

**Université 8 mai 1945 – Guelma**  
**Faculté des Sciences et de la Technologie**  
**Département de Génie Mécanique**



**Mémoire de Fin d'Étude**

**Pour l'obtention du diplôme de Master**

**Option: Maintenance Industrielle**

**Présenté par : BENSEDIRA Azzedine**

=====

***Impact des défauts d'usinage et de  
montage sur le comportement dynamique  
d'un disque***

=====

Sous la Direction de :

**Dr. DJAMAA Mohamed Cherif**

**Année universitaire 2014/2015**

## Table des matières

Introduction Générale -----	04
Chapitre 1 : Recherche bibliographique -----	05
1.1 Définitions des rotors et balourds -----	06
1.1.1 Rotor -----	06
1.1.2 Balourd -----	07
1.1.3 Géométrie des pièces tournantes -----	11
1.1.4 Assemblage des pièces -----	11
1.2 Phénomène de déséquilibre des pièces tournantes -----	12
1.2.1 Définition de déséquilibre des pièces tournantes -----	12
1.2.2 Types de déséquilibre -----	13
1.2.3 Causes principales de déséquilibre -----	15
1.3 Développement de la technique d'équilibrage -----	17
1.3.1 Définition de l'équilibrage -----	18
1.4 Types d'équilibrage -----	18
1.5 Synthèse des références bibliographiques -----	20
1.6 Position du problème -----	23
Chapitre 2 : Impact des défauts d'usinage et de montage sur le comportement dynamique des disques -----	24
Introduction -----	25
2.1 Défauts d'usinage -----	25
2.2 Défauts du montage -----	29
2.3 Dessin de définition des disques -----	29
2.4 Réalisation des disques -----	31
2.5 Résultats des mesures vibratoires des disques dans le cas de présence d'un défaut d'usinage -----	31
2.6 Résultats des mesures vibratoires des disques dans le cas de présence d'un défaut de montage -----	38
Chapitre 3 : Impact des défauts de coaxialité sur les efforts de coupe -----	46
Introduction -----	47
3.1 Intérêt de la mesure des efforts de coupe -----	47
3.2 Equipements utilisés -----	49
3.3 Méthode de planification des essais -----	49
3.4 Résultats des essais -----	50
Conclusion générale -----	59
Références bibliographiques -----	60

## INTRODUCTION GENERALE

Les machines tournantes représentent une bonne partie des machines industrielles. La transmission de mouvement dans ces machines se fait généralement par des pièces tournantes telles les arbres, les engrenages, les embrayages, etc. De plus, les arbres tournants sont généralement porteurs d'éléments tels que les disques, les ventilateurs et bien d'autres pièces. L'étude de la dynamique des pièces tournantes est d'une grande importance car l'effet d'un déséquilibre représente non seulement la source de vibrations la plus courante dans les machines tournantes, mais aussi celle qui est potentiellement la plus destructrice.

Les causes liées au phénomène de déséquilibre des pièces en rotation sont multiples. La non-homogénéité des matériaux par la présence des cavités de fonderie, des tolérances de fabrication et d'assemblage non respectées, les modifications au cours de fonctionnement suite à une déformation thermique, à la corrosion et à l'usure ou encore l'encrassement sont susceptibles d'en modifier l'équilibre original.

L'un des causes principales qui peuvent provoquer un déséquilibre, celle qui est liée à l'usinage et au montage des pièces mécaniques, en particulier les disques avec des aubages. La précision d'usinage est d'une très grande importance et elle dépend du positionnement des surfaces usinées par rapport à un référentiel de montage d'usinage. En effet, un petit décalage d'une surface par rapport à une autre entraîne automatiquement une répartition inégale de matière. Comme conséquence, un effet de balourd peut conduire à un déséquilibre statique ou dynamique qui génère des vibrations d'autant plus importantes que la vitesse de rotation augmente.

Si l'équilibrage d'une pièce seule semble un peu facile, le montage d'un corps sur un arbre entraîne des erreurs inévitables, provoquées par le jeu radial et les défauts de voile ou le faux-rond. Dans ce cas, les balourds s'additionnent à ceux du corps lui-même. Lors de l'équilibrage et même si le rotor apparaît équilibré, le balourd généré par l'erreur d'assemblage doit être corrigé par une action effectuée sur le corps.

# **Chapitre 1**

## **Recherche bibliographique**

## 1.1 Définitions des rotors et balourds

### 1.1.1 Rotor

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, bobinages, engrenages, etc.). Il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (des paliers radiaux et une butée axiale) [1]. Les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers. Les figures 1.1 et 1.2 montrent des rotors entre paliers avec la partie active située entre les tourillons.

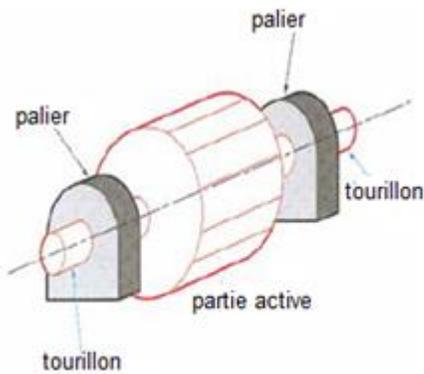


Figure 1.1. Schéma de rotor entre paliers



Figure 1.2. Rotor d'alternateur à 4 pôles

La figure 1.3 montre une configuration en porte-à-faux d'un rotor de puissance d'une turbine à gaz industrielle où les disques sont à l'extérieur des tourillons.

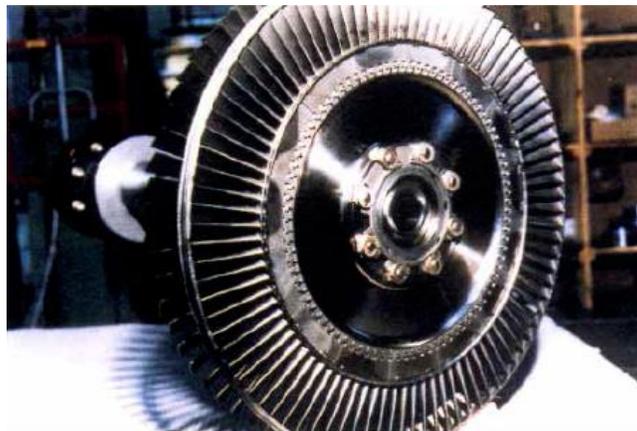


Figure 1.3. Rotor de turbine à gaz

### 1.1.2 Balourd

Un balourd est par définition, une répartition irrégulière de la masse d'un rotor lors de sa rotation autour d'un axe [2]. La figure 1.4 est une représentation simplifiée. En pratique, plusieurs défauts peuvent apparaître sur un même rotor mais ils ont pour effet de déplacer le centre de gravité  $G$  de sa position théorique.

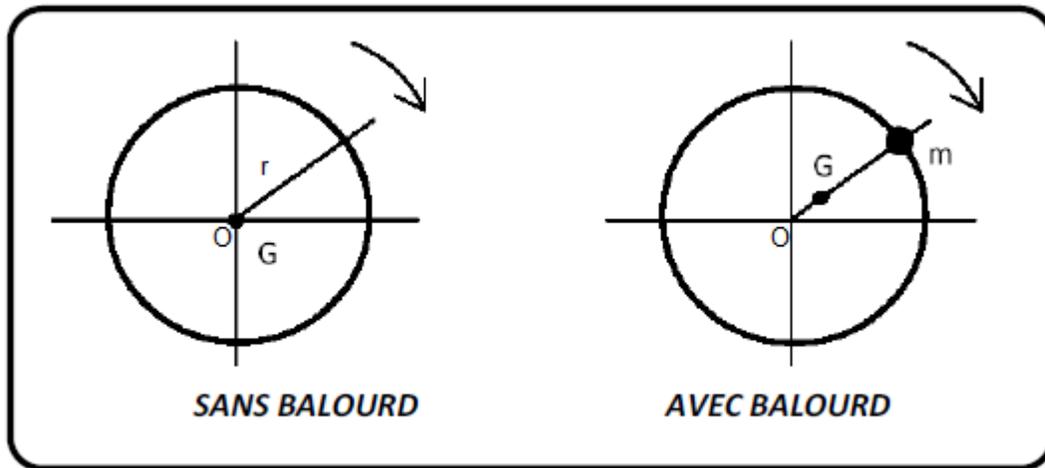


Figure 1.4. Modélisation d'un balourd

Le balourd est l'une des principales causes de vibrations des machines tournantes. Il est très connu des automobilistes lorsqu'ils changent les pneumatiques de faire un équilibrage des roues. Si cette opération n'est pas faite, un tremblement très désagréable est ressenti dès qu'une vitesse élevée est atteinte. Ceci est dû au phénomène de balourd.

Le balourd crée dans les pièces des forces centrifuges générant des vibrations au niveau des paliers susceptibles d'accélérer leur dégradation. Sous l'action permanente de ces vibrations, les éléments d'assemblage peuvent se rompre.

Suite à la présence des forces centrifuges, proportionnelles au carré de la vitesse de rotation, les pièces tournantes nécessitent un équilibrage très précis d'autant plus nécessaire que la vitesse de rotation est élevée (figure 1.5).

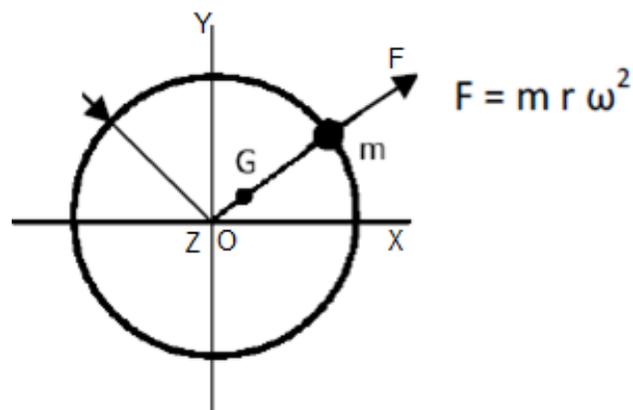


Figure 1.5. Force centrifuge due au balourd

### 1.1.2.1 Balourds provoqués par le montage de prise de pièce

Le montage d'un corps sur un faux-arbre ou sur un adaptateur entraîne des erreurs inévitables, provoquées par le jeu radial et les défauts de voile ou de faux-rond. Les balourds correspondants peuvent être calculés à partir de l'excentration et des données de masse du corps. Lors de la mesure du déséquilibre, ces balourds s'additionnent à ceux du corps lui-même [3]. Si le balourd total est corrigé, le rotor apparaît équilibré, mais cela n'est vrai que globalement avec la prise de pièce. Sans prise de pièce, pour le corps lui-même par rapport à son axe d'alésage, l'équilibre n'est pas bon car le balourd généré par l'erreur d'assemblage est corrigé par une action effectuée sur le corps (figure 1.6).

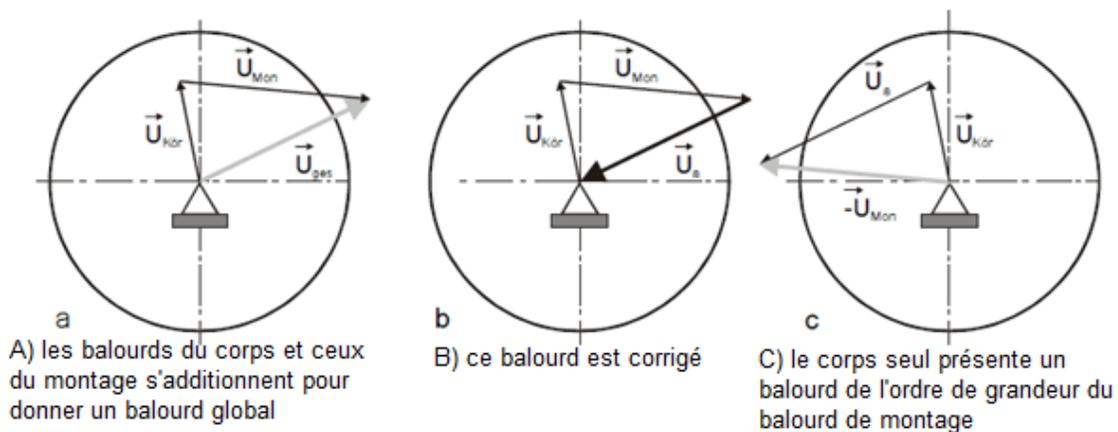


Figure 1.6. Balourds provoqués par l'assemblage, représenté pour un plan

Lorsque le corps est monté en position de fonctionnement sur son axe définitif, d'autres excentrations surviennent, provoquant un nouveau déséquilibre. Le balourd réel est la somme vectorielle des balourds dans les deux cas. Le balourd maximal d'assemblage est donné soit par la somme des valeurs maximales de balourd possibles dans les deux cas : sur la machine à équilibrer et dans l'état opérationnel, soit par les valeurs d'excentration.

Le balourd de montage n'est dû ni à la qualité de l'usinage de l'arbre dans la tolérance, ni à la qualité d'équilibrage de la roue, mais il n'en reste pas moins trop élevé pour le rotor et devra être corrigé (figure 1.7).

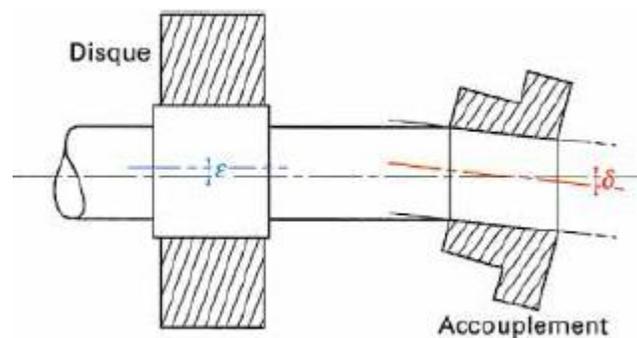


Figure 1.7. Balourds apportés par le montage: excentricités parallèle et angulaire

### 1.1.2.2 Correction de balourd

La correction de balourd est une procédure permettant de rectifier la répartition des masses du rotor. La correction s'effectue la plupart du temps en ajoutant ou en enlevant de la matière de telle manière que la somme des forces centrifuges soit nulle (figure 1.8). Donc, la somme des balourds soit égale à zéro. Pour un plan de correction, on peut écrire [3]:

$$\vec{U} + u_a \vec{r}_a = 0$$

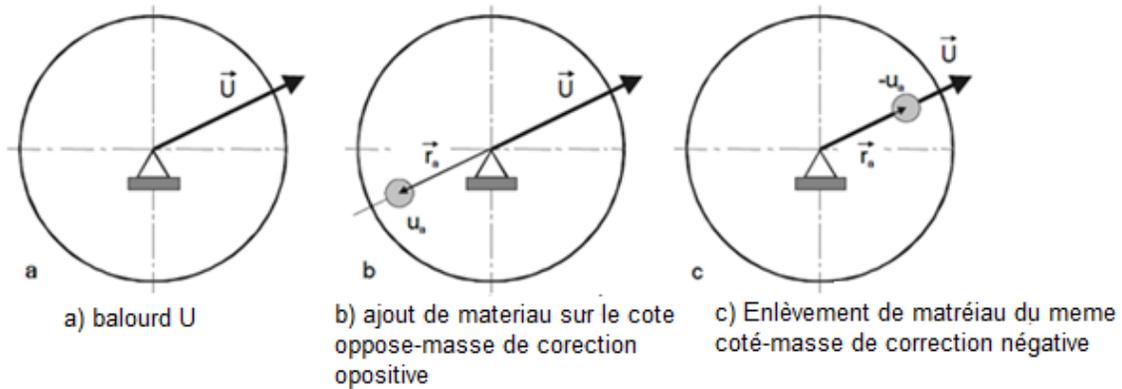


Figure 1.8. Correction d'un balourd

### 1.1.2.3 Balourds correcteurs

Les balourds correcteurs sont apportés de différentes manières [1]:

- Par enlèvement de masse de la structure elle-même : par meulage des flancs d'une roue ou par perçage sur une piste en périphérie ou encore, par fraisage des vilebrequins ;
- Apport de masse sur la structure : ajout de résine sur un matériau composite ;
- Déplacement circconférentiel de masse : masses logées dans une rainure (figure 1.9a), dont les positions angulaires permettent d'ajuster l'amplitude et la phase ;
- Déformation plastique de la pièce pour déplacer la masse: fraises de dentistes;
- Implantation de rangées de vis (12 vis à 30° sur la périphérie) dont on ajuste les longueurs, donc les masses (figure1.9b) ;

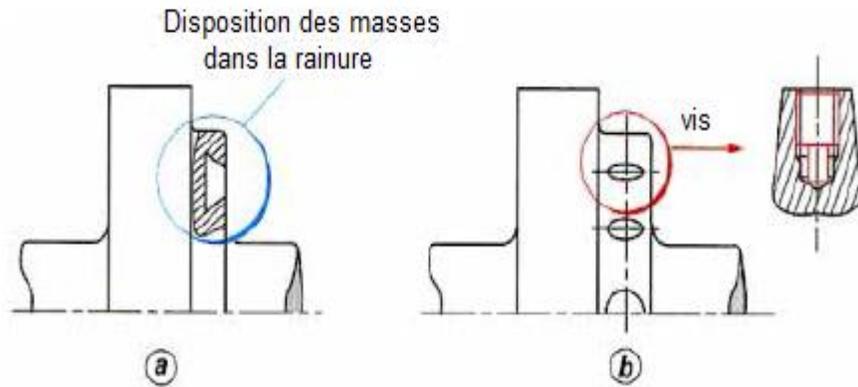


Figure 1.9. Balourds correcteurs

### 1.1.3 Géométrie des pièces tournantes

Il est impossible d'obtenir des pièces avec des géométries exactes. Pour les rotors monoblocs forgés possédant des disques usinés dans la masse, les écarts d'usinage modifient la position des centres de masse locaux (figure 1.10) [1]. Les ailettes de turbine ont une dispersion naturelle de masse qui donnera un balourd en fonction de leurs positions relatives de montage. Le centre de masse des roues de pompes centrifuges se déplace avec la dispersion des volumes internes des canaux, liée aux tolérances de fonderie (il se déplacera encore lorsque les canaux seront pleins d'eau).

