulement à billes utilisés par Cao et Altintas.

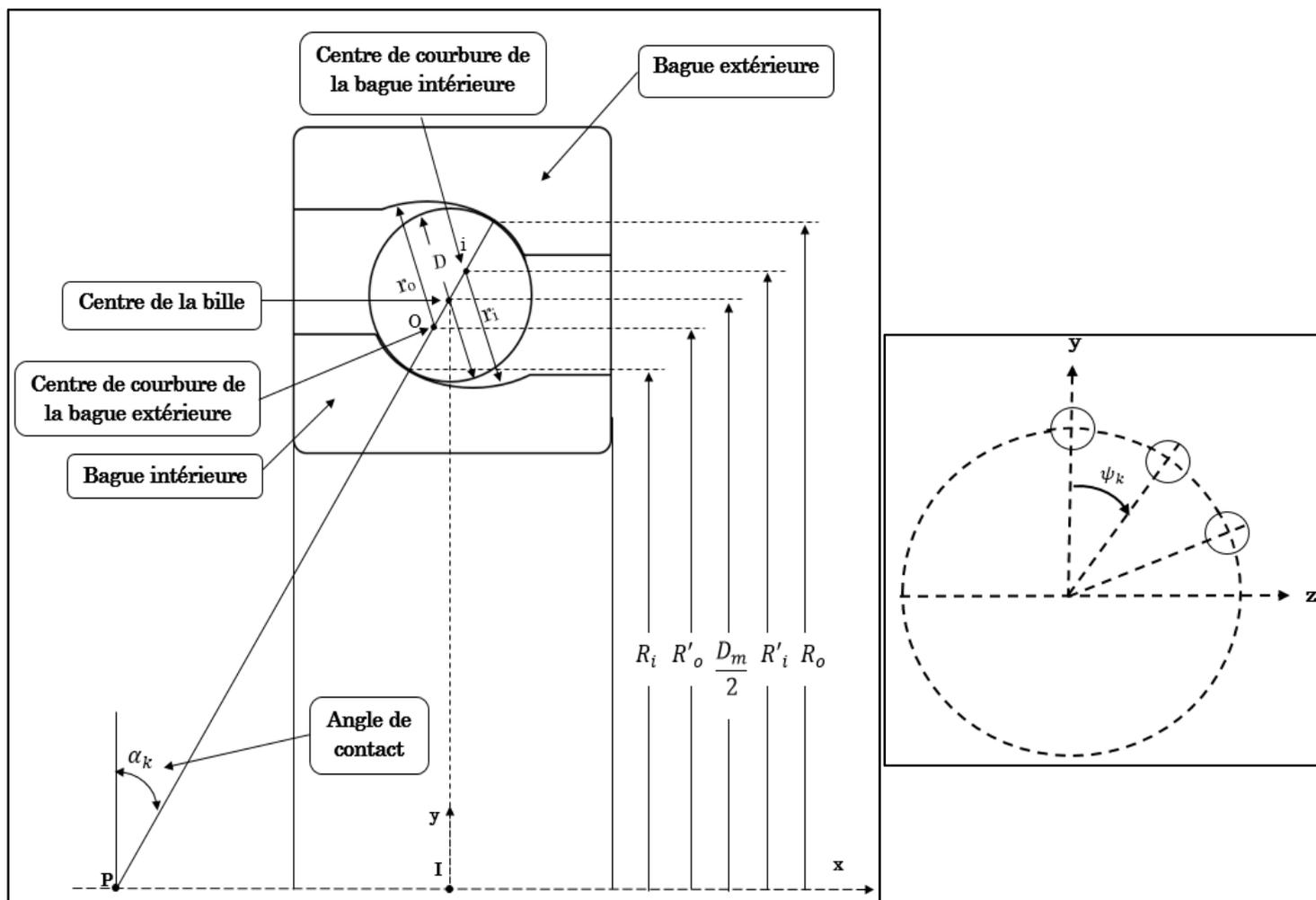


Figure A-2. Paramètres géométriques d'un roulement à billes à contact oblique

Le diamètre de la bille est D et les rayons de courbure de la bague intérieure et extérieure sont r_i et r_o respectivement. Les centres de courbure sont i et o et sont à une distance R'_i et R'_o de l'axe de rotation ; D_m et ψ_k correspondent, respectivement, au diamètre primitif du roulement mesuré à partir du centre de la bille et l'angle de position orbitale de la bille k .

Le résolution du modèle effectué par Cao et Altintas se résume dans la Fig.3.

Le roulement est chargé par le vecteur de force $\{F\}$ (Eq A-1) et le vecteur de déplacement de la bague intérieure est $\{\delta\}$ (Figure A-2).

$$\{F\}^T = (F_x, F_y, F_z, M_y, M_z) \quad \text{Eq A-1}$$

$$\{\delta\}^T = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \delta\theta_y, \delta\theta_z) \quad \text{Eq A-2}$$

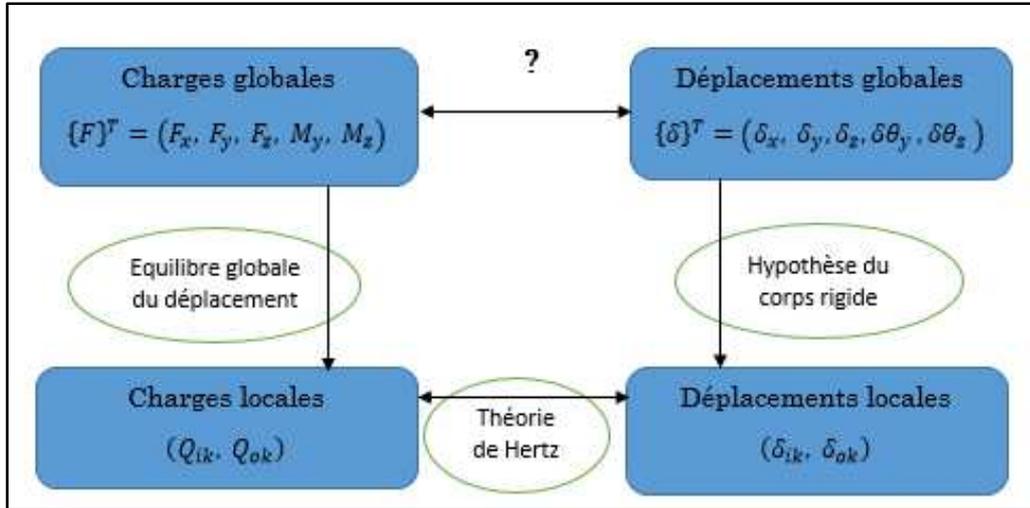


Figure A-3. Principe du modèle de Cao et Altintas

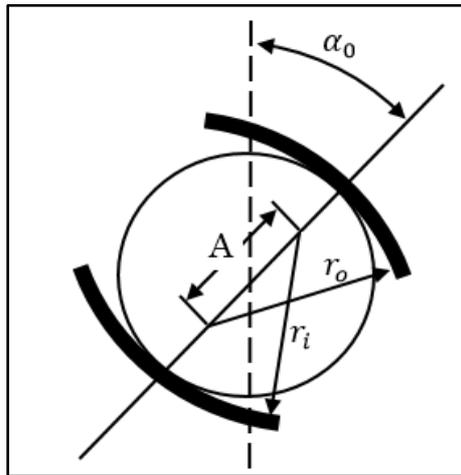


Figure A-4. Contact entre bille et bagues sans charge extérieures appliquées

Sous une charge extérieure nulle, les centres de courbures des bagues intérieure et extérieure du roulement sont séparés par une distance A comme montre la Figure A-4.

Lors de l'application d'une charge statique, la distance entre le centre de courbure de la bague intérieure et celui de la bague extérieure augmente d'une distance $\delta_{ik} + \delta_{ok}$ engendrée par la déformation normale de contact des deux bagues du roulement comme indiquée dans la Figure A-5. δ_{ik} et δ_{ok} sont la déformation normale de contact, respectivement, de la bague intérieure et extérieure.

En régime statique, la ligne d'action entre les centres des courbures est colinéaire avec $A=BD$ (Figure A-6). En revanche, si la force centrifuge F_{ck} agit sur la bille, cette ligne d'action devient non colinéaire avec BD ; dans ce cas, les relations de déplacement des centres des courbures des deux bagues sont montrées dans la Figure A-6.