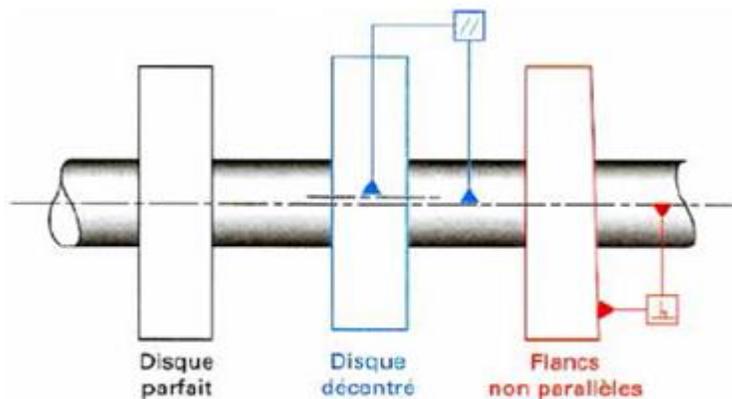


Figure 1.10. Ecart d'usinage (excentricité-parallélisme)

### 1.1.4 Assemblage des pièces

L'assemblage des pièces tournantes sur l'arbre déplace naturellement leurs centres de masse, en particulier les turbines avec les tolérances de

fabrication des gorges de fixation des ailettes (figure 1.11) et les machines électriques avec des barres montées dans des encoches ou des bobinages assemblés sur des pôles saillantes [1].



Figure 1.11. Rotor de turbine à vapeur industrielle

## **1.2 Phénomène de déséquilibre des pièces tournantes**

Le déséquilibre représente non seulement la source de vibrations la plus courante dans les machines tournantes, mais aussi celle qui est potentiellement la plus destructrice [3]. Il constitue donc le défaut à corriger avant tout autre. Pour y parvenir, il faut d'abord approfondir les connaissances sur le phénomène, sur ses causes et ses effets sur la machine et son environnement immédiat.

### **1.2.1 Définition de déséquilibre des pièces tournantes**

Le déséquilibre, comme il est défini par la norme internationale ISO 1925 "Vibrations mécaniques - Équilibrage - Vocabulaire", est l'état dans lequel se trouve une pièce tournante quand, à la suite de forces centrifuges, une force ou un mouvement vibratoire est communiqué aux paliers qui supportent l'arbre tournant [3]. L'absence ou la présence de forces centrifuges non compensées agissant sur une pièce tournante s'explique essentiellement par

l'absence ou la présence d'un balourd qui est un autre terme couramment employé comme synonyme de déséquilibre.

La mesure quantitative du balourd d'un disque rigide par exemple est obtenue en faisant le produit de la masse  $m$  de déséquilibre par la distance  $r$  qui la sépare de l'axe de l'arbre. La valeur ainsi calculée est appelée valeur du balourd.  $U = mr$  ( $g \cdot mm$ ).

### 1.2.2 Types de déséquilibre

Pour comprendre comment corriger le balourd, il faut connaître la nature des forces en jeu qui dépendent essentiellement du type de déséquilibre. Il est pratiquement impossible de parler des forces de déséquilibre sans inclure les notions de centre de gravité (Cg), d'axe principal d'inertie (API) et de vitesse angulaire ( $\omega$ ). En effet, la définition même des différents types de déséquilibre est fonction de la position du centre de gravité et de l'axe principal d'inertie par rapport à l'axe de l'arbre du rotor [3].

Le centre de gravité d'une pièce tournante est localisé sur un axe où la masse du rotor est également distribuée de chaque côté. On appelle cet axe l'axe principal d'inertie.

La vitesse angulaire d'une pièce tournante quelconque est obtenue en multipliant sa vitesse exprimée en Hz par un facteur  $2\pi \cdot \omega = 2\pi f$  (rad/s).

#### 1.2.2.1 Déséquilibre statique

Le déséquilibre statique est justement défini comme étant la condition dans laquelle se trouve un rotor dont l'axe principal d'inertie est déplacé parallèlement à l'axe de l'arbre (figure 1.12). Lorsque le disque tourne à une vitesse angulaire  $\omega$ , la force centrifuge  $F$  produite par la rotation de la masse de déséquilibre  $m$  est donnée par l'équation  $F = m r \omega^2$ . Cette force centrifuge équivalente à la force produite par le déplacement  $e$  du centre de gravité du disque (Cg) par rapport à l'axe de rotation.

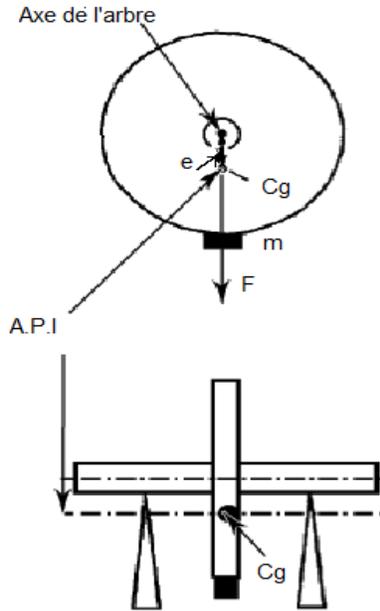


Figure 1.12. Rotor en déséquilibre statique

### 1.2.2.2 Déséquilibre de couple

Le rotor cylindrique (figure 1.13) possède un balourd causé par deux masses  $m_1$  et  $m_2$  de valeur égale, placées de façon symétrique par rapport au centre de gravité, mais dans des positions diamétralement opposées l'une de l'autre. Le rotor est en équilibre statique, c'est-à-dire que le centre de gravité se trouve sur l'axe de l'arbre.

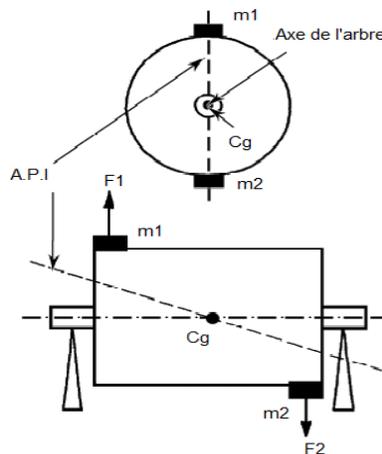


Figure 1.13. Rotor en déséquilibre de couple

### 1.2.2.3 Déséquilibre dynamique

Le déséquilibre dynamique est la condition dans laquelle se trouve un rotor dont l'axe principal d'inertie n'est ni parallèle ni ne coupe l'axe de l'arbre (figure 1.14). Le déséquilibre dynamique est une combinaison d'un déséquilibre statique et d'un déséquilibre de couple ; c'est le type de déséquilibre le plus courant dans les rotors. Pour corriger le déséquilibre dynamique, il faut mesurer les vibrations pendant que le rotor tourne.

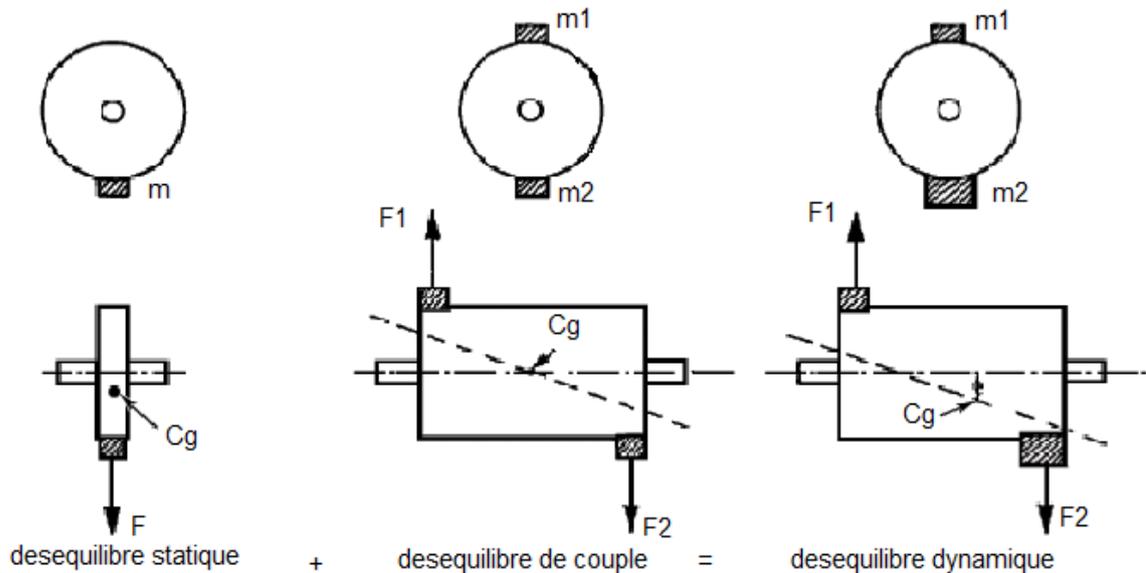


Figure 1.14. Rotor en déséquilibré dynamique

### 1.2.3 Causes principales de déséquilibre

Il existe plusieurs causes de déséquilibre dont on peut citer les principales [3].

#### Non-homogénéité des matériaux

Il existe parfois des cavités dans les rotors en fonte tels les rotors de pompe ou les poulies de grandes dimensions (figure 1.15). Ces cavités, appelées "soufflures de fonte" ou "trous de sable", se forment lors du procédé de moulage. Ces défauts constituent une source potentielle de déséquilibre car un tel défaut ne peut être détecté par une simple inspection visuelle de la pièce.

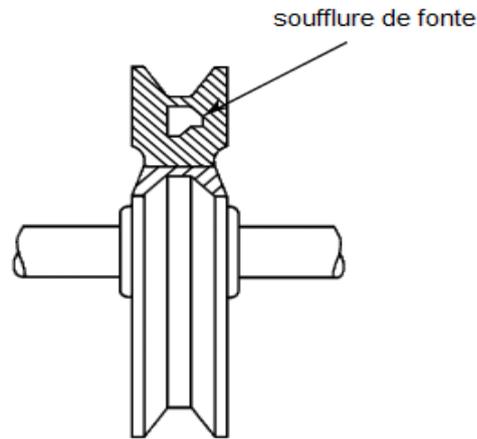


Figure 1.15. Rotor avec soufflure de fonte

### Tolérances de fabrication et d'assemblage

Une des sources courantes de déséquilibre est l'amoncellement de tolérances de jeu possibles dans le montage d'une machine (figure 1.16). Cet exemple est typique de la façon dont les tolérances pour différentes pièces s'accumulent pour produire un déséquilibre.

L'alésage de la poulie est nécessairement plus grand que le diamètre de l'arbre et, lorsqu'une clavette ou une vis d'arrêt est employée, le rattrapage de jeu cause un déplacement de poids de la poulie vers un côté de l'axe de rotation de l'arbre.

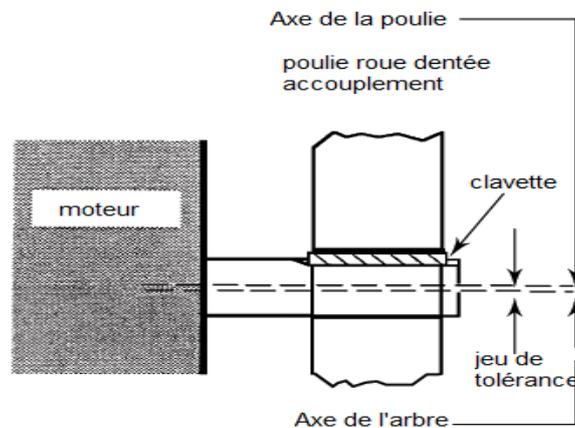


Figure 1.16. Défauts de tolérances de fabrication et d'assemblage

### Modification du rotor en opération

**A) Déformation thermique :** On appelle déformation thermique, la déformation d'un rotor qui se produit à cause d'un changement de température. Le métal se dilate naturellement lorsqu'il est chauffé. Toutefois, il arrive qu'un rotor, à cause d'imperfections mineures et d'un chauffage non uniforme, se dilate inégalement.

Il s'ensuit une déformation thermique du rotor. Ce phénomène est plutôt fréquent dans les moteurs électriques, les compresseurs et les turbomachines qui fonctionnent à des températures élevées. La déformation thermique exige que le rotor soit équilibré à sa température normale de fonctionnement même s'il a été bien équilibré à la température ambiante.

**B) Corrosion et usure :** Les rotors utilisés dans la manutention de produits sont sujets à la corrosion, à l'abrasion ou à l'usure. Le déséquilibre apparaît quand l'effet de la corrosion ou de l'usure n'est pas uniforme sur toute la surface du rotor.

**C) Encrassement :** Les rotors peuvent devenir déséquilibrés à cause de dépôts inégaux de sédiments sur leurs pales dans le cas de ventilateurs ou leurs aubes dans le cas des pompes. L'accumulation graduelle de sédiments augmente le déséquilibre et la vibration qui en résulte peut rapidement devenir excessive. Il arrive que l'encrassement du rotor soit plutôt uniforme, alors que si une partie des dépôts se détache, les problèmes de vibration surgissent.

### 1.3 Développement de la technique d'équilibrage

L'équilibrage est apparu il y a quelques milliers d'années avec les premières roues à eau des moulins à vent. Des problèmes survenaient lorsque ces roues n'étaient pas construites de manière suffisamment symétrique, ou quand le matériau n'était pas d'épaisseur constante ou de dimensions identiques [3]. La roue tendait à tourner jusqu'à la position du point le plus lourd vers le bas, et y restait bloquée lorsque le courant ou le vent était faible. Ce balourd statique, correctement maîtrisé, pouvait être contrebalancé empiriquement par des masses additionnelles  $m$  sur le rayon  $r$  pour obtenir finalement que la roue tourne rond (figure 1.17).

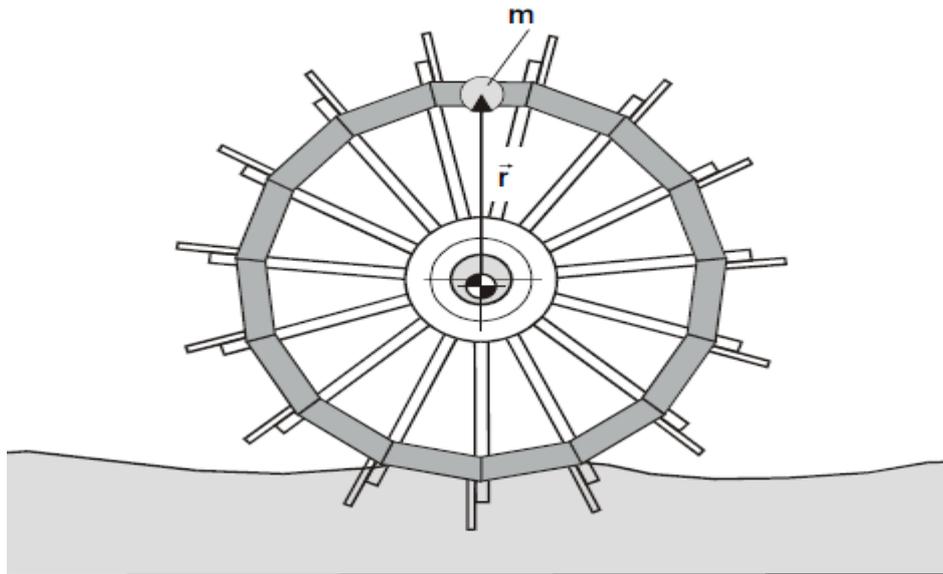


Figure 1.17. Balourd statique sur une roue à eau

### 1.3.1 Définition de l'équilibrage

L'équilibrage est un processus permettant de contrôler la répartition des masses d'un rotor et d'améliorer celle-ci pour maintenir dans des limites acceptables les forces et les vibrations provoquées par les balourds [3]. Elle est considérée aujourd'hui comme absolument nécessaire pour pratiquement tous les rotors, que ce soit pour prolonger la durée de vie de la machine, pour améliorer son fonctionnement ou pour utiliser l'absence de vibrations comme un argument supplémentaire pour la concurrence d'un produit à vendre.

## 1.4 Types d'équilibrage

Selon le nombre de plans de correction, il existe deux types d'équilibrage [1].

### 1.4.1 Equilibrage en un plan

Cet équilibrage est à priori rustique, car on n'agit que sur le mode propre de translation. Il est, donc, moins adapté aux rotors pour lesquels la masse est pratiquement concentrée dans un seul plan et surtout pour des composants individuels avant de les assembler sur un rotor. Pour un rotor simple, la correction devra minimiser les deux signaux aux paliers. Cette situation est gérée par l'électronique des machines à équilibrer.

Lorsqu'on utilise un outillage d'équilibrage, comme un mandrin, il est extrêmement important d'isoler le balourd de montage (excentricité propre au mandrin) de celui propre à la pièce, qui est le seul à corriger. La procédure utilisée consiste à faire plusieurs mesures à différentes positions angulaires relatives de la pièce à équilibrer par rapport à l'outillage. Le balourd de montage ne change pas, alors que celui de la pièce tourne. On choisit, par exemple, deux positions à 180°

(figure 1.18a) ou trois positions à 120° (figure 18b), conduisant à deux ou trois mesures. Le barycentre de la figure géométrique obtenue par l'extrémité des vecteurs de mesure définit le balourd de montage. Le balourd propre à la pièce est le complément des vecteurs vibratoires.

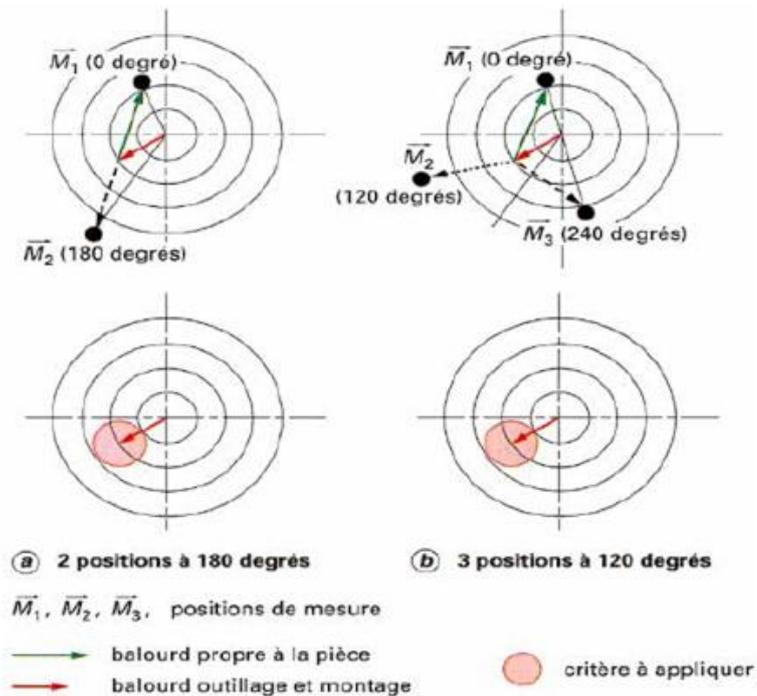


Figure 1.18. Equilibrage en un plan par le retournement de la pièce

### 1.4.2 Equilibrage en deux plans

Cette méthode s'applique pour des rotors relativement courts ou ayant des caractéristiques inertielles assez concentrées et où la masse de la partie centrale s'étale sur une longueur au moins égale au diamètre extérieur. On compense alors les deux modes propres de corps solide de translation et de basculement.

Dans le cas d'équilibrage d'un élément long tel qu'un accouplement, sur un outillage d'équilibrage, on procède à des retournements de 180° ou de 120° comme expliqué pour l'équilibrage en un seul plan. La seule différence est que la recherche du balourd propre à l'outillage est faite dans chacun des deux paliers et non plus en un seul (figure 1.19).

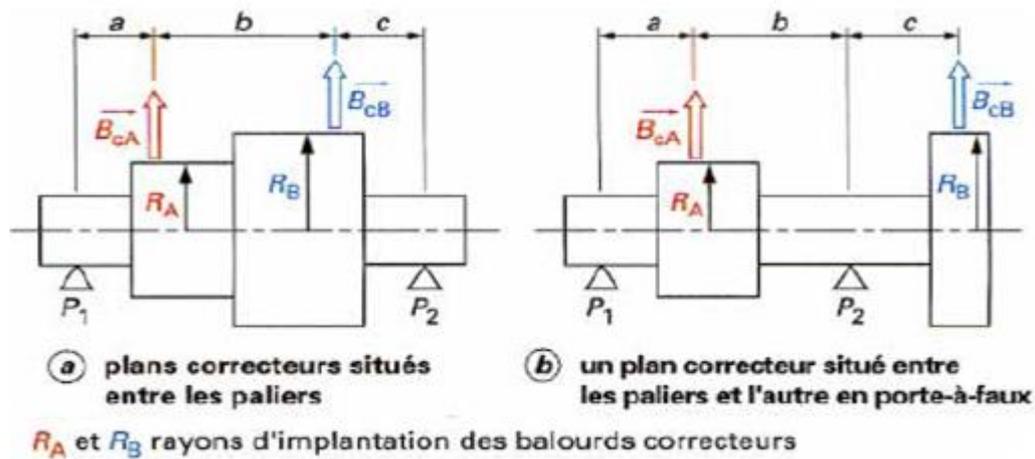


Figure 1.19. Equilibrage de rotors en deux plans

## 1.5 Synthèse des références bibliographiques

La présence des défauts dans les pièces tournantes est inévitable. Le suivi des vibrations a reçu l'attention considérable des chercheurs et des industriels pour détecter la présence d'un déséquilibre.

Les études qui ont été faites sur la dynamique des disques sains en rotation sont nombreuses. Dans les travaux de recherche de Berger et al. [4], une méthode expérimentale d'identification et de localisation des diamètres nodaux d'un disque en rotation a été mise en place pour pouvoir l'insérer dans un système industriel de contrôle actif. Une modulation du signal des déplacements transversaux du disque a permis d'identifier et de positionner les diamètres nodaux de disques axisymétriques ou asymétriques dans un large bande de fréquences des modes considérés en fonction des vitesses de rotation. Jasmine et Gajjar [5] ont étudié la stabilité d'un flux de fluide normale à un disque rotatif sur lequel un champ magnétique uniforme est appliqué mais supposé inchangé par le mouvement du fluide. L'écoulement moyen et les équations linéaires de stabilité sont résolus pour une gamme des paramètres magnétiques champ-force et la nature convective de la stabilité. Ils ont constaté que l'augmentation du paramètre de champ magnétique conduit en général à la stabilisation.

Dans un travail présenté par Koo [6], l'auteur propose un disque rotatif en matériau composite pour augmenter la vitesse critique. L'équation dynamique est formulée par la méthode de Rayleigh-Ritz afin de calculer les fréquences propres et la vitesse critique de rotation. Les fibres pourraient être alignées dans des directions radiales ou circonférentielles pour avoir une orthotropie polaire dans le disque circulaire. Les résultats montrent que le renforcement circonférentiel du

disque est plus efficace pour augmenter la vitesse critique que le celui radial où la vitesse critique est cinq fois supérieure.

Par ailleurs, d'autres études se sont orientées vers l'étude de la dynamique des disques tournants ayant des défauts provoquant des perturbations dans l'état vibratoire de ces pièces. Jai et Lee [7] ont proposé une méthode analytique pour l'analyse des vibrations d'un disque circulaire tournant, avec des imperfections distribuées telles que l'épaisseur non uniforme, la densité, le module de Young, le coefficient de Poisson et la distribution anormale des efforts internes. Après formulation de l'équation linéaire régissant le mouvement du disque, la relation entre chaque imperfection et le groupe des modes dégénérés est dérivée où l'imperfection distribuée, qui est une fonction périodique de la position angulaire, est développée en série de Fourier. La relation simple résultante suggère que l'imperfection d'ordre zéro provoque le décalage des fréquences propres de tous les modes, tandis que l'imperfection harmonique de 2<sup>ème</sup> ordre a comme conséquence un groupe de fréquences propres, avec des amplitudes égales mais avec différents signes, pour une paire de modes originaux dégénérés avec les diamètres nodaux  $m$ .

Dans un travail présenté par You et al. [8], le module de Young, le coefficient de dilatation thermique et la densité sont exprimés en fonction de la coordonnée radiale. Une solution de forme est proposée lorsque des disques circulaires en matériaux fonctionnellement classés sont soumis à une vitesse angulaire constante et un changement en température uniforme. Un excellent accord avec la solution de Mathematica5.0 indique l'exactitude de la solution proposée. Les distributions du déplacement radial et des contraintes dans les disques sont déterminées avec l'approche proposée. L'influence des propriétés matérielles, du changement de température, de la taille géométrique et des différents coefficients de matériels sur les déformations et les contraintes sont étudiées. Huang et Chou [9] ont étudié la vibration transversale d'un disque rotatif. Pour supprimer la vibration, un contrôleur qui pourrait éliminer un nombre infini de modes de vibrations est nécessaire. L'approche de contrôle, basée sur l'emplacement dans des points discrets des actionneurs et des capteurs, est destinée pour le contrôle des schémas simples. En plaçant correctement les actionneurs et les capteurs, le contrôleur possédant un angle de phase entre  $0^\circ$  et  $180^\circ$  et une atténuation satisfaisante d'amplitude, peut mener à l'élimination de tous les modes de vibration excepté les modes de fréquence beaucoup plus élevée. Jieshi et Ren [10] ont présenté une méthode simplifiée pour la détection des dommages basée sur la sensibilité d'un modèle éléments finis adapté. Un algorithme d'optimisation est utilisé pour

minimiser la fonction objective et la méthode proposée est illustrée par un exemple simulé d'une poutre en acier appuyée-appuyée. Hocine et al. [11] ont étudié le comportement thermique d'un disque rotatif soumis à des sources de chaleur surfaciques discrètes. Le modèle analytique est développé pour déterminer la distribution de température en 3D. Les transformées intégrales de Fourier et Henkel sont utilisées pour effectuer les calculs analytiques. L'expression obtenue par cette voie est explicite et permet de calculer la température sans restriction sur la vitesse de rotation et les valeurs des propriétés physiques. Certaines applications industrielles sont concernées par ce calcul tel que le contact entre plaquette et le disque dans les systèmes de freinage ou les dispositifs tribologiques pion-disque. Alexandrova et Alexandrova [12] ont étudié un disque tournant anisotrope. Pour incorporer l'effet de l'anisotropie dans le fluage plastique, le critère de rendement orthotrope quadratique de Hill et son règle de flux associés sont adoptés. Une solution semi-analytique est obtenue. La solution est illustrée par des calculs numériques montrant divers aspects de l'influence de l'anisotropie plastique sur la répartition des contraintes dans le disque en rotation.

L'influence des défauts des pièces brutes, ceux d'usinage et de montage des pièces tournantes, causes de déséquilibre de fonctionnement, ont fait l'objet de plusieurs études. Dans les travaux de recherche de Kruse et Pierre [13], les résultats d'une étude expérimentale sur la réponse dynamique libre des disques à lames sont montrés. Deux cas expérimentaux sont considérés : un disque à douze lames réparties périodiquement avec des longueurs égales et un correspondant qui comporte des lames avec des longueurs légèrement différentes et réparties d'une façon non égale. Dans l'expérience, les modes des deux systèmes sont identifiés. Ils ont trouvés que les formes des modes sont elles-mêmes cycliques pour le premier disque; cependant, une petite non uniformité de la lame peut changer les formes des modes et causer la concentration de l'énergie vibratoire. Un excellent accord qualitatif et quantitatif est obtenu entre les mesures expérimentales et les résultats obtenus par analyse éléments finis. Zhu et al. [14] ont proposé une méthode de détection des défauts de rugosité extérieure d'un disque dur dans le cas dynamique, basée sur la technique de mesure par Laser. L'idée est de mesurer l'amplitude d'oscillation et les défauts du disque dur tournant à grande vitesse. La source de lumière laser, le système optique de Doppler, le détecteur et le système de traitement des données ont été intégrés dans le système expérimental. La technique développée peut être utile pour le contrôle de qualité en temps réel dans des processus de production en série. Dans sa thèse [15], Corduan a présenté une étude basée sur des essais, afin de comprendre le phénomène des vibrations

pendant le fraisage de finition des plaques minces pour simuler des aubes des turbocompresseurs hautes pressions aéronautiques. La géométrie et le comportement dynamique de telles pièces induisent des vibrations lors de leur usinage de finition qu'il est difficile à éliminer. Dans un second temps des simulations ont été réalisées avec une méthode reposant sur la discrétisation temporelle. Par la suite, une comparaison entre expérimentation et simulation a été effectuée. Les résultats expérimentaux ont été comparés avec ceux issus d'une simulation temporelle et une bonne corrélation entre les différentes zones vibrées a pu être observée. Bhowmick et al. [16] ont proposé une méthode numérique pour étudier les états de contrainte et de déformation de disques rotatifs en utilisant la méthode variation elle en prenant le champ radial de déplacement comme variable inconnue. Assumant une approximation en séries selon le principe de Galurin, la solution de l'équation partielle de mouvement est obtenue. L'analyse est effectuée pour différents géométries de disque pour montrer l'effet des paramètres de la géométrie et de chargement sur les états de contrainte et de déformation. La vitesse angulaire limite des disques est également calculée pour différents paramètres de système et rapportée en forme sans dimensions. La méthodologie proposée est robuste, stable et réaliste en comparaison avec d'autres chercheurs.

## **1.6 Position du problème**

Les disques sont des éléments essentiels dans nombreux mécanismes tournants tels que les aubages de turbines, les turbocompresseurs, les ventilateurs, etc. Dans ce projet, les caractéristiques dynamiques des disques sains et avec excentricités d'usinage seront déterminées expérimentalement. L'idée est de voir l'influence de ces excentricités sur le comportement dynamique de ces disques en rotation en mesurant les signaux et les autospectres correspondants afin de déterminer si un déséquilibre se manifeste ou pas. Cette procédure permettra de choisir la meilleure méthode d'usinage de façon que l'équilibre soit assuré.

## **Chapitre 2**

# **Impact des défauts d'usinage et de montage sur le comportement dynamique des disques**

## Introduction

La présence des défauts d'usinage sont inévitables quelque soit le processus technologique utilisé. L'ampleur de ces défauts peut perturber le comportement dynamique des pièces tournantes s'ils ne sont pas contrôlés avec rigueur. Plus que ça, le comportement dynamique peut être encore fortement perturbé si les défauts d'usinage sont combinés avec les défauts de montage résultant de non respect des principes de montage.

### 2.1 Défauts d'usinage

Parmi les défauts d'usinage les plus importants qui influent sur le comportement dynamique des pièces tournantes, on trouve le défaut de coaxialité.

#### 2.1.1 La coaxialité

Le défaut de coaxialité est représenté par la position relative de deux surfaces cylindriques supposées avoir le même axe de référence. La tolérance de coaxialité est limitée par la zone cylindrique dont l'axe coïncide avec l'axe de référence (figure 2.1).

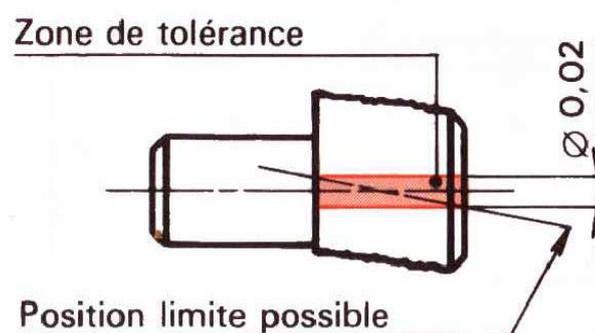


Figure 2.1. Tolérance de coaxialité

#### 2.1.2 Mise en position des pièces pour l'usinage

Mettre une pièce en position d'usinage, c'est choisir le nombre et la disposition des appuis [17]. Dans le cas d'une seule pièce, celle-ci reprend toujours la même position si on la monte et démonte plusieurs fois. La position des usinages réalisés est définie par rapport au référentiel de la pièce déterminé par les appuis. Si plusieurs pièces sont placées successivement sur les appuis, les usinages réalisés auront sur chaque pièce des positions en rapport direct avec le référentiel de la pièce défini par les appuis.