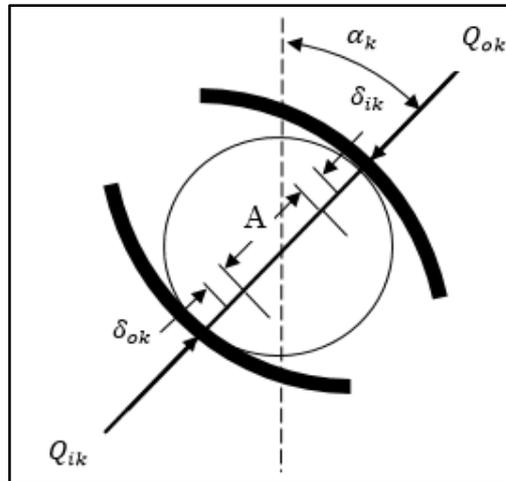


Figure A-5. Contact entre bille et bagues avec charge extérieures appliquées

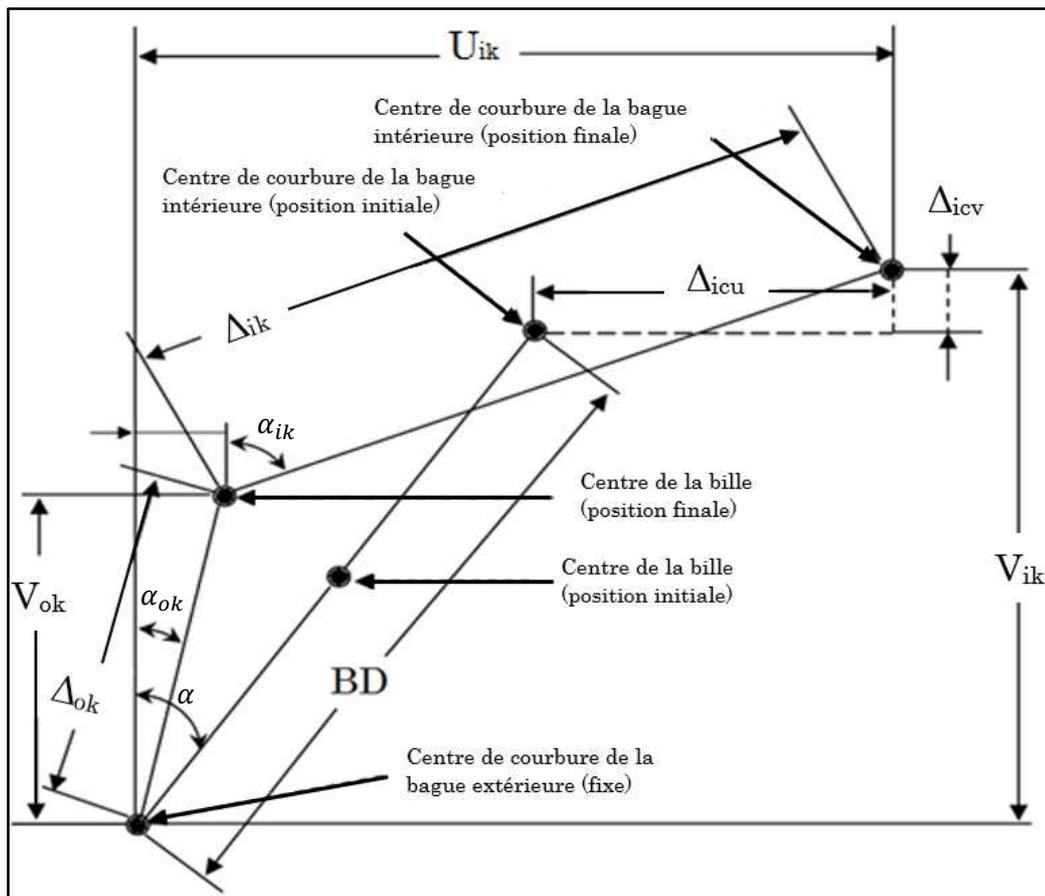


Figure A-6. Relations de déplacement entre les centres des courbures

Soit :

$-\delta_x^i, \delta_y^i, \delta_z^i, \delta\theta_y^i, \delta\theta_z^i$: les déplacements de la bague intérieure du roulement.

$-\delta_x^o, \delta_y^o, \delta_z^o, \delta\theta_y^o, \delta\theta_z^o$: les déplacements de la bague extérieure du roulement.

Les déplacements relatifs entre la bague intérieure et extérieure du roulement sont :

$$\Delta\delta_x = \delta_x^i - \delta_x^o, \Delta\delta_y = \delta_y^i - \delta_y^o, \Delta\delta_z = \delta_z^i - \delta_z^o, \Delta\delta\theta_y = \delta\theta_y^i - \delta\theta_y^o, \Delta\delta\theta_z = \delta\theta_z^i - \delta\theta_z^o$$

La distance entre les centres des courbures de la bague intérieure et extérieure avant déformation du palier est :

$$A = BD = (f_0 + f_i - 1)D \quad \text{Eq A-3}$$

Avec :

$$f_i = r_i/D ; r_i \text{ est le rayon de courbure de la bague intérieure (Figure A-2)}$$

$$f_o = r_o/D ; r_o \text{ est le rayon de courbure de la bague extérieure (Figure A-2)}$$

Lorsque le palier se déforme sous la charge, la distance entre le centre de courbure de la bague intérieure et la position finale du centre de la bille k est :

$$\Delta_{ik} = r_i - \frac{D}{2} + \delta_{ik} = (f_i - 0.5)D + \delta_{ik} \quad \text{Eq A-4}$$

La distance entre le centre de courbure de la bague extérieure et la position finale du centre de la bille est :

$$\Delta_{ok} = r_o - \frac{D}{2} + \delta_{ok} = (f_o - 0.5)D + \delta_{ok} \quad \text{Eq A-5}$$

Les relations suivantes peuvent être dérivées à partir de la Figure A-6 :

$$\sin \alpha_{ok} = \frac{U_k}{(\Delta_{ok})}, \cos \alpha_{ok} = \frac{V_k}{(\Delta_{ok})}, \sin \alpha_{ik} = \frac{U_{ik} - U_k}{(\Delta_{ik})}, \cos \alpha_{ik} = \frac{V_{ik} - V_k}{(\Delta_{ik})} \quad \text{Eq A-6}$$

$$(U_{ik} - U_k)^2 + (V_{ik} - V_k)^2 - \Delta_{ik}^2 = 0 \quad \text{Eq A-7}$$

$$U_k^2 + V_k^2 - \Delta_{ok}^2 = 0 \quad \text{Eq A-8}$$

Isolons la bille k ayant pour position angulaire ψ_k (Figure A-2). Le bilan des actions mécaniques sur cette bille est représenté dans la Figure A-7.

La répartition du moment gyroscopique M_{gk} entre les bagues intérieure et extérieure du roulement est prise en compte par l'intermédiaire du coefficient λ_{ik} et λ_{ok} (Figure A-7).

Dans les travaux de Cao et Altintas, les charges tangentielles sur la bille correspondant à la réaction du moment gyroscopique sont supposées égales sur les deux bagues du roulement ($\lambda_{ik} = \lambda_{ok} = 1$).

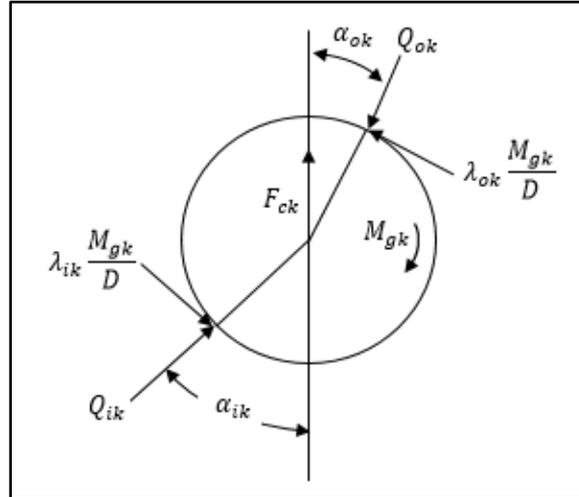


Figure A-7. Forces agissantes sur la bille du roulement

La charge normale appliquée sur la bille est relié à la déformation normale du contact par les relations suivantes [26] :

$$Q_{ik} = K_i \delta_{ik}^{3/2} \quad \text{Eq A-9}$$

$$Q_{ok} = K_o \delta_{ok}^{3/2} \quad \text{Eq A-10}$$

Avec : Q_{ik} : Charge appliquée sur la bague intérieure.

Q_{ok} : Charge appliquée sur la bague extérieure.

α_{ik} : Angle de contact de la bague intérieure.

α_{ok} : Angle de contact de la bague extérieure.

K_i : Raideur de contact de Hertz entre la bague intérieure et la bille.

K_o : Raideur de contact de Hertz entre la bague extérieure et la bille.

L'équilibre des forces appliquées à la bille dans la direction verticale et horizontale donne (Figure A-7) :

$$Q_{ok} \cos \alpha_{ok} - \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ok} - Q_{ik} \cos \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ik} - F_{ck} = 0 \quad \text{Eq A-11}$$

$$Q_{ok} \sin \alpha_{ok} - \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ok} - Q_{ik} \sin \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ik} = 0 \quad \text{Eq A-12}$$

Les quatre paramètres $U_k, V_k, \delta_{ok}, \delta_{ik}$ peuvent être trouvés en résolvant les équations non-linéaires Eq A-7, Eq A-8, Eq A-11 et Eq A-12.

Pour une estimation initiale des variables $\{\delta_k^0\} = \{U_k, V_k, \delta_{ok}, \delta_{ik}\}$, l'erreur $\{\varepsilon_k^0\}$ peut être exprimée par les équations suivantes :

$$(U_{ik} - U_k)^2 + (V_{ik} - V_k)^2 - \Delta_{ik}^2 = \varepsilon_1 \quad \text{Eq A-13}$$

$$U_k^2 + V_k^2 - \Delta_{ok}^2 = \varepsilon_2 \quad \text{Eq A-14}$$

$$Q_{ok} \cos \alpha_{ok} - \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ok} - Q_{ik} \cos \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ik} - F_{ck} = \varepsilon_3 \quad \text{Eq A-15}$$

$$Q_{ok} \sin \alpha_{ok} - \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ok} - Q_{ik} \sin \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ik} = \varepsilon_4 \quad \text{Eq A-16}$$

Les équations peuvent être résolues en appliquant l'algorithme de Newton-Raphson :

$$\{\delta_k^{(n+1)}\} = \{\delta_k^{(n)}\} - [a_{ij}]^{-1} \{\varepsilon_k^n\} \quad (n=0, 1, 2, \dots; i, j=1, 2, 3, 4) \quad \text{Eq A-17}$$

$$\text{Avec } [a_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial U_k} & \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial V_k} & \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \delta_{ok}} & \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \delta_{ik}} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial U_k} & \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial V_k} & \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \delta_{ok}} & \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \delta_{ik}} \\ \frac{\partial \varepsilon_3}{\partial U_k} & \frac{\partial \varepsilon_3}{\partial V_k} & \frac{\partial \varepsilon_3}{\partial \delta_{ok}} & \frac{\partial \varepsilon_3}{\partial \delta_{ik}} \\ \frac{\partial \varepsilon_4}{\partial U_k} & \frac{\partial \varepsilon_4}{\partial V_k} & \frac{\partial \varepsilon_4}{\partial \delta_{ok}} & \frac{\partial \varepsilon_4}{\partial \delta_{ik}} \end{bmatrix} \quad \text{Eq A-18}$$

La force centrifuge F_{ck} (Figure A-8) est induite par le mouvement de rotation orbital de la bille autour de l'axe du roulement. La bille est donc soumise à une accélération radiale soit, par équivalence, à un effort centrifuge. Cet effort est exprimé avec la vitesse de rotation orbitale de la bille Ω_R :

$$F_{ck} = \frac{1}{2} m D_m \Omega^2 \left(\frac{\Omega_R}{\Omega} \right)_k^2 \quad \text{Eq A-19}$$

où m est la masse de la bille.

Le moment gyroscopique M_{gk} (Figure A-8) représente le mouvement de la bille, composé d'une rotation orbitale autour de l'axe du roulement (de vitesse Ω_R) et d'une révolution sur son axe (de vitesse Ω_B).

$$M_{gk} = J_b \Omega^2 \left(\frac{\Omega_B}{\Omega}\right)_k \left(\frac{\Omega_R}{\Omega}\right)_k \sin \beta \quad \text{Eq A-20}$$

Où: J_b et β sont, respectivement, le moment d'inertie de la bille et l'angle d'inclinaison correspond à l'angle entre l'axe de palier et l'axe de roulement de la bille.

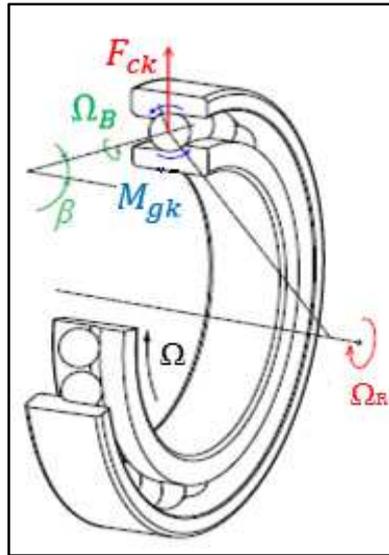


Figure A-8. Forces agissantes sur la bille du roulement

Le calcul de l'angle β a été démontré par Jones [29] en utilisant un critère de contrôle. En effet, Jones suppose qu'il existe un mouvement de roulage (*rolling*) pur sur l'une des bagues du roulement et un mouvement de roulage et de rotation (*spin*) sur l'autre bague. La bague du roulement sur laquelle un roulage pur a été supposé se produire est appelée bague de contrôle. La valeur de l'angle β dépend donc de cette dernière comme montre le Tableau A-1.

Type	Contrôle de la bague intérieure	Contrôle de la bague extérieure
$\tan \beta$	$\frac{\sin \alpha_{ik}}{\cos \alpha_{ik} - \frac{D}{D_m}}$	$\frac{\sin \alpha_{ok}}{\cos \alpha_{ok} + \frac{D}{D_m}}$
critère	$Q_{ik} \alpha_{ik} L_{ik} \cos(\alpha_{ik} - \alpha_{ok}) > Q_{ok} \alpha_{ok} L_{ok}$	$Q_{ok} \alpha_{ok} L_{ok} \cos(\alpha_{ik} - \alpha_{ok}) > Q_{ik} \alpha_{ik} L_{ik}$

Tableau A-1. Critère de contrôle

Pour N billes, les forces appliquées sur la bague intérieure du roulement sont :

$$F_{xi} = \sum_{k=1}^N \left(Q_{ik} \sin \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ik} \right) \quad \text{Eq A-21}$$

$$F_{yi} = \sum_{k=1}^N \left(Q_{ik} \cos \alpha_{ik} - \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ik} \right) \cos \psi_k \quad \text{Eq A-22}$$

$$F_{zi} = \sum_{k=1}^N \left(Q_{ik} \cos \alpha_{ik} - \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ik} \right) \sin \psi_k \quad \text{Eq A-23}$$

$$M_{yi} = \sum_{k=1}^N \left\{ R'_i \left(Q_{ik} \sin \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ik} \right) - f_i M_{gk} \right\} \sin \psi_k \quad \text{Eq A-24}$$

$$M_{zi} = - \sum_{k=1}^N \left\{ R'_i \left(Q_{ik} \sin \alpha_{ik} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ik} \right) - f_i M_{gk} \right\} \cos \psi_k \quad \text{Eq A-25}$$

Les forces appliquées sur la bague extérieure du roulement sont :

$$F_{xo} = - \sum_{k=1}^N \left(Q_{ok} \sin \alpha_{ok} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ok} \right) \quad \text{Eq A-26}$$

$$F_{yo} = \sum_{k=1}^N \left(-Q_{ok} \cos \alpha_{ok} + \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ok} \right) \cos \psi_k \quad \text{Eq A-27}$$

$$F_{zo} = \sum_{k=1}^N \left(-Q_{ok} \cos \alpha_{ok} + \frac{M_{gk}}{D} \sin \alpha_{ok} \right) \sin \psi_k \quad \text{Eq A-28}$$

$$M_{yo} = \sum_{k=1}^N \left\{ R'_o \left(Q_{ok} \sin \alpha_{ok} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ok} \right) + M_{gk} \right\} \sin \psi_k \quad \text{Eq A-29}$$

$$M_{zo} = \sum_{k=1}^N \left\{ R'_o \left(Q_{ok} \sin \alpha_{ok} + \frac{M_{gk}}{D} \cos \alpha_{ok} \right) + f_o M_{gk} \right\} \cos \psi_k \quad \text{Eq A-30}$$

La matrice de rigidité tangentielle du roulement est obtenue en dérivant les charges globales $\{F\}^T$ par rapport aux déplacements globales $\{\delta\}^T$. Ces dérivés sont obtenus à partir des équations ci-dessus :

$$\frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta^i} = \sum_{k=1}^N \left(\frac{\delta Q_{ik}}{\partial \delta^i} \sin \alpha_{ik} + Q_{ik} \frac{\partial(\sin \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} + \frac{\cos \alpha_{ik}}{D} \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} + \frac{M_{gk}}{D} \frac{\partial(\cos \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} \right) \quad \text{Eq A-31}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta^i} = \sum_{k=1}^N \left(\frac{\delta Q_{ik}}{\partial \delta^i} \cos \alpha_{ik} + Q_{ik} \frac{\partial(\cos \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} + \frac{\sin \alpha_{ik}}{D} \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right. \\ \left. - \frac{M_{gk}}{D} \frac{\partial(\sin \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} \right) \cos \psi_k \end{aligned} \quad \text{Eq A-32}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta^i} = \sum_{k=1}^N \left(\frac{\delta Q_{ik}}{\partial \delta^i} \cos \alpha_{ik} + Q_{ik} \frac{\partial(\cos \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} - \frac{\sin \alpha_{ik}}{D} \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right. \\ \left. - \frac{M_{gk}}{D} \frac{\partial(\sin \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} \right) \sin \psi_k \end{aligned} \quad \text{Eq A-33}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta^i} = \sum_{k=1}^N \left[r_{ic} \left(\frac{\delta Q_{ik}}{\partial \delta^i} \sin \alpha_{ik} + Q_{ik} \frac{\partial(\sin \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} + \frac{\cos \alpha_{ik}}{D} \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{M_{gk}}{D} \frac{\partial(\cos \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} \right) - f_i \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right] \sin \psi_k \end{aligned} \quad \text{Eq A-34}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta^i} = - \sum_{k=1}^N \left[r_{ic} \left(\frac{\delta Q_{ik}}{\partial \delta^i} \sin \alpha_{ik} + Q_{ik} \frac{\partial(\sin \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} + \frac{\cos \alpha_{ik}}{D} \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{M_{gk}}{D} \frac{\partial(\cos \alpha_{ik})}{\partial \delta^i} \right) - f_i \frac{\partial M_{gk}}{\partial \delta^i} \right] \cos \psi_k \end{aligned} \quad \text{Eq A-35}$$