### 2.1.3 Le maintien en position des pièces pour l'usinage

Maintenir une pièce en position d'usinage, c'est de garantir le contact des surfaces d'appui avec les surfaces correspondantes du porte-pièce pour s'opposer aux sollicitations imposées à la pièce par les efforts de coupe.

Les éléments de serrage doivent permettre un serrage rapide et efficace pour assurer le contact permanent de la pièce sur ces appuis. Ils doivent être adaptés aux conditions économiques de fabrication. On utilise des montages standards pour le travail unitaire et des montages spéciaux pour les travaux de série pour permettre une introduction facile et rapide des pièces. Par contre, ils ne doivent pas entraver la trajectoire des outils et ne provoquent pas des déformations locales ou générales de la pièce.

Pour sélectionner un dispositif de maintien en position, il faut connaître ou estimer l'ensemble des actions de coupe appliquées par l'outil sur la pièce, les actions résultantes de l'excentration du centre de gravité lorsqu'il s'agit d'une pièce soumise à rotation.

On distingue plusieurs types de serrage: [18]

- Les serrages mécaniques par vis, par cames, par étaux et par mandrins sont très utilisés en travail unitaire et en petite série. L'effort de serrage est fonction de l'opérateur, il n'est pas constant ;
- Les serrages hydrauliques et pneumatiques sont plus particulièrement réservés aux travaux de série. Le serrage est fourni par un fluide sous pression, l'effort peut être dosé avec précision ;
- Les serrages magnétiques sont surtout destinés aux travaux de rectification pour des pièces ferromagnétiques ;
- Les serrages par aspiration sont réservés pour la fixation des pièces plates de grandes dimensions (usinage des panneaux en aviation).

Les pièces usinées sont souvent caractérisées par l'existence d'alésage ou d'arbre. Le problème consiste à mettre, par rapport à un référentiel donné, l'axe de l'alésage ou de l'arbre suivant une tolérance donnée, de telle sorte que cet axe occupe une position connue. Dans le cas d'utilisation des centreurs à dimension fixe tels que les mandrins lisses, la mise en position axiale de la pièce se traduit par un ajustement avec serrage ou avec jeu. L'immobilisation de la pièce en rotation est assurée par l'action du serrage (figure 2.2).

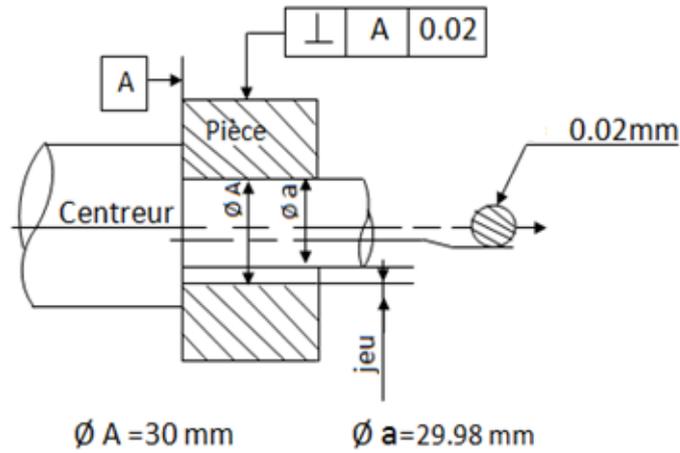


Figure 2.2. Montage sur centreur long

Dans le cas d'utilisation des centreurs à dimension variable, on utilise des mandrins à serrage concentrique ou des mandrins expansibles. Ces derniers permettent une plus grande précision en coaxialité dans la mise en position de la pièce et une liaison par adhérence qui autorise un usinage en finition avec des efforts de coupe très limités.

Les différents montages que l'on peut réaliser à l'aide des équipements standards du tour sont présentés sur la figure 2.3. Les défauts d'usinage des pièces et les tolérances correspondantes dépendent de la nature du montage utilisé.

Type de montage	Modélisation de la liaison	Schéma du montage	Accessoires utilisés	Erreur de reprise (coaxialité)
Montage en l'air	<p>Pour le respect de la liaison <math>L_s</math> ne doit pas être inférieure à <math>0,7 D</math>.  <math>L_s &gt; D</math> souhaitable</p>		<p>Mandrin <u>3 mors durs</u> à serrage concentrique + butée</p> <p><math>L</math> doit être limitée en fonction des efforts de coupe et du diamètre de la pièce</p>	0,1maxi

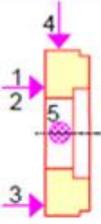
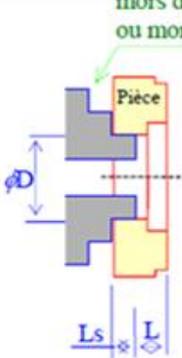
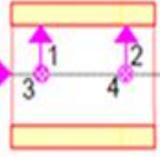
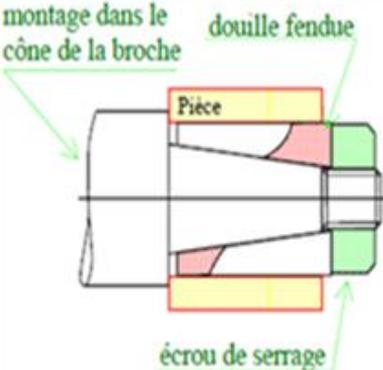
<p>Montage en l'air (prise de pièce par l'intérieur)</p>	 <p>Pour le respect de la liaison <math>L_s</math> ne doit pas être supérieure à <math>0,5 D</math>  <math>L_s &lt; 0,5 D</math></p>	<p>mors durs striés ou mors doux</p> 	<p>Mandrin 3 mors <u>durs</u> ou <u>doux</u> à serrage concentrique</p> <p><math>0,1\text{maxi}</math> (m.durs)  <math>0,05\text{maxi}</math> (m.doux)</p> <p>L doit être limitée en fonction des efforts de coupe et du diamètre de la pièce</p>	
<p>Mandrin expansible</p>		<p>montage dans le cône de la broche</p>  <p>Exemple de mandrin expansible</p>	<p>Mandrin expansible à douille fendue monté dans le cône de la broche du tour</p> <p><math>0,01\text{maxi}</math></p>	

Figure 2.3. Différents montages d'usinage standards du tour

### 2.1.4 Mesure d'un écart de coaxialité

Si la surface cylindrique extérieure est parfaitement circulaire, on utilise le comparateur (figure 2.4) pour mesurer l'écart entre les surfaces coaxiales.

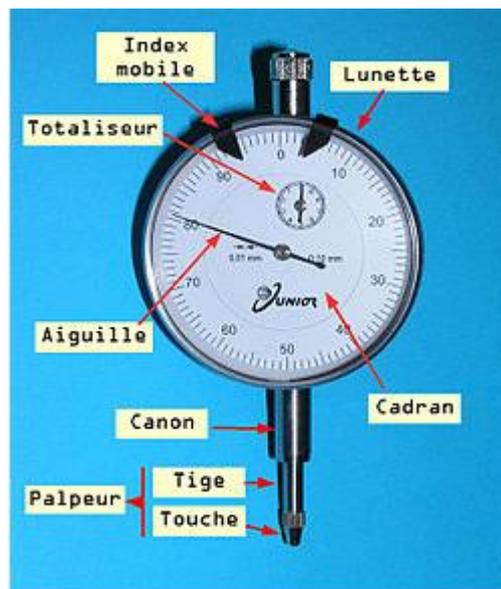


Figure 2.4. Comparateur mécanique à cadran à tige rentrante radiale

Le principe de mesure de la coaxialité d'une pièce cylindrique, le comparateur est placé sur le petit rayon de la pièce en prenant ce point comme zéro. En faisant pivoter la pièce sur son axe de référence, l'aiguille passera par un maximum et affiche la variation du rayon (figure 2.5).

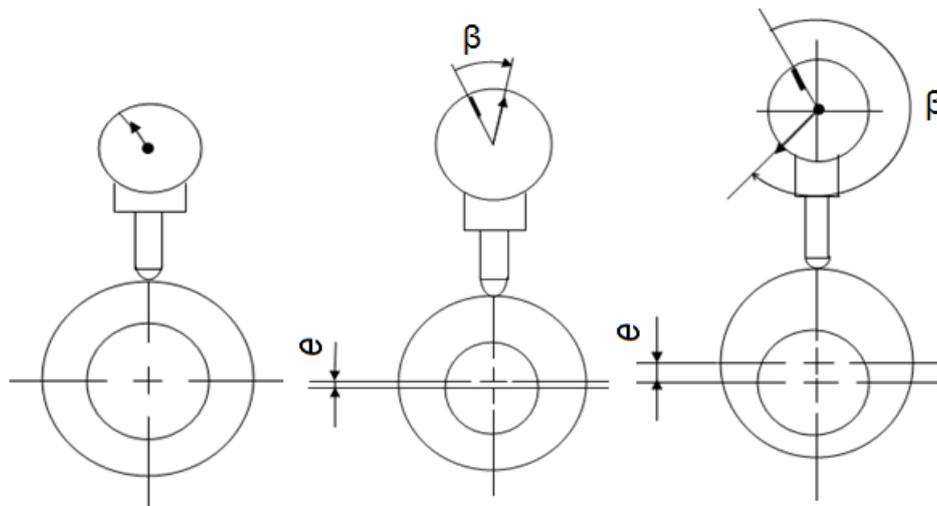


Figure 2.5. Principe de mesure d'une ovalisation avec un comparateur à cadran

## 2.2 Défauts du montage

Les pièces ont des dimensions avec tolérances et une fois assemblées, les réglages ou retouches doivent garantir le jeu fonctionnel qui est un espace réserve entre les surfaces de deux pièces en mouvement relatif pour permettre la lubrification. Par contre, Il peut être considéré comme défaut si le fonctionnement exige que le jeu ne doit pas exister.

Le contrôle des jeux peut être réalise, avant assemblage, par mesure des dimensions fonctionnelles sur les pièces concernées et le calcul du jeu résultant. Cette solution est imparfaite car elle ne tient pas compte des variations dues aux défauts de forme et de position au moment de l'empilage. Après assemblage, la mesure directe du jeu est réalisée à l'aide de cales paillettes [18].

## 2.3 Dessin de définition des disques

Pour réaliser notre étude, nous proposons trois disque de même dimensions mais ayant des coaxialités différentes. Le premier disque, nommé D1, a une coaxialité de 0.04mm. Le second, nommé D2, a une coaxialité de 0.62mm. Le troisième disque, nommé D3, a une coaxialité de 3.2mm.

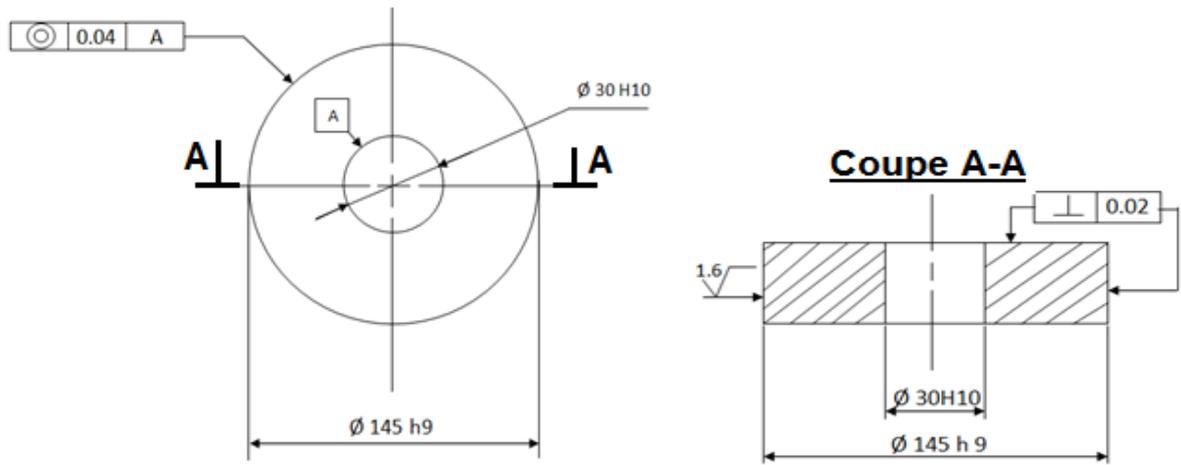


Figure 2.6. Dessin de définition du disque 1

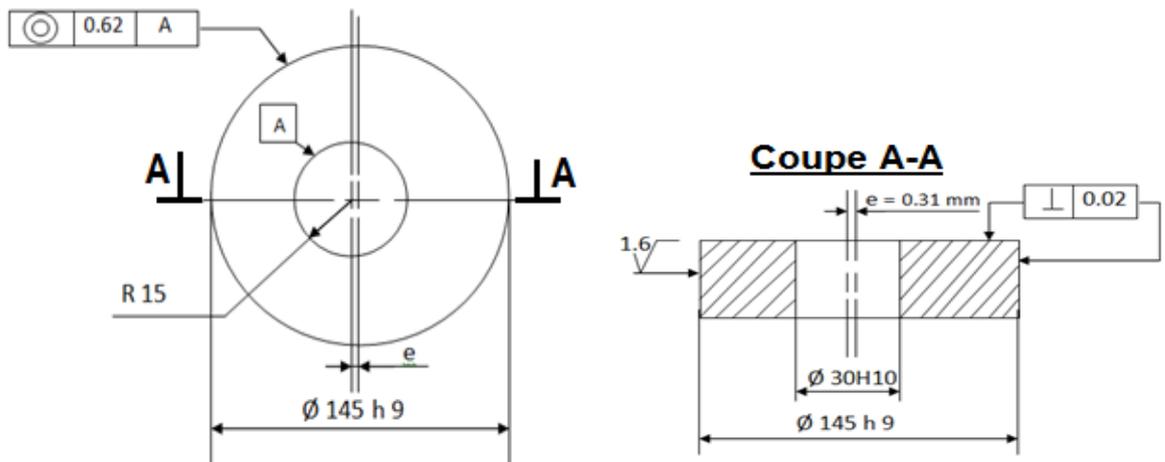


Figure 2.7. Dessin de définition du disque 2

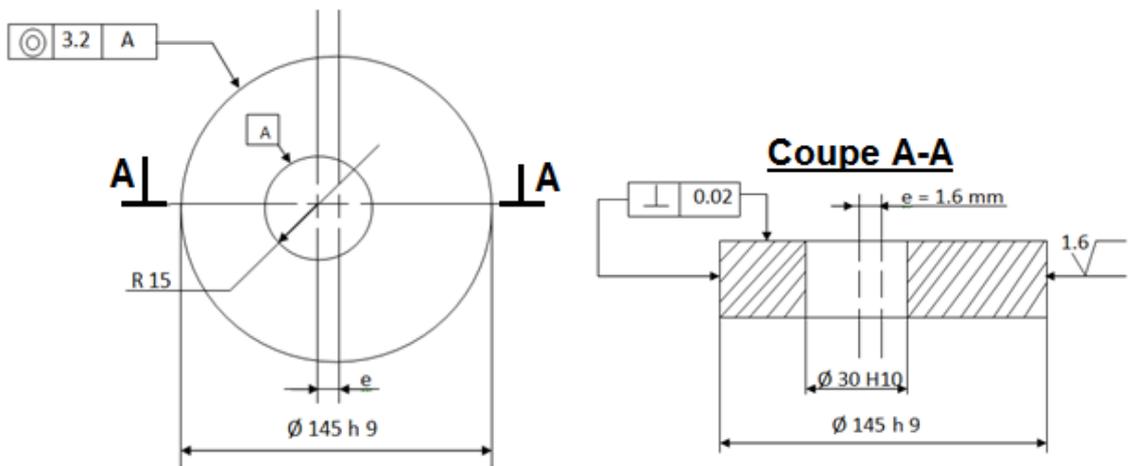


Figure 2.8. Dessin de définition du disque 3



Les mesures de vibrations ont été réalisées au cours de rotation du disque en utilisant un analyseur B&K 2035 et un accéléromètre de sensibilité  $3.16\text{pc/m/S}^2$  montée sur le palier avant de labroche. La durée de mesure est fixée à 1S et la bande de fréquence est choisie entre 0 et 800Hz (figure 2.10).



Figure 2.10. Montage expérimental pour la mesure vibratoire

Les signaux et autospectres correspondant sont présentés par les figures (2.11-2.19). Les mesures ont été réalisées à trois vitesses de rotation différentes 500tr/min, 1000tr/min et 2000tr/min correspondant théoriquement à 8.33Hz, 16.66Hz et 33.33Hz respectivement.