Avec : $\delta^i = (\delta_x^i, \delta_y^i, \delta_z^i, \delta\theta_y^i, \delta\theta_z^i)$

Sous forme matricielle ;

$$[K_I^T] = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta_x^i} & \frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta_y^i} & \frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta_z^i} & \frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta\theta_y^i} & \frac{\partial F_{xi}}{\partial \delta\theta_z^i} \\ \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta_x^i} & \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta_y^i} & \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta_z^i} & \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta\theta_y^i} & \frac{\partial F_{yi}}{\partial \delta\theta_z^i} \\ \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta_x^i} & \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta_y^i} & \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta_z^i} & \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta\theta_y^i} & \frac{\partial F_{zi}}{\partial \delta\theta_z^i} \\ \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta_x^i} & \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta_y^i} & \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta_z^i} & \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta\theta_y^i} & \frac{\partial M_{yi}}{\partial \delta\theta_z^i} \\ \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta_x^i} & \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta_y^i} & \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta_z^i} & \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta\theta_y^i} & \frac{\partial M_{zi}}{\partial \delta\theta_z^i} \end{bmatrix}$$

$$[K_O^T] = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{x0}}{\partial \delta_x^o} & \frac{\partial F_{x0}}{\partial \delta_y^o} & \frac{\partial F_{x0}}{\partial \delta_z^o} & \frac{\partial F_{x0}}{\partial \delta \theta_y^o} & \frac{\partial F_{x0}}{\partial \delta \theta_z^o} \\ \frac{\partial F_{y0}}{\partial \delta_x^o} & \frac{\partial F_{y0}}{\partial \delta_y^o} & \frac{\partial F_{y0}}{\partial \delta_z^o} & \frac{\partial F_{y0}}{\partial \delta \theta_y^o} & \frac{\partial F_{y0}}{\partial \delta \theta_z^o} \\ \frac{\partial F_{z0}}{\partial \delta_x^o} & \frac{\partial F_{z0}}{\partial \delta_y^o} & \frac{\partial F_{z0}}{\partial \delta_z^o} & \frac{\partial F_{z0}}{\partial \delta \theta_y^o} & \frac{\partial F_{z0}}{\partial \delta \theta_z^o} \\ \frac{\partial M_{y0}}{\partial \delta_x^o} & \frac{\partial M_{y0}}{\partial \delta_y^o} & \frac{\partial M_{y0}}{\partial \delta_z^o} & \frac{\partial M_{y0}}{\partial \delta \theta_y^o} & \frac{\partial M_{y0}}{\partial \delta \theta_z^o} \\ \frac{\partial M_{z0}}{\partial \delta_x^o} & \frac{\partial M_{z0}}{\partial \delta_y^o} & \frac{\partial M_{z0}}{\partial \delta_z^o} & \frac{\partial M_{z0}}{\partial \delta \theta_y^o} & \frac{\partial M_{z0}}{\partial \delta \theta_z^o} \end{bmatrix}$$

Finalement la matrice de rigidité tangentielle du palier peut être obtenue comme suit :

$$[K_B^T] = \begin{bmatrix} K_I^T & -K_I^T \\ -K_O^T & K_O^T \end{bmatrix} \quad \text{Eq A-36}$$

Autres modélisations dynamiques des roulements à billes à contact oblique

Dans le même contexte (roulement à cinq degrés de liberté), David et al [31] proposent un modèle numérique similaire à celui de Cao et Altintas pour le calcul de la matrice de rigidité. Les mêmes hypothèses prises par Cao et Altintas sont aussi considérées par David et al.

Le modèle de calcul de la matrice de rigidité du roulement de Cao et Altintas utilise l'hypothèse de contrôle de Jones (Tableau A-1) pour le calcul de l'angle β . En revanche, David et al utilisent deux autres hypothèses supplémentaires par rapport au modèle de Jones :

- Une nouvelle formule pour déterminer l'angle β en appliquant le principe d'Alembert sur les billes (Changan et al [32]).

$$\tan \beta = \frac{C(S+1) \sin \alpha_{ik} + 2 \sin \alpha_{ok}}{C(S+1) \cos \alpha_{ik} + 2(\cos \alpha_{ok}) + E} \quad \text{Eq A-37}$$

Avec

$$\begin{cases} C = \frac{Q_{ik} \alpha_{ik} L_{ik}}{Q_{ik} \alpha_{ik} L_{ik}} \\ E = \frac{D}{D_m} C [\cos(\alpha_{ik} - \alpha_{ok}) - S] \\ S = \frac{1 + \frac{D}{D_m} \cos \alpha_{ok}}{1 - \cos \alpha_{ik}} \end{cases}$$

- Une expression simple de l'angle d'inclinaison β se trouve géométriquement en considérant l'axe de rotation de la bille comme une bissectrice des deux directions normales aux surfaces de contact.

$$\beta = \frac{\alpha_{ik} + \alpha_{ok}}{2} \quad \text{Eq A-38}$$

La comparaison de la raideur du roulement en fonction de la vitesse de rotation du rotor a été effectuée pour les trois hypothèses (l'hypothèse de Jones, l'hypothèse basée sur le principe d'Alembert et l'hypothèse basée sur les relations géométriques).

Pour David et al, le calcul avec l'hypothèse basée sur le principe d'Alembert semble le plus convenable pour modéliser la cinématique du roulement puisque son comportement varie en fonction de la charge appliquée. En revanche, pour une simple matrice de raideur analytique, l'hypothèse basée sur les relations géométriques peut fournir une bonne estimation des valeurs de raideur pour un roulement chargé.

Dans la littérature, il existe d'autres modèles ou approches analytiques pour le calcul de la matrice de rigidité d'un roulement à cinq degrés de liberté.

Par exemple De Mul et al [33] (1987) utilisent les mêmes hypothèses que les deux modèles précédents (Cao et Altintas et David et al) pour la géométrie des éléments du roulement et aux efforts appliqués au roulement, mais les conditions de fonctionnement sont différentes. En effet, De Mul et al considèrent que l'angle de contact est constant et prennent en compte que la force centrifuge de la bille et non pas son moment gyroscopique. La procédure de calcul de la matrice de rigidité du roulement effectuée par De Mul et al consiste à déterminer la relation entre les charges extérieures appliquées sur le roulement et leurs déplacements correspondants et donc de déduire la matrice de raideur.

En 1997, Houpert [34], propose un modèle analytique pour un roulement à cinq degrés de liberté dans lequel il considère le mouvement relatif entre les bagues. Le modèle de Houpert ne prend pas en compte la force centrifuge et le moment gyroscopique des billes du roulement et suppose que l'angle de contact α_k est toujours constant et égal à l'angle de contact initial α_0 . Cette approche fournit des relations analytiques simples pour calculer directement les charges F_x , F_y et F_z exercées sur le roulement ainsi que les deux moments de basculement M_y et M_z . Sous l'hypothèse d'un déplacement axial nul du roulement, Houpert montre que le roulement peut

avoir une rigidité équivalente qui dépend de la raideur du contact de Hertz, de l'angle de contact (supposée constant) et de la force radiale exercée sur le roulement.

Dans le même contexte, une autre approche analytique a été proposée par Hernot et al [35] dont les hypothèses considérées sont les mêmes que celles de Houpert. Dans les différents modèles cités précédemment, les charges exercées et les déplacements du roulement sont référés par rapport au centre du roulement I (Figure A-2). Par contre, Hernot et al considèrent le centre de pression du roulement P (Figure A-2) comme point de référence du système afin de faciliter le couplage avec les éléments de l'arbre.

Finalement Gupta [27] propose un modèle numérique (ADORE : Advanced Dynamics Of Rolling Elements) pour le comportement dynamique du roulement. Ce modèle possède six degrés de liberté (3 rotations et 3 translations), avec un angle de contact variable. Il étudie aussi le cas où la bague extérieure est libre et prend en compte aussi les efforts exercés par la cage sur les billes ainsi que sur les bagues du roulement. Ce modèle est le plus développé par rapport à tous ceux mentionnés précédemment.

Conclusion

Le Tableau A-2 et le Tableau A-3 présentent une étude comparative des modèles discutés. Nous considérons que le modèle de Cao et Altintas pour le comportement dynamique du roulement à billes à contact oblique car il représente un bon compromis entre complexité et précision et, par la suite, va faire l'objet d'une mise en œuvre complète.