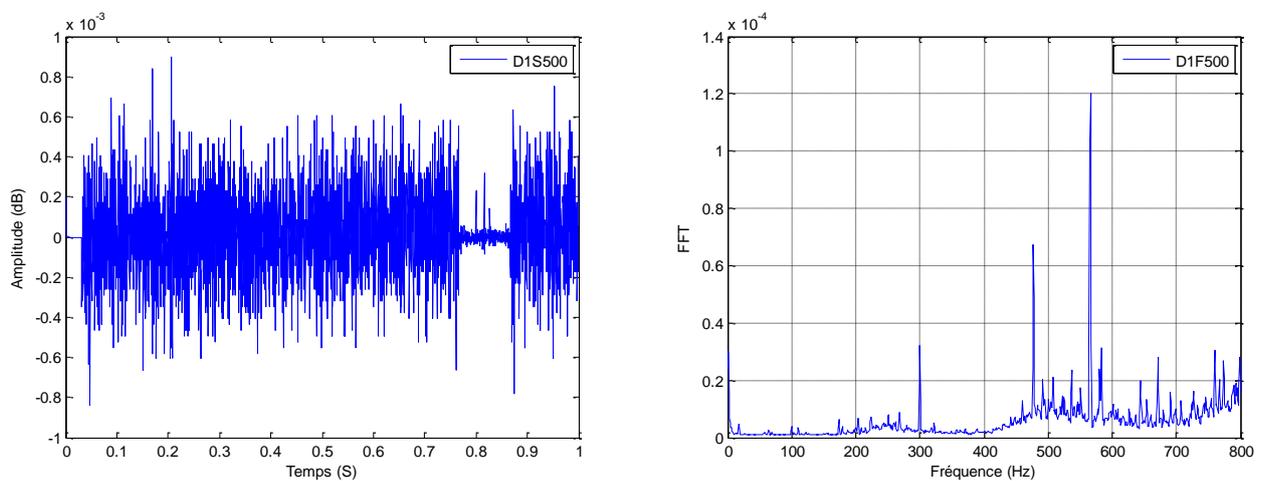


Figure 2.11. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 500 tr/min

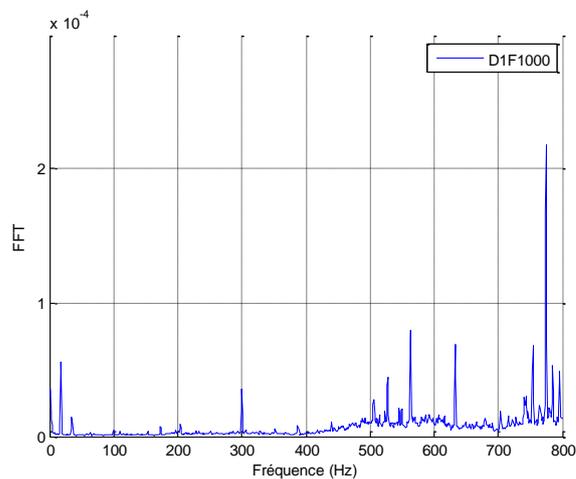
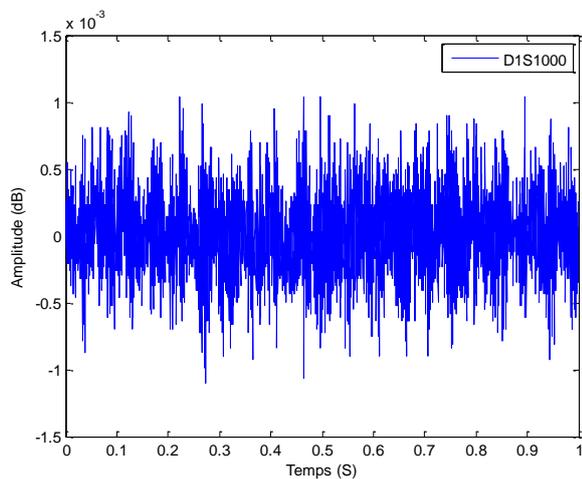


Figure 2.12. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 1000 tr/min

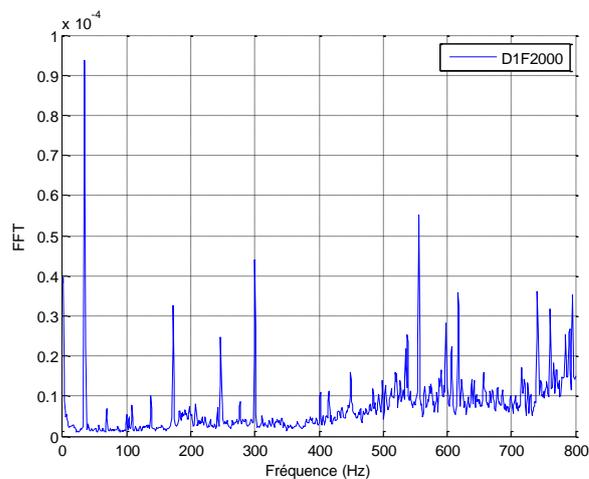
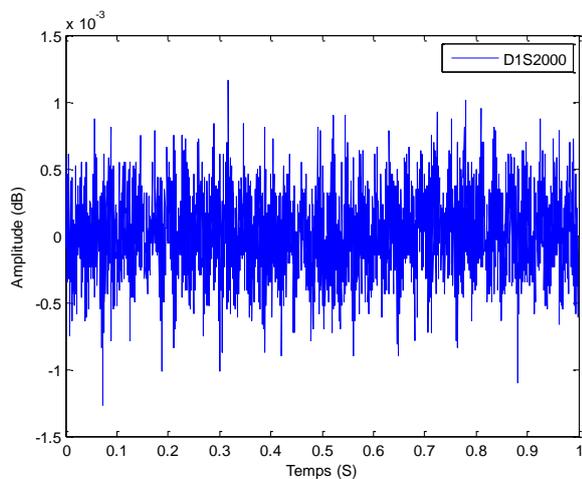


Figure 2.13. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 2000 tr/min

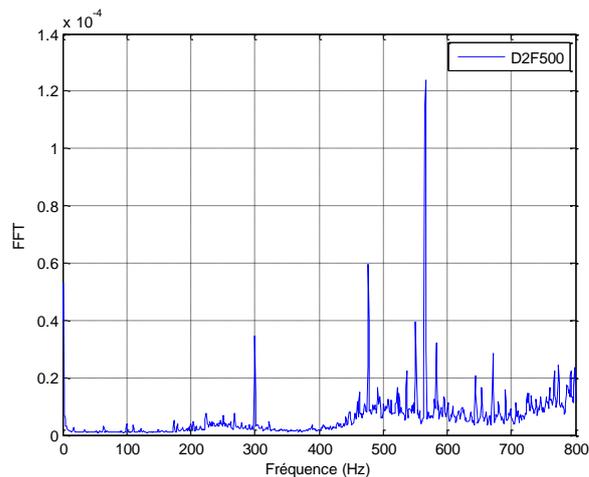
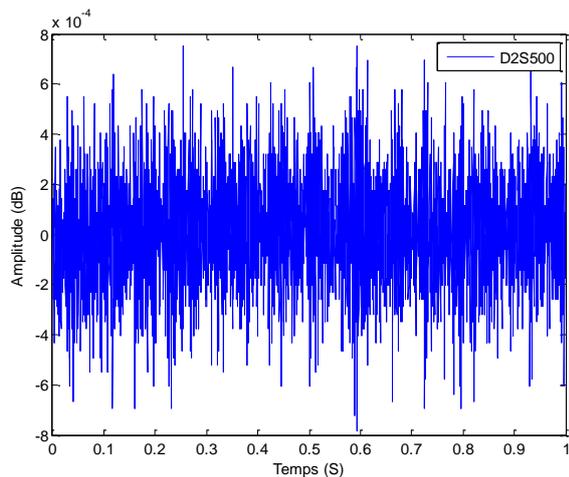


Figure 2.14. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 500 tr/min

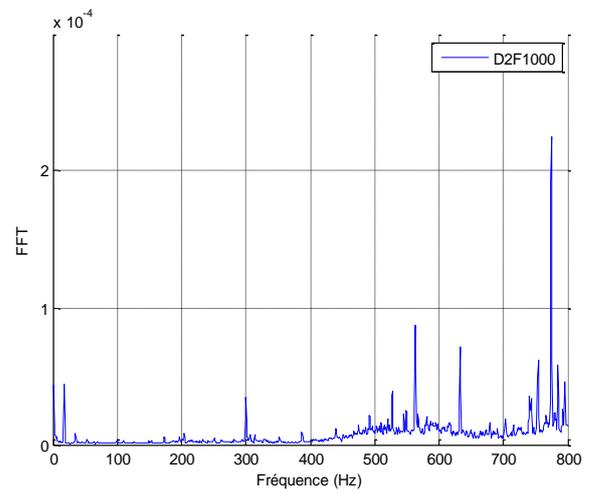
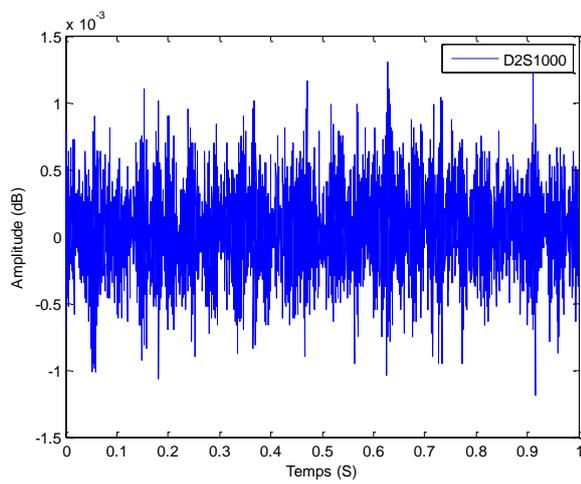


Figure 2.15. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 1000 tr/min

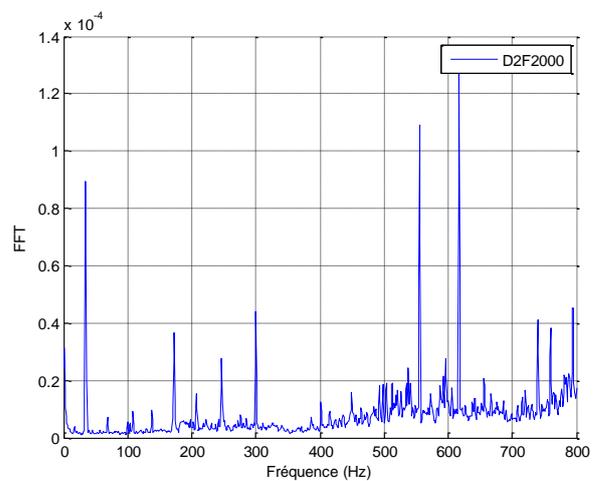
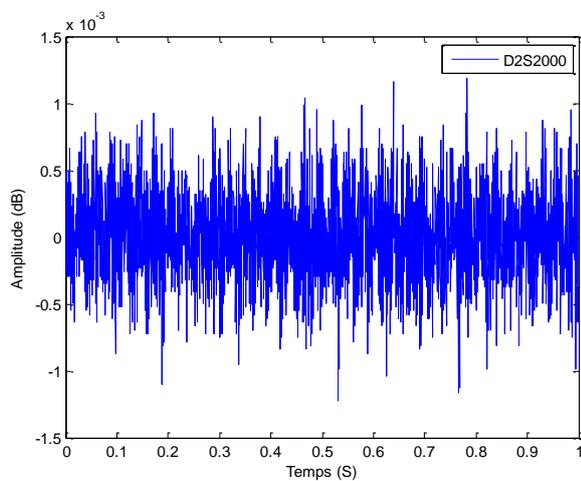


Figure 2.16. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 2000 tr/min

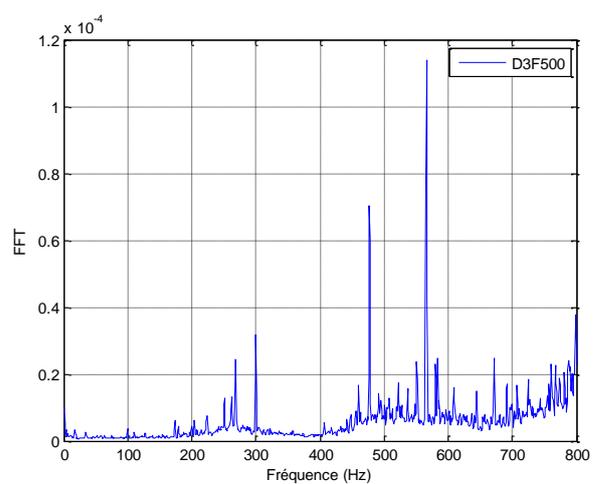
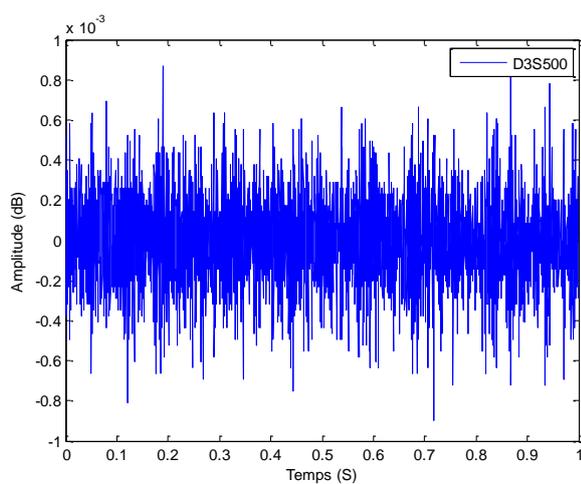


Figure 2.17. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 500 tr/min

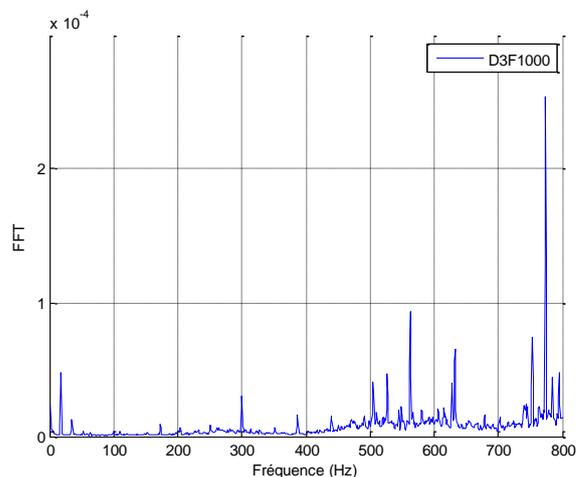
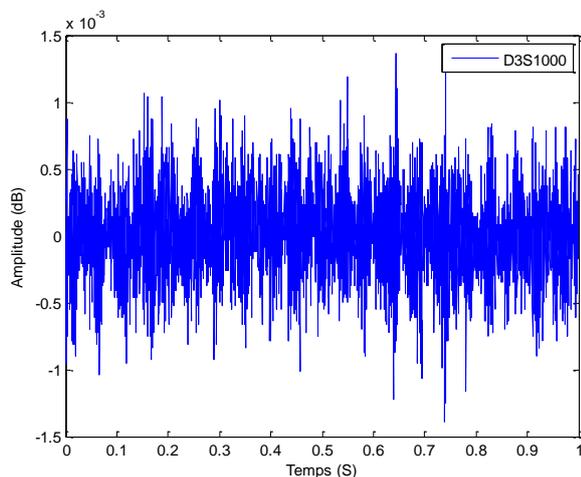


Figure 2.18. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 1000 tr/min

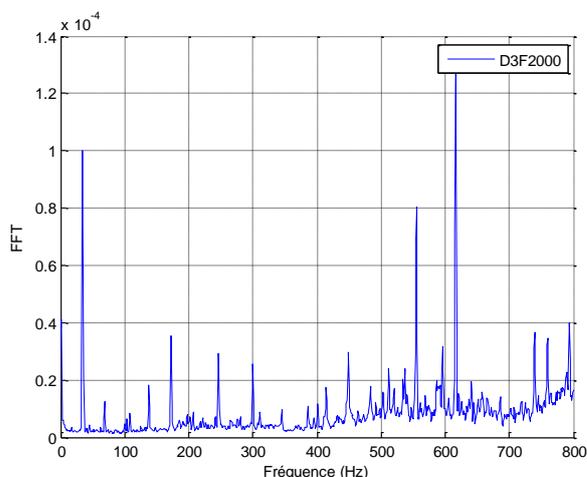
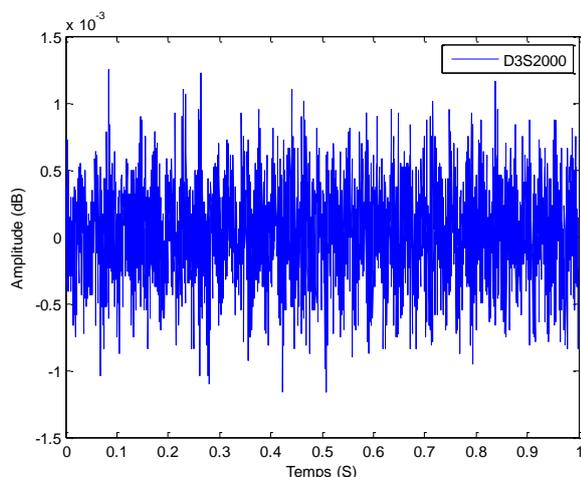


Figure 2.19. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 2000 tr/min

Pour montrer l'influence de la vitesse de rotation sur le comportement dynamique de chaque disque, les signaux et les autospectres correspondants sont présentés par les figures (2.20-2.22).