	Modèle de						
	Palmgren	Jones	De Mul et al	Houpert	Hernot et al	Cao et Altintas	David et al
Nombre de DDL	2	5	5	5	5	5	5
Méthode de calcul	Analytique	Analytique	Analytique	Analytique	Analytique	Numérique	Numérique

Tableau A-2. Nombre de degrés de liberté et méthode de calcul utilisés

Hypothèses	Modèle de						
	Palmgren	Jones	De Mul et al	Houpert	Hernot et al	Cao et Altintas	David et al
Les bagues sont rigides	×	×	×	×	×	×	×
La bague extérieure est fixe	×	×	×	×	×	×	×
Angle de contact variable		×				×	×
Forces centrifuges prises en compte		×	×			×	×
Moments gyroscopiques pris en compte		×				×	×

Tableau A-3. Hypothèses prises en compte pour les modèles

B. Annexe 2 : Post-traitement des signaux

Méthode de la fenêtre glissante

Parmi les outils les plus étudiés dans le domaine du traitement du signal, on trouve la Transformation de Fourier (TF) qui permet d'explorer la composition fréquentielle du signal. Toutefois, cette transformation n'est pas toujours satisfaisante. L'analyse de Fourier n'informe pas sur la localisation temporelle du changement de régime dans le signal (Perrier [36]). Il est donc difficile d'étudier des signaux dont la fréquence varie au cours du temps (régime transitoire). Une solution pour observer l'apparition des changements au cours du temps est le calcul de la Transformée de Fourier sur un horizon glissant. Cette méthode consiste à découper le signal en segments de longueurs fixes avec un taux de recouvrement entre deux segments consécutifs. Chaque segment ou fenêtre est étudié par l'analyse de Fourier séparément des autres. L'ensemble de ces transformations localisées est appelé méthode de la fenêtre glissante. L'algorithme de la méthode de la fenêtre glissante se compose des instructions suivantes :

1. Choisir une fenêtre de longueur L ; dans notre cas, $L=8192$ (nombre d'échantillons enregistrés par seconde).
2. Choisir le type de fenêtrage à appliquer ; un fenêtrage de type rectangulaire est utilisé dans notre cas.
3. Placer la fenêtre sur l'axe du signal temporel à $t=0$ s.
4. Tronquer le signal en utilisant la fenêtre.
5. Calculer la Transformée de Fourier dans la partie tronquée du signal.
6. Déplacer la fenêtre sur l'axe du signal temporel ; le taux d'avancement, dans notre cas, est de 5%.
7. Revenir à l'étape 4

La méthode de la fenêtre glissante est appliquée pour les capteurs des déplacements installés au niveau des disques, au niveau des bagues extérieures des roulements ainsi que le capteur de vitesse (Keyphasor). Les diagrammes spectraux (« waterfalls » et « full-spectrum ») ainsi que les amplitudes des déplacements synchrones ont été tracés avec cette méthode.

Diagrammes « Waterfall » et « Full-spectrum »

Le processus de création du diagramme spectral (« Waterfall ») commence à partir de l'enregistrement des formes d'onde de vibrations détectées par un capteur de vibration. Le signal

vibratoire est analysé avec la Transformation Rapide de Fourier (FFT) et le diagramme (« waterfall ») affiche les données issues du capteur sous forme d'amplitudes des composantes fréquentielles correspondantes.

Si l'information vibratoire est fournie à partir de deux capteurs de déplacements montés dans le même plan suivant deux directions différentes (X et Y dans notre cas), deux diagrammes spectraux (« waterfalls ») indépendants peuvent être produits. Les diagrammes spectraux suivant X et Y ne présentent pas de corrélation entre ses données. Durant le post traitement des signaux, une partie de l'information liée à la phase des signaux est perdue. Ainsi, l'orbite ne peut pas être reconstruite en utilisant les informations des diagrammes spectraux (« waterfalls »).

L'outil qui peut résoudre ces difficultés est le diagramme spectral complet (« full-spectrum »). La première étape du traitement de données est la même que dans les procédures des diagrammes spectraux (« waterfall ») : les formes d'ondes obtenues à partir de deux capteurs sont divisés en composantes fréquentielles de fréquence. Chaque composante est caractérisée par une fréquence, une amplitude et une phase. Les informations des deux signaux rassemblées, permettent de reconstruire l'orbite à cette fréquence. Une orbite possède généralement une forme elliptique qui peut être décrite comme la somme de deux vecteurs de rotation : un suivant la précession directe et un autre suivant la précession rétrograde à la même fréquence.

Le diagramme spectral complet (« full-spectrum ») affiche deux valeurs d'amplitudes de ces vecteurs : l'amplitude du vecteur tournant dans le sens direct (précession directe), sur le côté droit du diagramme, et l'amplitude du vecteur tournant dans le sens inverse (précession rétrograde), sur le côté gauche du diagramme. Ce processus de création du diagramme spectral complet a été bien décrit par Muszynska [37] (Figure B-1).

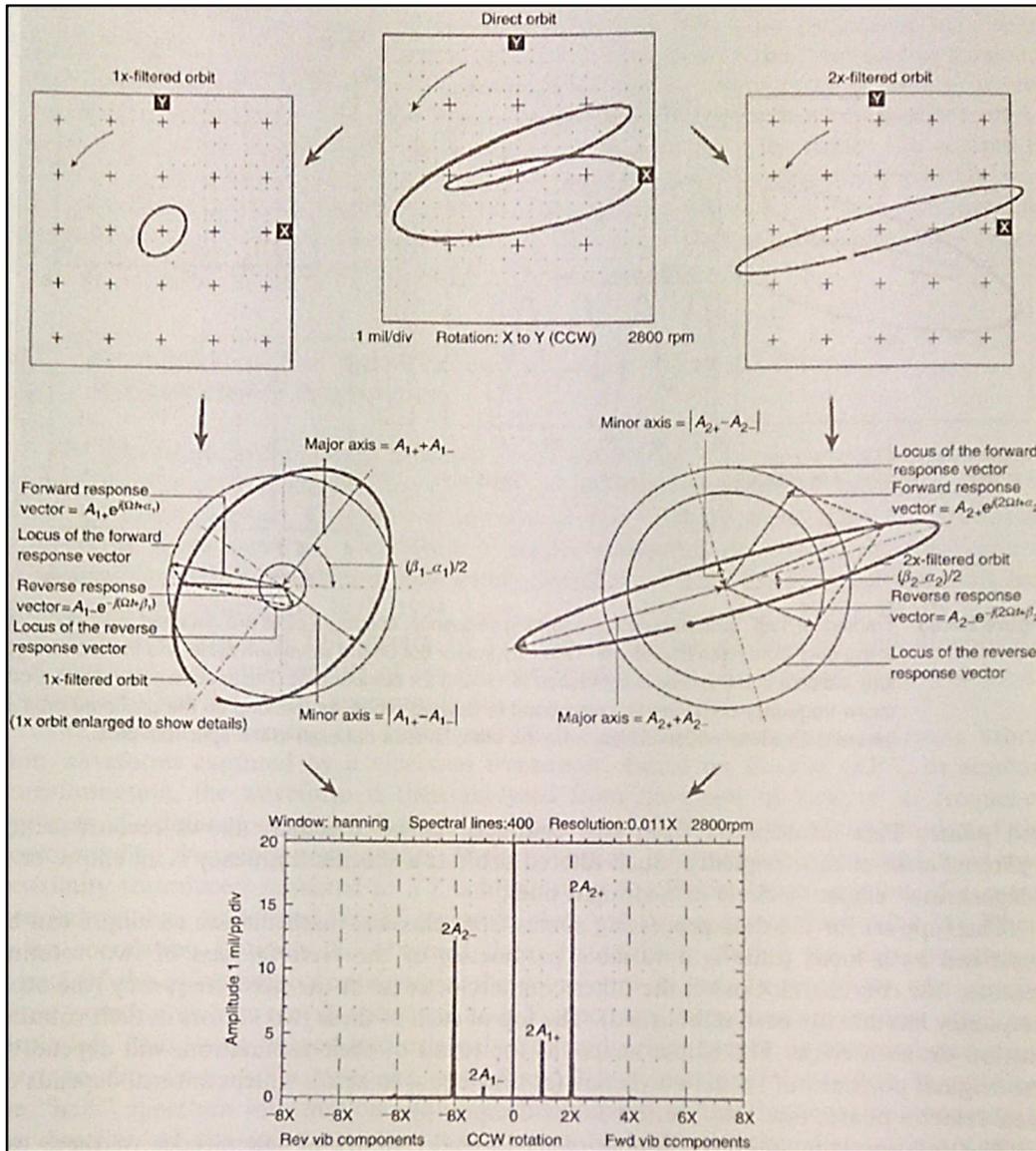


Figure B-1. Procédure de création du diagramme spectral complet (« full-spectrum ») [37]

Le diagramme (« full-spectrum ») permet de déterminer à une fréquence particulière le sens de précession du rotor en comparant les amplitudes synchrones directes et rétrogrades à cette fréquence ; si l'amplitude de la composante synchrone directe est plus grande que celle rétrograde, le rotor possède une précession directe, sinon elle est rétrograde.