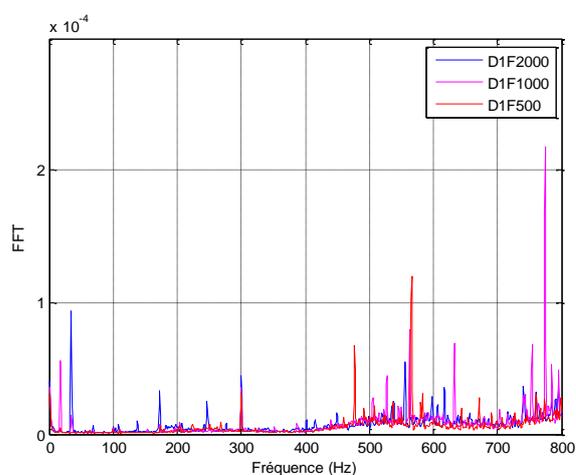
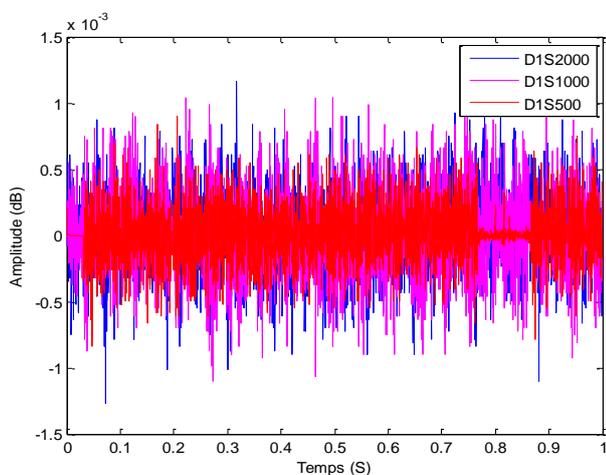


Figure 2.20. Signaux et autospectres mesurés lors de la rotation du disque 1 à différentes vitesses

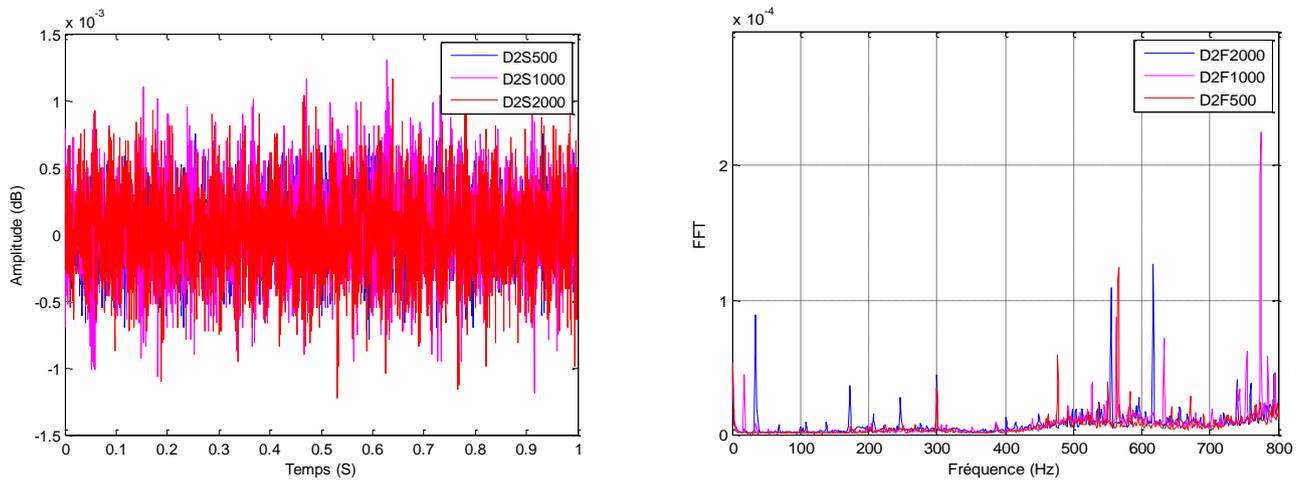


Figure 2.21. Signaux et autospectres mesurés lors de la rotation du disque 2 à différentes vitesses

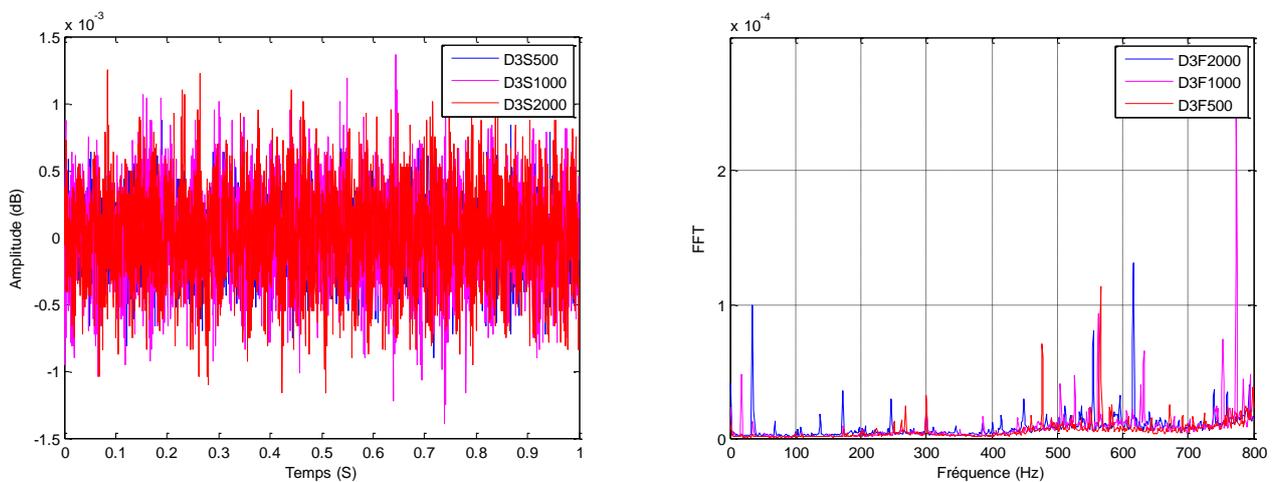


Figure 2.22. Signaux et autospectres mesurés lors de la rotation du disque 3 à différentes vitesses

Les résultats montrent que l'amplitude des vibrations augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Par ailleurs, la comparaison entre l'amplitude de l'autospectre à la fréquence 33,33Hz et la deuxième harmonique de la fréquence 16,66Hz et la quatrième harmonique de la fréquence de 8,33Hz montre que l'amplitude augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

A titre d'exemple, Les valeurs affichées sur la figure 2.23 pour le disque 3 sont les suivantes :

- $2,75 \cdot 10^{-6}$  pour la vitesse de rotation de 500 tr/min ( $8,33\text{Hz} \times 4 = 33,33\text{Hz}$ ) ;
- $1,24 \cdot 10^{-5}$  pour la vitesse de rotation de 1000 tr/min ( $16,33\text{Hz} \times 2 = 32,66\text{Hz}$ ) ;
- $10^{-4}$  pour la vitesse de rotation de 2000 tr/min (33.33Hz) ;

Expérimentalement, la fréquence qui s'affiche est de 35Hz.

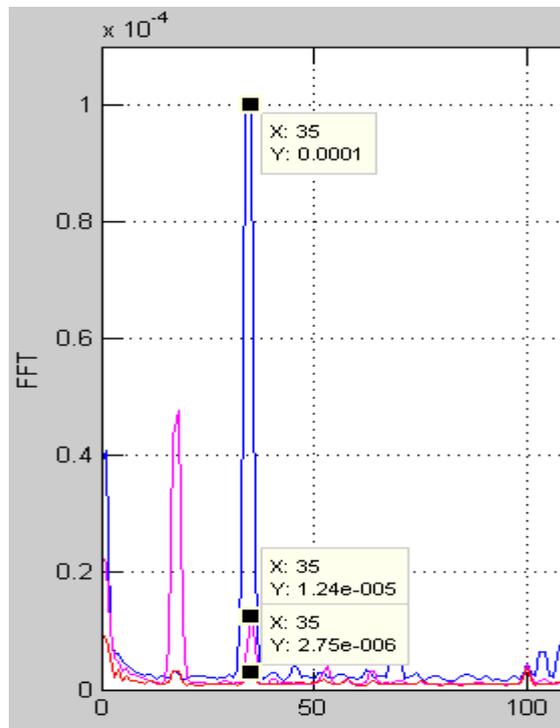


Figure 2.23. Zoom sur l'autospectre de la figure 2.22.

Pour voir l'effet de la coaxialité sur le comportement dynamique de différents disques, nous avons superposé les signaux et les autospectres correspondants pour la vitesse de rotation la plus haute (figure 2.24).

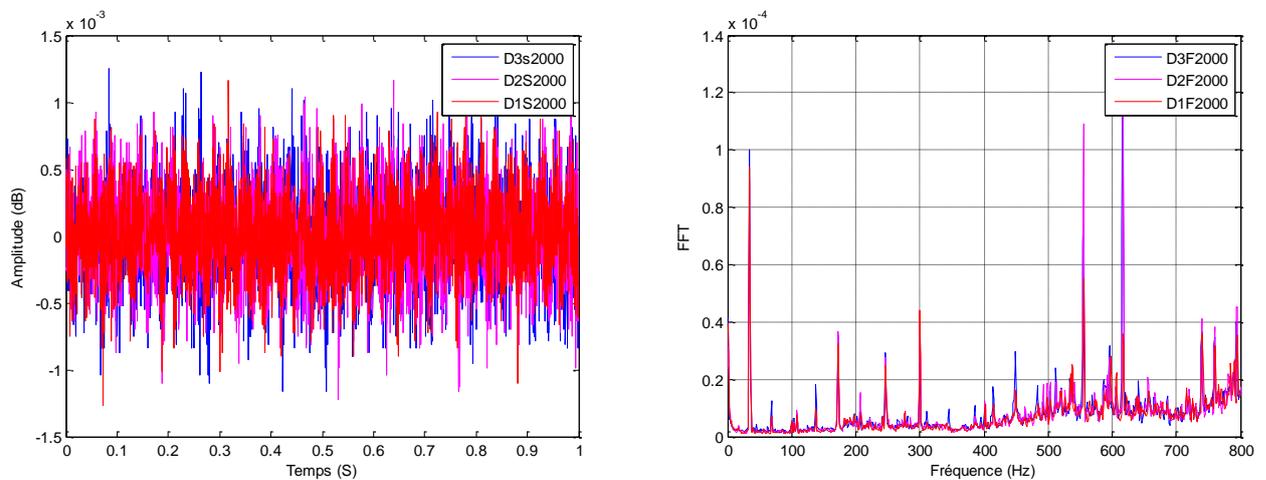


Figure 2.24. Signaux et autospectres des disques 1, 2 et 3 à 2000 tr/min.

Les résultats montrent que l'amplitude des vibrations augmente avec l'augmentation de la valeur de la coaxialité. Plus le défaut est important plus l'effet de balourd est beaucoup plus prononcé causant des vibrations plus importantes. Par ailleurs, la comparaison entre l'amplitude de l'autospectre à la fréquence 617Hz par exemple affiche la même tendance pour des valeurs (figure 2.25) pour la même vitesse de rotation. Nous constatons que l'amplitude la plus faible est

attribuée au disque ayant une faible coaxialité, puis la coaxialité moyenne puis la plus grande. Les valeurs sont les suivantes :

- $3,59 \cdot 10^{-5}$  pour le disque 1 ;
- $1,27 \cdot 10^{-4}$  pour le disque 2 ;
- $1,31 \cdot 10^{-4}$  pour le disque 3.

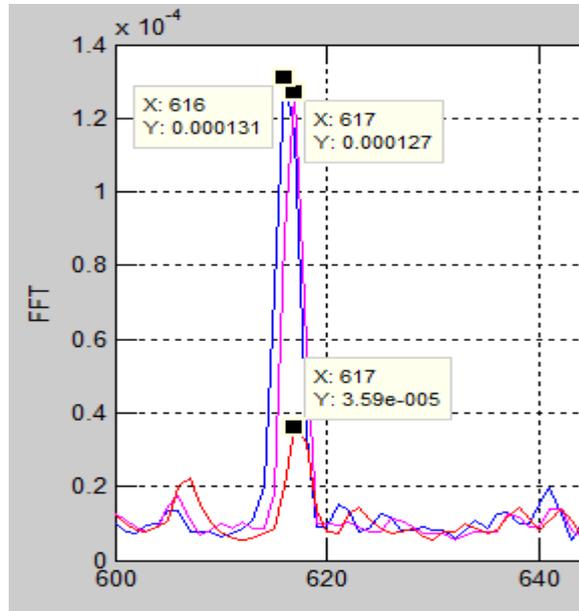


Figure 2.25. Autospectres des trois disques à 2000 tr/min.

## Conclusion

D'après les résultats présentés auparavant, on peut dire qu'il est impératif de contrôler les défauts d'usinage en particulier ceux qui influencent le comportement dynamique des pièces tournantes. La coaxialité en fait partie de ces défauts à contrôler puisqu'elle est synonyme d'une répartition inégale de la matière et peut générer des balourds importants lors du fonctionnement des pièces.

## 2.6 Résultats des mesures vibratoires des disques dans le cas de présence d'un défaut de montage

Pour réaliser un défaut de montage, nous avons confectionné un arbre lisse étagé avec une coaxialité de 0.38mm. L'arbre est monté sur le mandrin du tour et le disque est monté sur le même mandrin mais sur la partie décalée. La même procédure de mesure de vibrations a été adoptée. Nous avons relevé les entraxes dans la position maximale et minimale du disque. Les valeurs de l'entraxe minimal

et maximal mesurées par le comparateur sont 0.77mm et 1.17mm respectivement pour le disque 2 et 1.70mm et 1.96mm respectivement pour le disque 3.

Pour vérifier l'influence des défauts de coaxialité dans le cas de présence d'un défaut de montage et d'usinage, nous présentons sur les figures (2.26-2.38) les signaux et spectres correspondants qui sont mesurés à trois vitesses de rotation différentes.

Dans le cas du disque 1, supposé avoir une coaxialité exigée par le dessin de définition, seul le défaut de montage est considéré. Par contre pour les deux autres disques, une combinaison des deux défauts est prise en compte. Deux configurations de montage peuvent avoir lieu : Si les deux défauts ont la même direction, le défaut total qui est une somme des deux aura une valeur maximale. Dans le cas contraire, le défaut total est considéré comme une soustraction des deux défauts dont la valeur sera minimale.

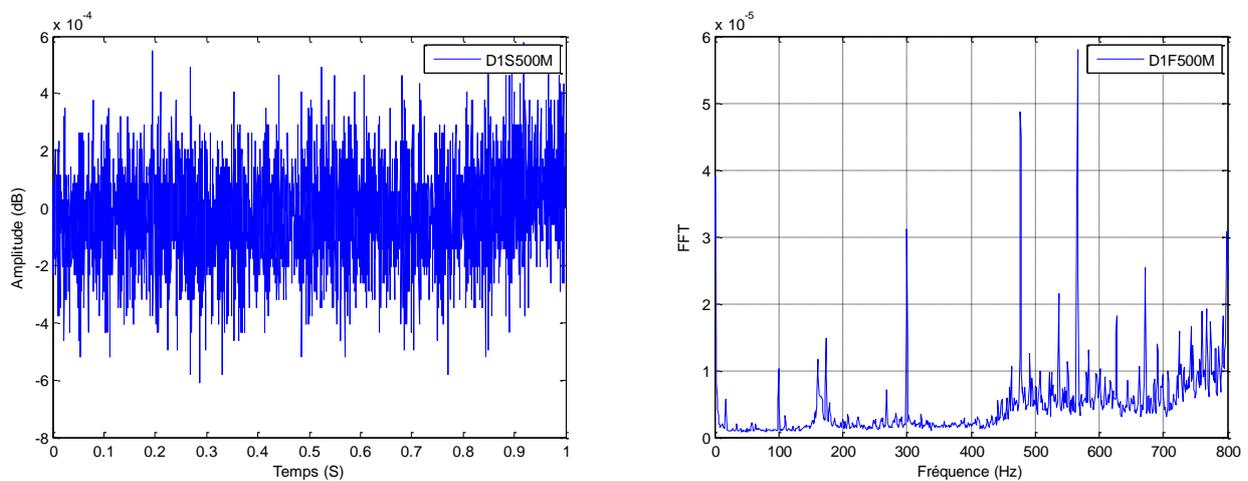


Figure 2.26. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 500 tr/min

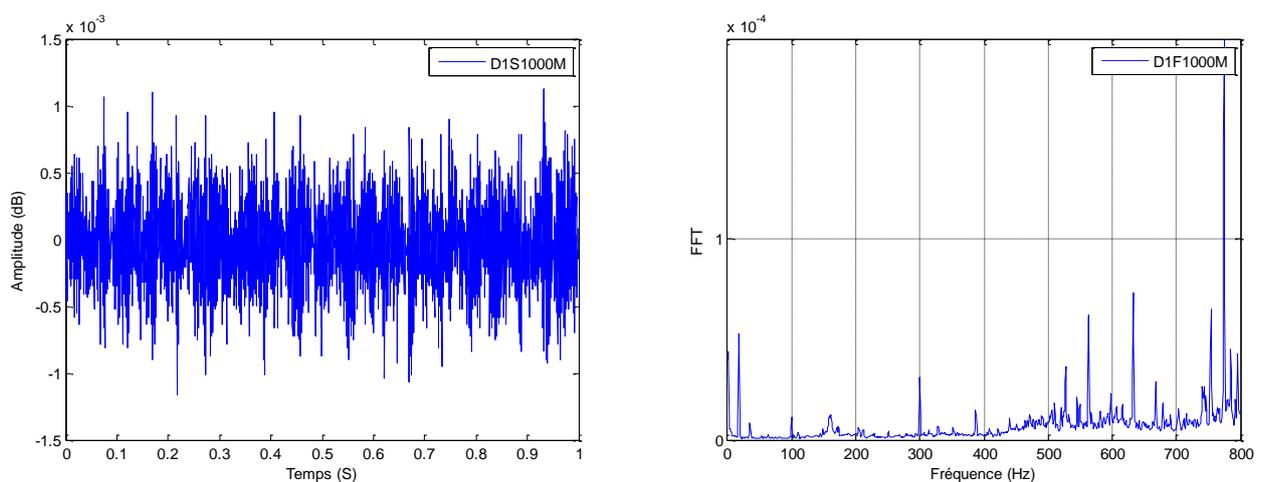


Figure 2.27. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 1000 tr/min

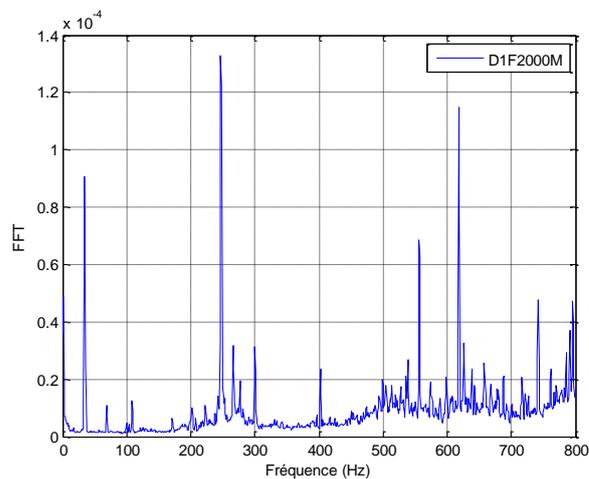
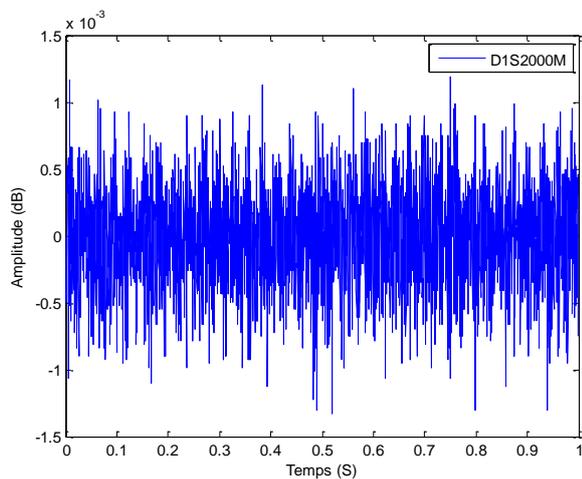


Figure 2.28. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 1 à 2000 tr/min

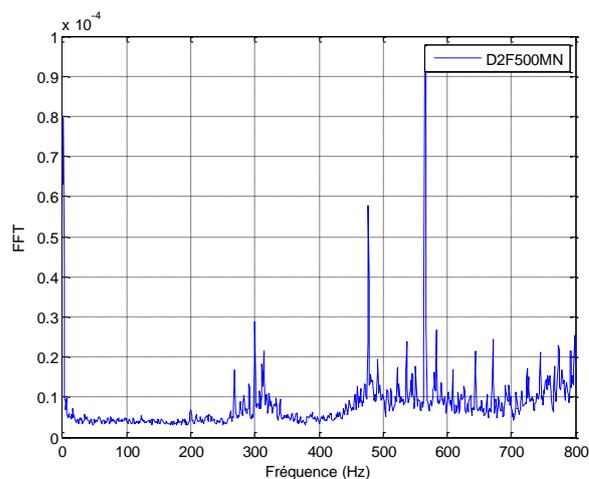
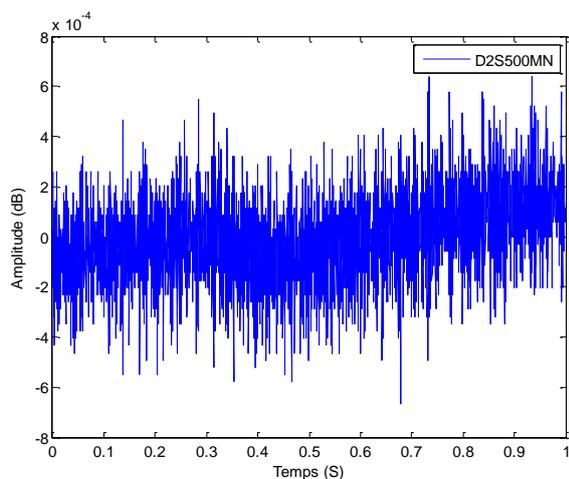


Figure 2.29. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 500 tr/min

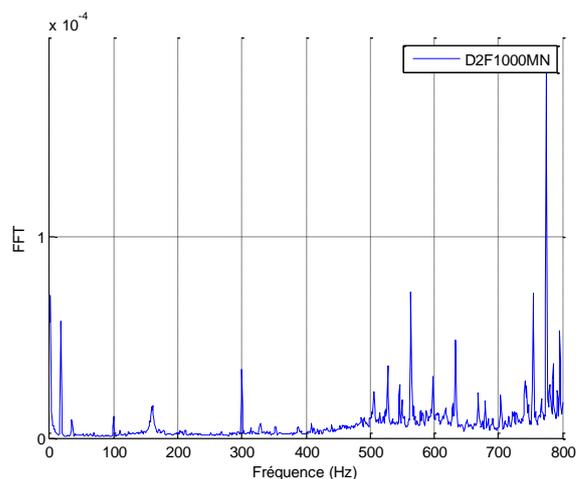
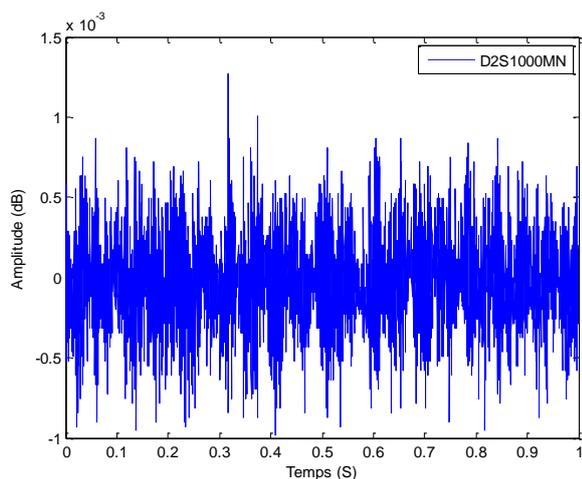


Figure 2.30. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 1000 tr/min

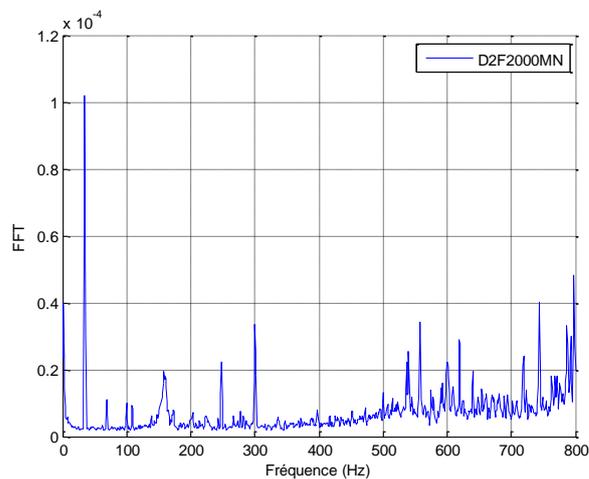
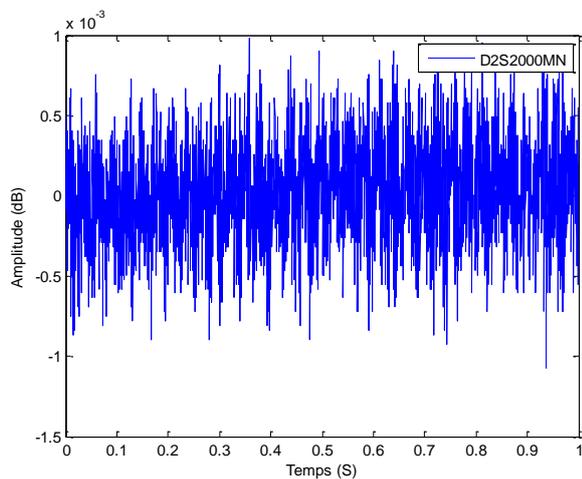


Figure 2.31. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 2000 tr/min

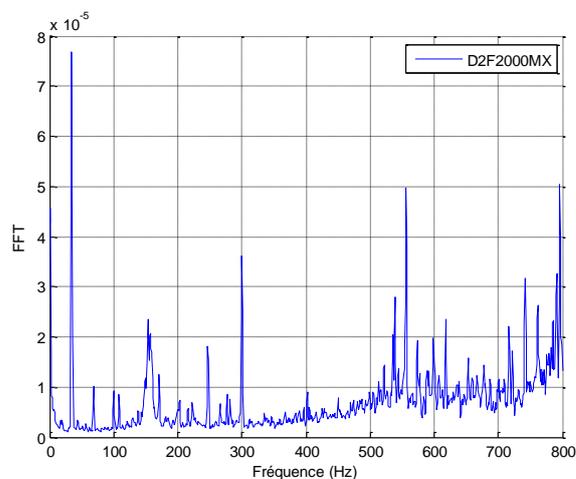
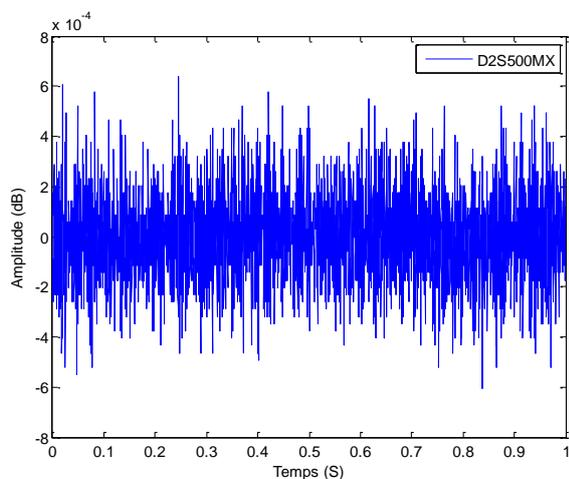


Figure 2.32. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 500 tr/min

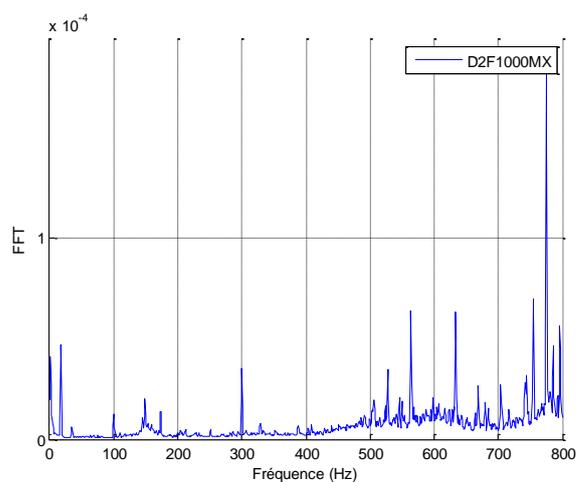
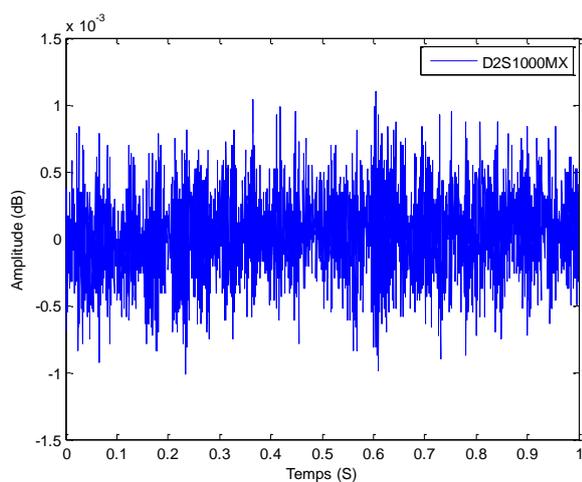


Figure 2.33. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 1000 tr/min

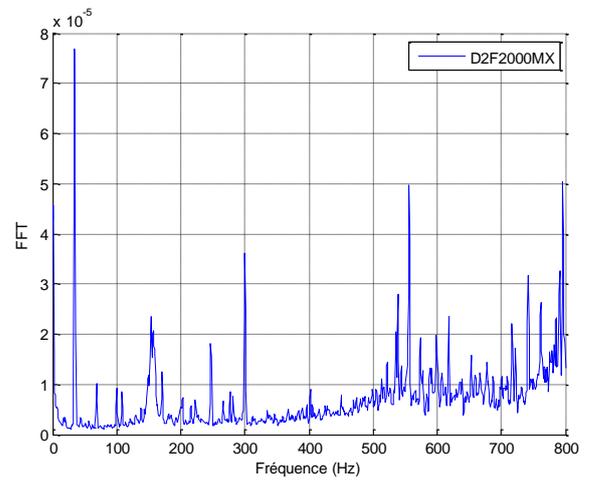
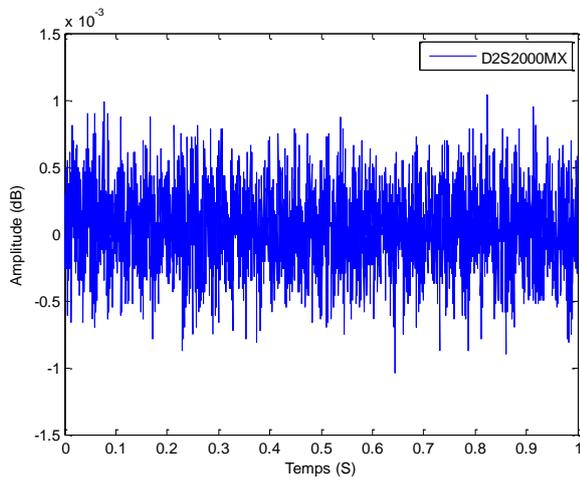


Figure 2.34. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 2 à 2000 tr/min