C. Annexe 3 : Mesure des défauts de formes

Avant de commencer les essais expérimentaux, une mesure des défauts de circularité des disques a été effectuée. A ce but, les bagues extérieures des roulements ont été posées sur des supports en V (Figure C-1).

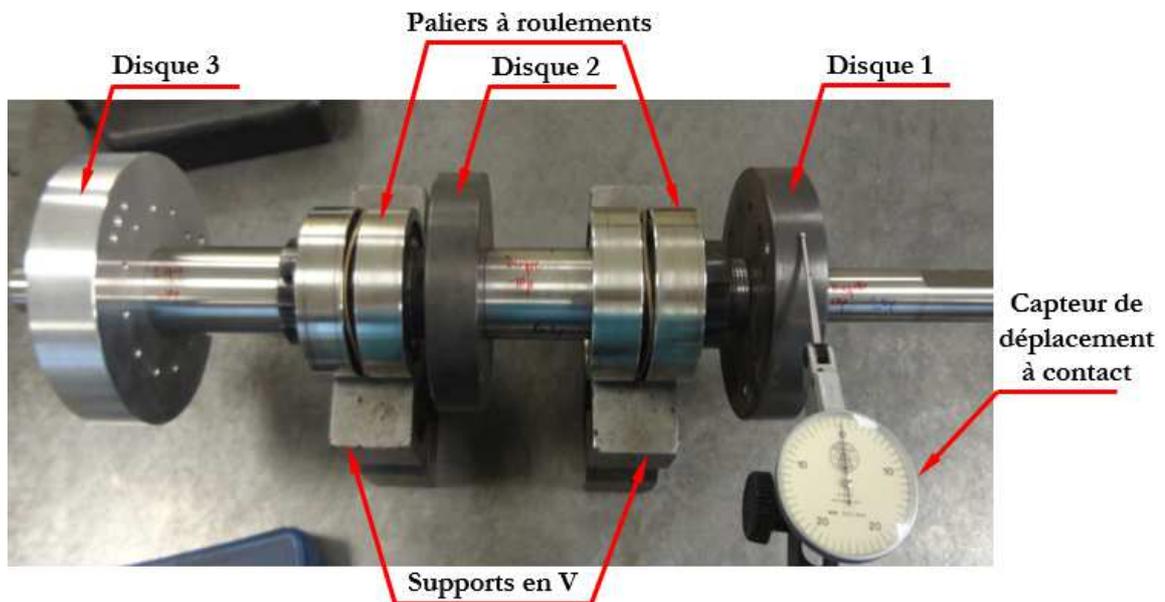


Figure C-1. Procédure de mesure des défauts de forme

Pour chaque disque, 16 points de mesure ont été enregistré dans le même plan en faisant tourner à chaque fois le rotor d'un angle de 22.5 degré. 6 essais ont été effectués pour chaque disque. Les moyennes des amplitudes des défauts des disques sont représentées en fonction de l'angle de rotation et sous formes des radars sur la Figure C-2.

Les amplitudes crête-à-crête enregistrés sont de 16.5 μm pour le disque 1, 12.9 μm pour le disque 2 et 5.2 μm pour le disque 3. Les disques 1 et 2 en acier présentent des défauts importants de circularité.

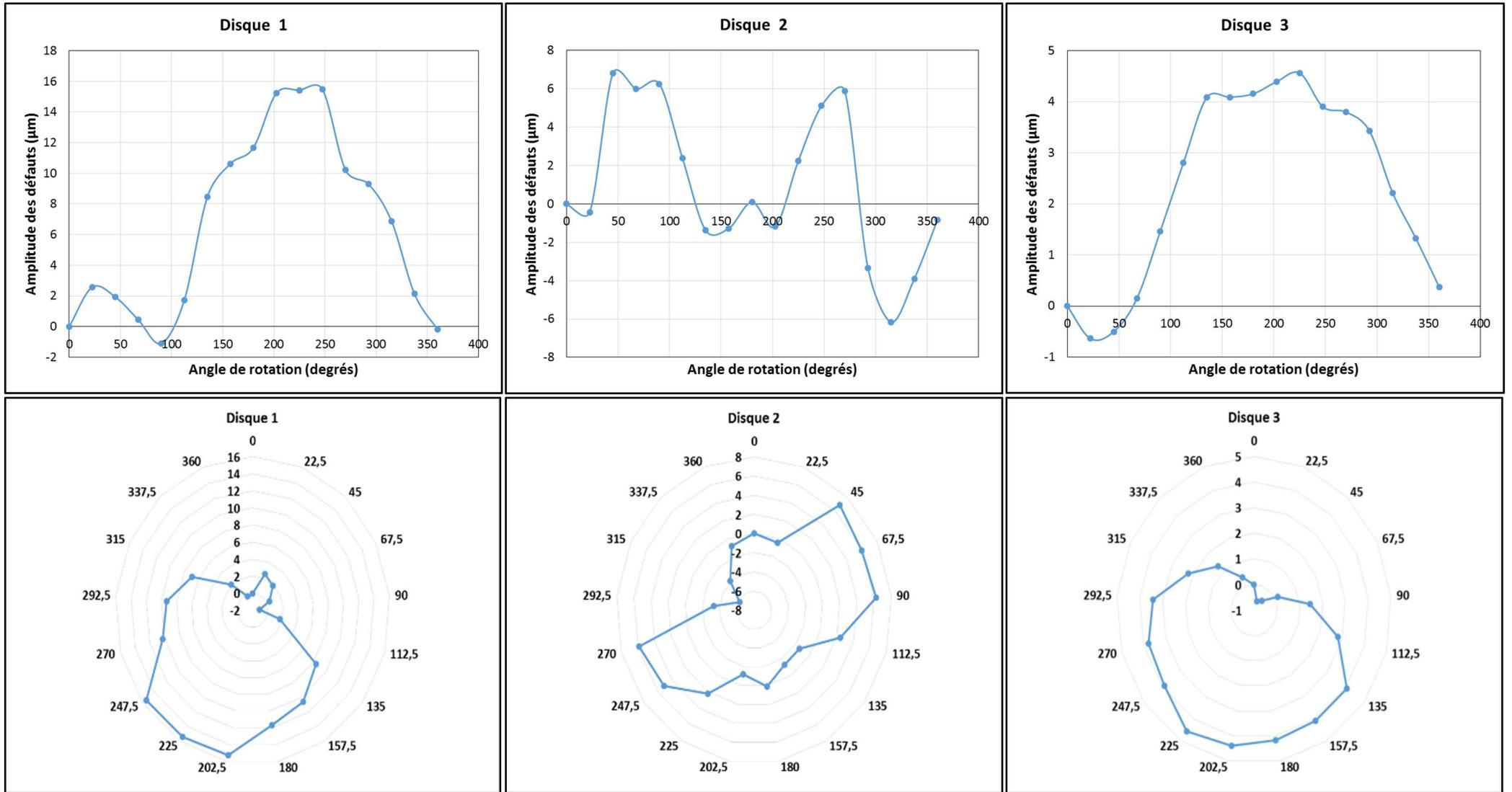


Figure C-2. Mesures des défauts de forme

Une transformée de Fourier est appliquée à ces enregistrements. Les amplitudes spectrales des défauts sont présentées sur la Figure C-3.

Les défauts de formes des disques sont présents dans quasiment toutes les composantes. Pour le disque 1 et 3, les amplitudes des défauts de circularité (1ω) sont les plus importantes ($7.6\mu\text{m}$ et $2.5\mu\text{m}$ respectivement). Pour le disque 2, le défaut d'ovalisation (2ω) est le plus important ($4.6\mu\text{m}$).

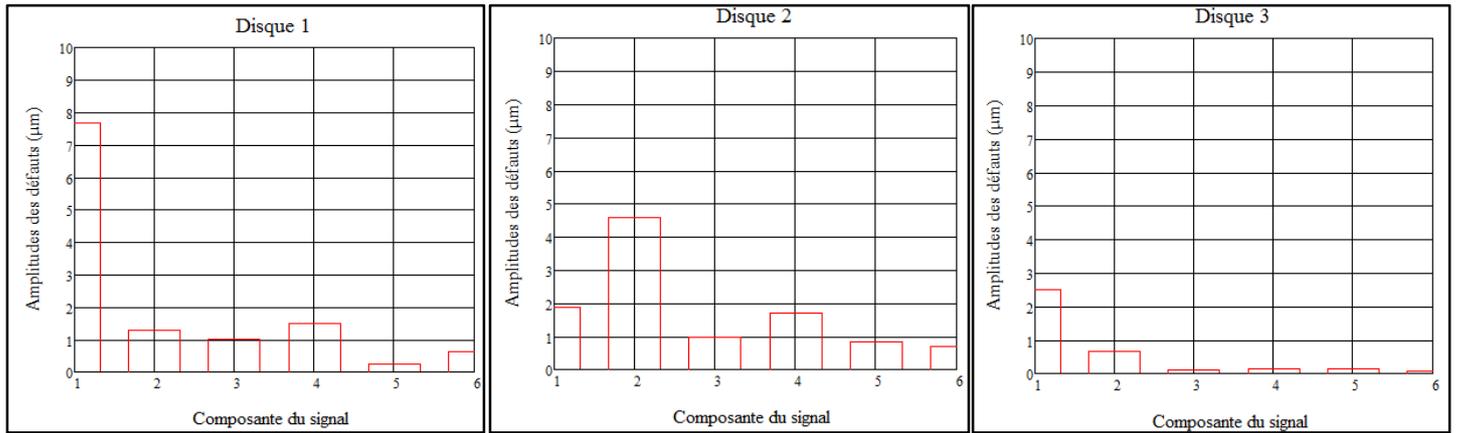


Figure C-3. Spectre des défauts

Tables des illustrations

Figure I-2. Coupe transversale de la turbopompe à hydrogène [3]	8
Figure I-3. Circulation du fluide dans la turbopompe à hydrogène [4].....	9
Figure I-4. Piston d'équilibrage [5]	10
Figure I-5. Rotor de la turbopompe à oxygène du moteur principal de la navette spatiale américaine [7]	11
Figure I-6. Turbopompe à hydrogène du moteur principal de la navette spatiale américaine [8].....	12
Figure I-7. Banc d'essai du Yao-Qun Lin [12].....	14
Figure II-1. Coupe transversale du rotor a) du boîtier d'essai b) de la turbopompe à hydrogène	17
Figure II-2. Coupe du rotor a) monté dans son logement b) isolé	19
Figure II-3. Vue d'ensemble du banc.....	20
Figure II-4. Dessin d'ensemble du rotor	21
Figure II-5. Contrainte et déformation de l'arbre	23
Figure II-6. Evolution de la raideur du roulement en fonction de la vitesse de rotation.....	25
Figure II-7. Vue en coupe du palier à roulement.....	26
Figure II-8. Vue en coupe du palier aérostatique.....	27
Figure II-9. Coefficients dynamiques du palier aérostatique	28
Figure II-10. Vue en coupe la butée aérostatique.....	29
Figure II-11. Dessin d'ensemble de la butée aérostatique.....	29
Figure II-12. Dessin d'ensemble de la turbine Pelton	30
Figure II-13. Support du rotor	31
Figure II-14. Déformée du premier mode du bâti à 1370 Hz	31
Figure II-15. Montage des paliers fluides après équilibrage	33
Figure II-16. Synoptique de la chaîne de mesure utilisée pour les essais d'analyse modale.....	34
Figure II-17. Signaux temporels de la force d'impact et de l'accélération.....	34
Figure II-18. Réponses fréquentielles de l'arbre seul suspendu	34
Figure II-19. Ensemble (arbre, entretoise et disques) en configuration libre-libre	35
Figure II-20. Réponses fréquentielles de l'ensemble arbre-entretoise et disques en configuration libre-libre	36
Figure II-21. Procédure de mesure de l'accélération	36
Figure II-22. Réponses fréquentielles du rotor complet en configuration libre-libre	37
Figure II-23. Procédure de calcul des amortissements modaux	38
Figure II-24. Circuit pneumatique du banc d'essais	39
Figure II-25. Instrumentation du boîtier d'essais	40
Figure II-26. Photo du banc d'essais monté et instrumenté.....	40
Figure III-1. Bagues à jeu variables et paliers aérostatiques montés dans le support pour métrologie.....	41
Figure III-2. Dessin de définition des bagues à jeu variable et des paliers aérostatiques montées dans leur support.....	42
Figure III-3. Cales ajoutées sur le support rotor.....	44
Figure III-4. Photo du palier aérostatique 2 et de l'entretoise endommagés.....	45
Figure III-5. Procédure de mesure de l'épaisseur du film d'air	45
Figure III-6. Evolution de l'épaisseur du film d'air.....	46

Figure III-7. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 25 μm)	48
Figure III-8. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 25 μm)	49
Figure III-9. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 25 μm).....	50
Figure III-10. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant la décélération (jeu radial = 25 μm)	51
Figure III-11. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 25 μm).....	52
Figure III-12. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 25 μm)	54
Figure III-13. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 25 μm)	54
Figure III-14. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en accélération (jeu radial = 25 μm)	56
Figure III-15. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en décélération (jeu radial = 25 μm)	56
Figure III-16. Orbites synchrones des disques à 158 Hz, 250 Hz et 367 Hz en accélération (jeu radial = 25 μm)	58
Figure III-17. Orbites synchrones des disques à 158 Hz, 250 Hz et 367 Hz en décélération (jeu radial = 25 μm)	59
Figure III-18. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de 25 μm).....	61
Figure III-19. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de 25 μm) .	62
Figure III-20. Déformée du rotor en accélération a) à 229 Hz et b) à 320 Hz (jeu radial de 25 μm).....	63
Figure III-21. Déformée du rotor en décélération a) à 224 Hz et b) à 320 Hz (jeu radial de 25 μm)	63
Figure III-22. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 50 μm)	65
Figure III-23. Temps de décélération des essais (jeu radial = 50 μm)	66
Figure III-24. Traces laissées par le contact entre les bagues extérieures des roulements et les bagues à jeu variable (jeu radial = 50 μm).....	67
Figure III-25. Essais avec des décélérations lentes (jeu radial = 50 μm)	68
Figure III-26. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 50 μm)	70
Figure III-27. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 50 μm).....	71
Figure III-28. Diagrammes spectraux « Waterfalls » des disques durant la décélération (jeu radial = 50 μm)	72
Figure III-29. Diagrammes spectraux « Waterfalls » des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 50 μm).....	73
Figure III-30. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 50 μm)	74
Figure III-31. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 50 μm)	74
Figure III-32. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en accélération (jeu radial = 50 μm)	75

Figure III-33. Amplitudes synchrones directes et rétrogrades des disques en décélération (jeu radial = 50 μm)	75
Figure III-34. Orbites synchrones des disques à 161 Hz, 177 Hz et 213 Hz en accélération (jeu radial = 50 μm)	78
Figure III-35. Orbites synchrones des disques à 134 Hz, 155 Hz et 177 Hz en décélération (jeu radial = 50 μm)	79
Figure III-36. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de 50 μm).....	81
Figure III-37. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de 50 μm) .	82
Figure III-38. Déformée du rotor en accélération a) à 153 Hz et b) à 226 Hz (jeu radial de 50 μm).....	84
Figure III-39. Déformée du rotor en décélération a) à 153 Hz et b) à 226 Hz (jeu radial de 50 μm)	84
Figure III-40. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (jeu radial = 75 μm)	86
Figure III-41. Temps de décélération des essais (jeu radial = 75 μm)	87
Figure III-42. Essais avec des décélérations lentes (jeu radial = 75 μm)	88
Figure III-43. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 75 μm)	89
Figure III-44. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (jeu radial = 75 μm).....	90
Figure III-45. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant la décélération (jeu radial = 75 μm)	91
Figure III-46. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (jeu radial = 75 μm).....	92
Figure III-47. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (jeu radial = 75 μm)	93
Figure III-48. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (jeu radial = 75 μm)	93
Figure III-49. Orbites synchrones des disques à 139 Hz et 221 Hz en accélération (jeu radial = 75 μm)	95
Figure III-50. Orbites synchrones des disques à 134 Hz et 216 Hz en décélération (jeu radial = 75 μm)	96
Figure III-51. Amplitudes synchrones des disques (jeu radial de 75 μm).....	98
Figure III-52. Amplitudes synchrones des bagues extérieures des roulements (jeu radial de 75 μm) .	99
Figure III-53. Déformée du rotor en accélération a) à 139 Hz et b) à 221 Hz (jeu radial de 75 μm)...	100
Figure III-54. Déformée du rotor en décélération a) à 134 Hz et b) à 216 Hz (jeu radial de 75 μm) ..	100
Figure III-55. Photo des traces du graphite.	103
Figure III-56. Evolution de la fréquence de rotation en fonction du temps (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)	104
Figure III-57. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)	105
Figure III-58. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)	106
Figure III-59. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des disques durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm)	107
Figure III-60. Diagrammes spectraux (« Waterfalls ») des bagues extérieures des roulements durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 μm).....	108

Figure III-61. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant l'accélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 µm).....	109
Figure III-62. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques durant la décélération (essais supplémentaires, jeu radial = 75 µm).....	109
Figure III-63. Amplitudes synchrones des disques (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)	111
Figure III-64. Amplitudes synchrones des disques (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)	112
Figure III-65. Déformée du rotor en accélération a) à 150 Hz et b) à 271 Hz (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)	113
Figure III-66. Déformée du rotor en décélération à 129 Hz (essais supplémentaires, jeu radial de 75 µm)	113
Figure IV-1. Modélisation de l'arbre.....	115
Figure IV-2. Modélisation du jeu radial entre les bagues extérieures des roulements et le stator....	116
Figure IV-3. Force radiale dans le « Bushing »	117
Figure IV-4. Amortissement proportionnel aux caractéristiques de rigidité et de masse	118
Figure IV-5. Rotor supporté seulement par les paliers aérostatiques (Configuration a)	119
Figure IV-6. Diagramme de Campbell (Configuration a)	120
Figure IV-7. Déformée du 1 ^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration a)	120
Figure IV-8. Déformée du 2 ^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration a)	120
Figure IV-9. Déformée du 3 ^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration a)	120
Figure IV-10. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 1 (Configuration b)	121
Figure IV-11. Diagramme de Campbell (Configuration b)	121
Figure IV-12. Déformée du 1 ^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration 2)	122
Figure IV-13. Déformée du 2 ^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration b).....	122
Figure IV-14. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et le palier à roulement 2 (Configuration c)	122
Figure IV-15. Diagramme de Campbell (Configuration c)	123
Figure IV-16. Déformée du 1 ^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration c).....	123
Figure IV-17. Déformée du 2 ^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration c)	123
Figure IV-18. Rotor supporté par les paliers aérostatiques et les roulements (Configuration d).....	124
Figure IV-19. Diagramme de Campbell (Configuration d)	124
Figure IV-20. Déformée du 1 ^{er} mode direct à 400 Hz (Configuration d)	124
Figure IV-21. Déformée du 2 ^{ème} mode direct à 400 Hz (Configuration d).....	125
Figure IV-22. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 1, analyse linéaire)	128
Figure IV-23. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 1, analyse linéaire)	128
Figure IV-24. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 2, analyse linéaire)	130
Figure IV-25. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 2, analyse linéaire)	130
Figure IV-26. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 3, analyse linéaire)	132
Figure IV-27. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 3, analyse linéaire)	132
Figure IV-28. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques (Configuration 4, analyse linéaire)	133
Figure IV-29. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 4, analyse linéaire)	133

Figure IV-30. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 5 μm (Configuration 1, analyse non-linéaire)	135
Figure IV-31. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 10 μm (Configuration 2, analyse non-linéaire)	135
Figure IV-32. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 15 μm (Configuration 3, analyse non-linéaire)	137
Figure IV-33. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 20 μm (Configuration 4, analyse non-linéaire)	137
Figure IV-34. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour un jeu radial de 12 μm (Configuration 5, analyse non-linéaire)	139
Figure IV-35. Amplitudes synchrones des disques (Configuration 5, analyse non-linéaire)	139
Figure IV-36. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour une raideur de contact de 10^{11} N/m (Configuration 6, analyse non-linéaire)	141
Figure IV-37. Diagrammes spectraux complets (« Full-spectrum ») des disques pour une raideur de contact de 10^{13} N/m (Configuration 7, analyse non-linéaire)	141
Figure A-1. Roulement à billes à contact oblique.....	148
Figure A-2. Paramètres géométriques d'un roulement à billes à contact oblique	150
Figure A-3. Principe du modèle de Cao et Altintas	151
Figure A-4. Contact entre bille et bagues sans charge extérieures appliquées	151
Figure A-5. Contact entre bille et bagues avec charge extérieures appliquées.....	152
Figure A-6. Relations de déplacement entre les centres des courbures	152
Figure A-7. Forces agissantes sur la bille du roulement.....	154
Figure A-8. Forces agissantes sur la bille du roulement.....	156
Figure B-1. Procédure de création du diagramme spectral complet (« full-spectrum ») [37].....	165
Figure C-1. Procédure de mesure des défauts de forme	166
Figure C-2. Mesures des défauts de forme	167
Figure C-3. Spectre des défauts.....	168

Bibliographie

- 
- [5] S. Takashi, K. Satoshi, U. Masaharu, K. Toshiya et M. Jun, «Internal Flow and Axial Thrust Balancing of a Rocket Pump,» *Fluids Eng*, vol. 4, n° 1134, 2012.
- [6] T. Yamamoto, «On Critical Speeds of a Shaft,» *Memoirs of the Faculty of Engineering, Nagogo University*, vol. 6, n° 12, 1959.
- [7] D. W. Childs, «Rotordynamics Analysis for the HPOTP (High Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine),» Mechanical Engineering Department, Texas A&M University, Texas, 1984.
- [8] D. G. Gogging et J. M. Darden, «Limiting Critical Speed Response On The SSME Alternate High Pressure Fuel Turbopump (ATD HPFTP° With Bearing Deadband,» chez *28 th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Nashville, 1992.
- [9] R. R. Davis et C. S. Vallance, «Incorporating General Race and Housing Flexibility and Deadband in Rolling Element Bearing Analysis,» Aerojet TechSystems Compagny, Sacramento, California.
- [10] A. Almasi, «Practical Vibrational Monitoring to Identify Damaged, Cracked and Worn Components in Power Plants,» *Power Engineering*, vol. 116, n° 14, p. 20, 2012.
- [11] M. F. Butner, B. T. Murphy et R. A. Akian, «The Influence of Mounting Compliance And Operating Conditions on the Radial Stiffness Of Ball Bearing : Analytic and Test Results,» *Rotating Machinery and Vehicle Dynamics, ASME*, vol. 35, n° 1, Canoga, California, 1991.
- [12] L. Yao-Qun, Rotor Instability Induced by Deadband Clearance in Bearing Supports, Texas: Texas A&M University, 1993.
- [13] K. Rahul, Diagnostics of Subsynchronous Vibrations in Rotating Machinery - Methodology to Identify Potential Instability, Texas: Texas A&M University, 2005.
- [14] V. N. Rajagopalan, «Diagnostic Subsynchronous Vibration Turbomachinery - Stable or Unstable,» Texas A&M University, Texas, 2007.

- [15] M. Arghir, «Butées et paliers aérostatiques,» *Technique de l'ingénieur*, 2011.
- [16] M. Hassini, Contribution à l'analyse des paliers fluides et des joints d'étanchéité utilisés dans les turbopompes spatiales, Poitiers: Université de Poitiers, 2012.
- [17] B. Guo, Identification simultanée des paramètres de rigidité et d'amortissement de plaques isotropes minces en vibration par la méthode des champs virtuels, Châlon-en-Champagne: Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2007.
- [18] P. Goldman et A. Muszynska, «Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics,» *ORBITE*, pp. 17-21, 1 April 1999.
- [19] A. Muszynska, C. T. Hatch et D. E. Benetly, «Dynamics of Anisotropically Supported Rotors,» *International Journal of Rotating Machinery*, vol. III, n° 12, pp. 133-142, 1997.
- [20] Z. Dakel, Stabilité et dynamique non linéaire de rotors embarqués, Lyon: INSA de Lyon, 2014.
- [21] F. Ehrich, «Handbook Of Rotordynamics,» Florida, Kreiger, 2004, pp. 1.109-1.110.
- [22] M. Lalane et G. Ferraris, «Rotordynamics Prediction in Engineering,» England, John Wiley and Sons, 1990, pp. 34-37.
- [23] Samtech, Samtech training-Rotor.
- [24] M. Friswell, J. Penny, S. Garvey et A. Lees, Dynamics Of Rotating Machines, New York: Cambridge University Press, 2010.
- [25] T. A. Harris et M. N. Kotzalas, Rolling Bearing Analysis, 5th ed, New York: Taylor and Francis, 2007.
- [26] B. J. Hamrock, S. R. Schmid et B. O. Jacobson, Fundamentals of Fluid Film Lubrications, New York: Marcel Dekker, Inc, 2004.
- [27] P. K. Gupta, Advanced Dynamics Of Rolling Elements, 1st ed, New York: Springer-Verlag New York Inc, 1984.
- [28] A. Palmgren, Ball and Roller Bearing Engineering, SKF Industries, 1959.
- [29] A. B. Jones, «A General Theory for Elastically Constrained Ball and Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions,» *ASME J. Basic Eng*, vol. 2, n° 182, pp. 309-320, 1960.
- [30] Y. Cao et Y. Altintas, «A genral Method for Modeling of Spindle-Bearing Systems,» *ASME J. Mech. Des*, vol. 6, n° 1126, pp. 1089-1104, 2004.
- [31] N. DAVID, R. Mathieu et F. Benoit, «Complete Analytical Expression of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings,» *ASME J. Tribol*, vol. 4, n° 1135, pp. 1-8, 2013.
- [32] D. Changan, Z. Fuzhang et Z. L. Z. Jun, «Raceway Control Assumption And The Determination Of Rolling Elements Attitude Angle,» *Proceedings of the Symposium of Mechanical*

Engineering, IEEE, New York, pp. 158-163, 2000.

- [33] J. M. De Mul, J. M. Vree et D. A. Mass, «Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction-Part I : General Theory and Application to Ball Bearing,» *ASME J. Tribol*, vol. 1, n° 1111, pp. 142-148, 1989.
- [34] L. Houpert, «A Uniform Analytical Approach for Ball and Roller Bearings Calculations,» *ASME J. TRIBOL*, vol. 4, n° 1119, pp. 851-859, 1997.
- [35] X. Hernot, M. Sartor et J. Guillot, «Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach,» *ASME J. Mech. Des*, vol. 1, n° 1122, pp. 83-90, 2000.
- [36] V. Perrier, «Application de la théorie des ondelettes,» Institut National Polytechnique de Grenoble, Grenoble, 2005.
- [37] A. Muszynska, *Rotordynamics*, U.S.A: Taylor & Francis Group, 2005.