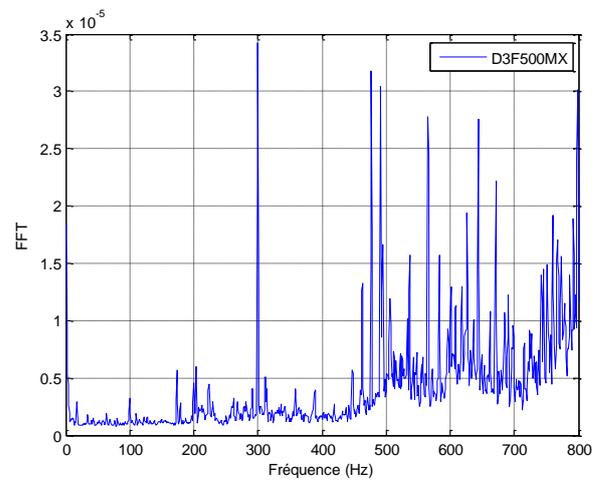
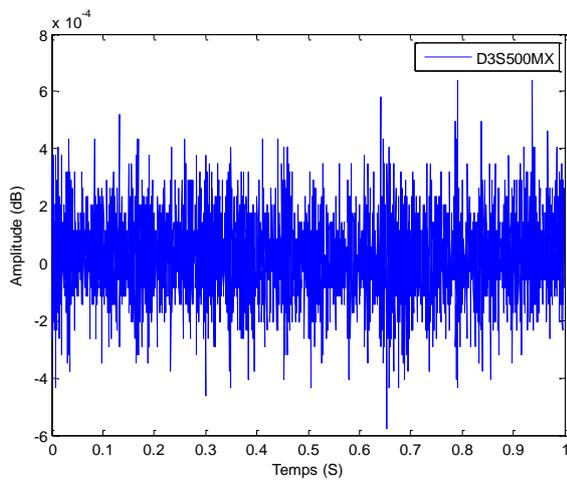


Figure 2.35. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 500 tr/min

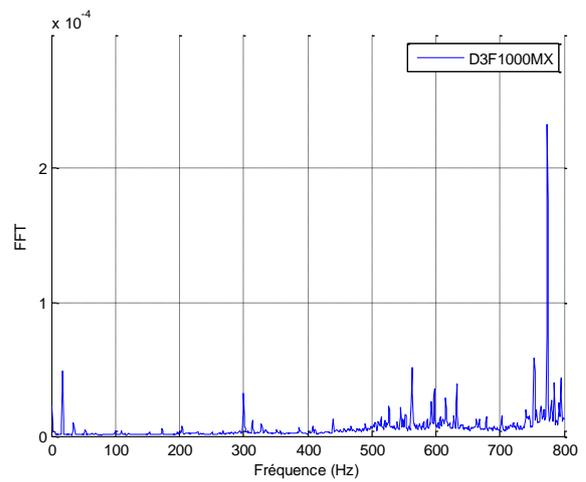
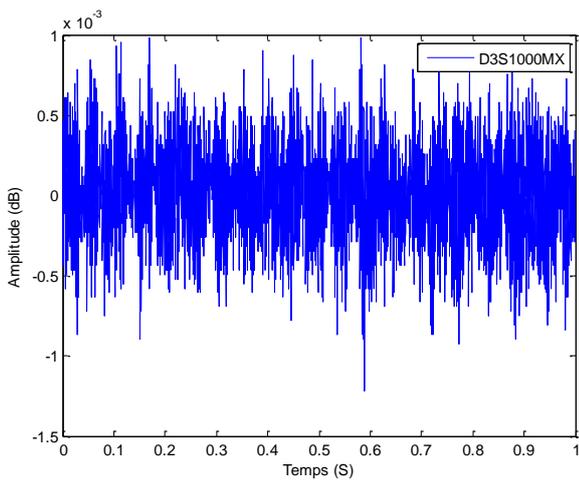


Figure 2.36. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 1000 tr/min

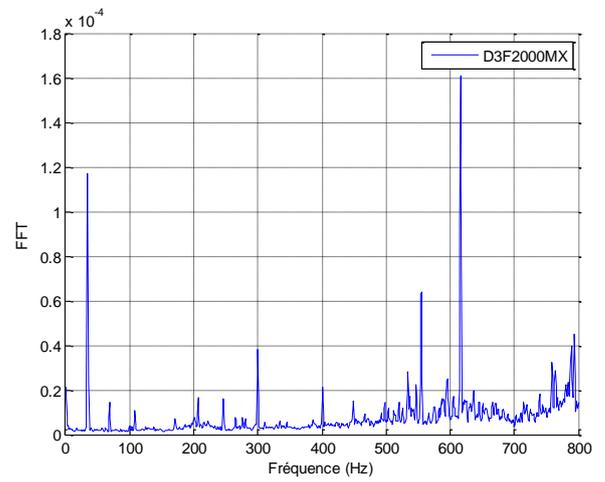
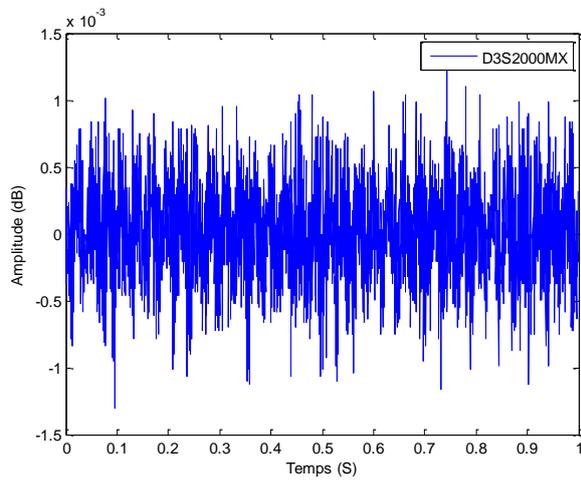


Figure 2.37. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 2000 tr/min

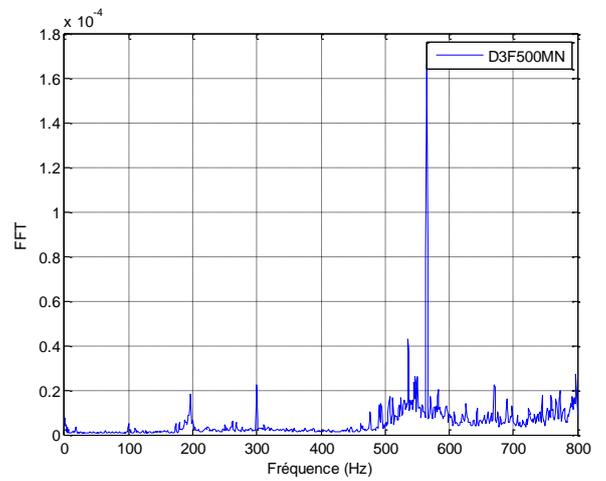
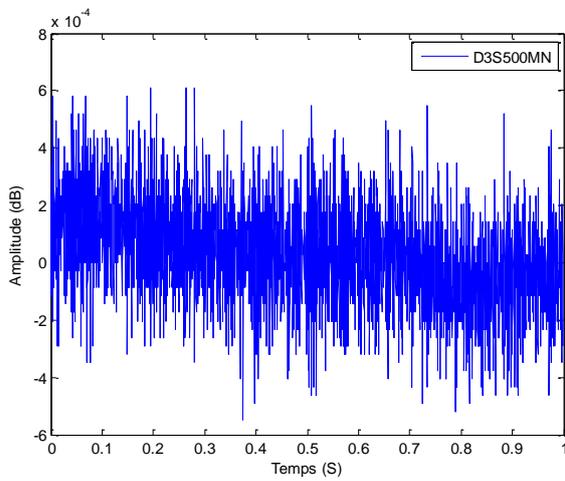


Figure 2.38. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 500 tr/min

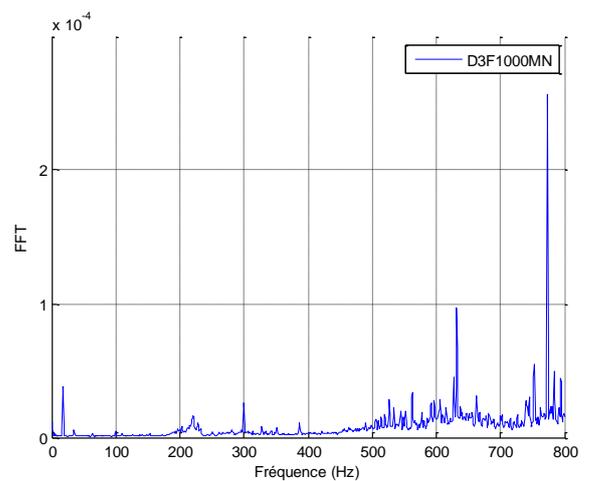
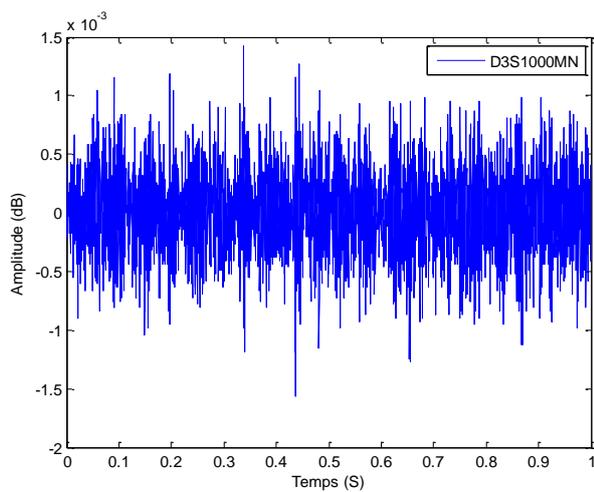


Figure 2.39. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 1000 tr/min

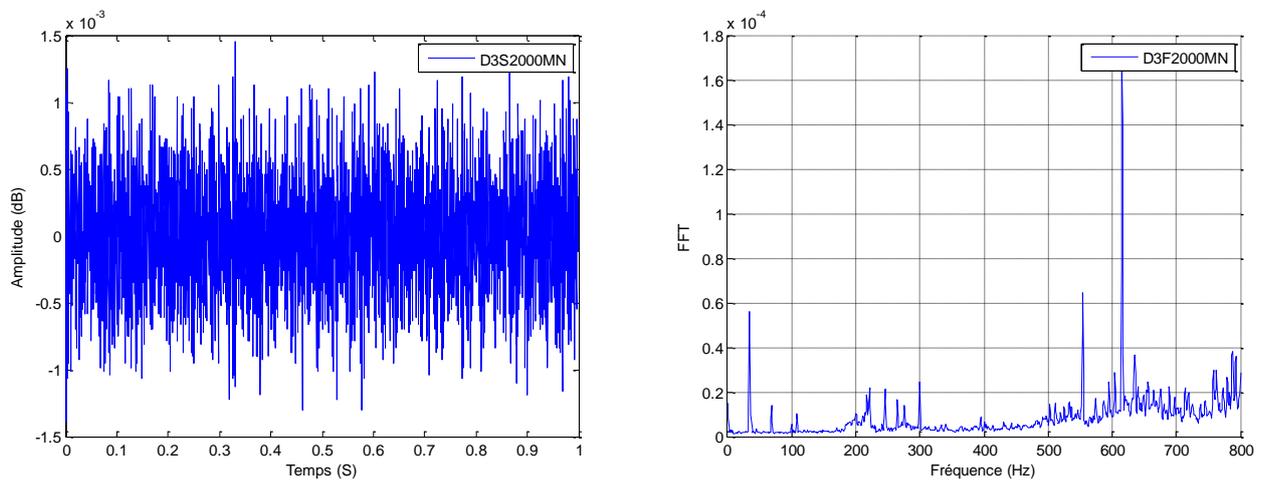


Figure 2.40. Signal et son autospectre mesurés lors de la rotation du disque 3 à 2000 tr/min

Pour comparer le comportement dynamique du disque 1 avec les deux autres disques en tenant compte du défaut de montage combiné avec le défaut d'usinage, nous avons considéré les deux écarts minimal et maximal. La superposition des signaux et les autospectres correspondants pour la vitesse de rotation de 2000 tr/min montre que combinaison du défaut de coaxialité et de montage ayant une valeur minimale pour les disques 2 et 3 comparées avec le défaut de montage du disque 1 (figure 2.41) provoque une augmentation de l'amplitude des vibrations. La même constatation dans le cas de la combinaison du défaut de coaxialité et de montage ayant une valeur maximale (figure 2.42).

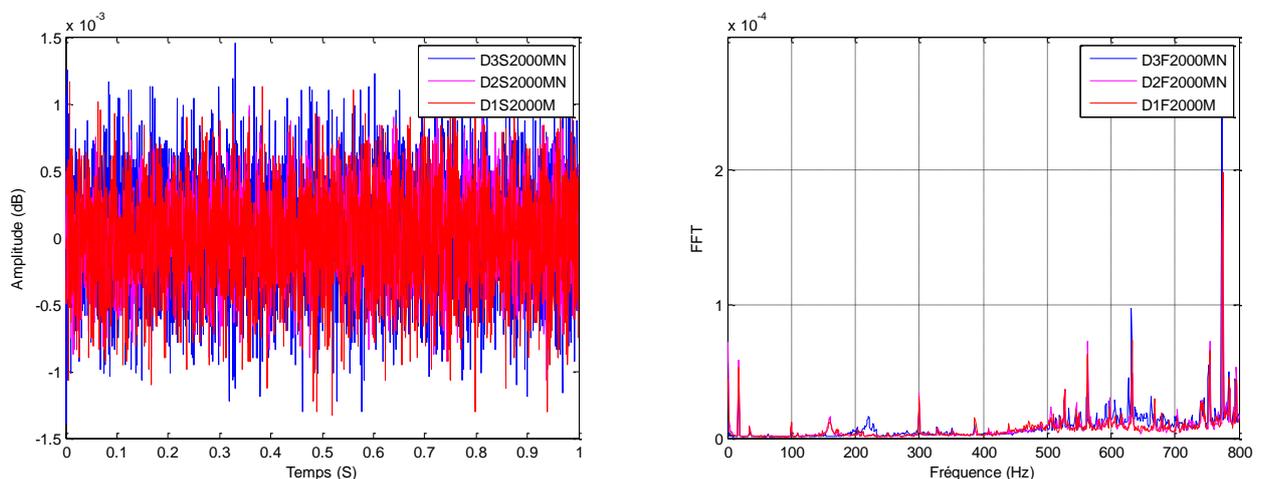


Figure 2.41. Signaux et autospectres mesurés à 2000 tr/min pour les trois disques lorsque le défaut combiné est minimal.

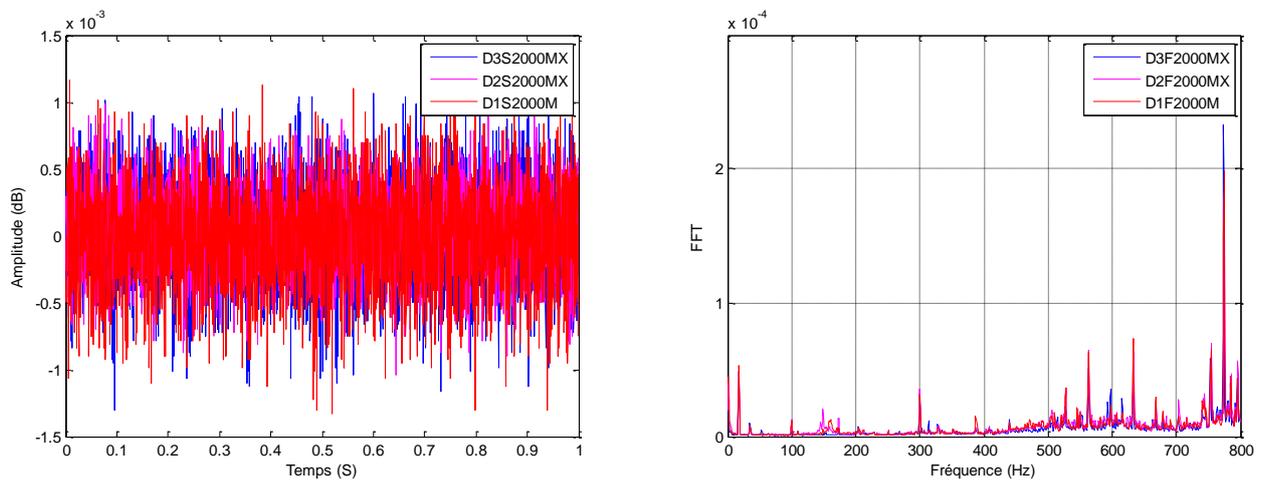


Figure 2.42. Signaux et autospectres mesurés à 2000 tr/min pour les trois disques lorsque le défaut combiné est maximal.

## Conclusion

L'équilibrage des pièces tournantes ne doit pas se faire uniquement pour des pièces isolées mais il est impératif de faire un équilibrage final une fois les pièces sont montées sur l'ensemble tournant. D'après les résultats présentés auparavant, on peut dire que la dynamique de l'ensemble tournant est fortement altéré si les défauts de montage combinés avec ceux d'usinage affichent des écarts importants entre la surface extérieure et l'axe de référence sur lequel tourne cet ensemble.

## **Chapitre 3**

# **Impact des défauts de coaxialité sur les efforts de coupe**

## Introduction

La recherche d'une meilleure productivité d'usinage est une préoccupation majeure des industriels. Lors de la mise en forme des métaux par coupe, les défauts d'usinage et de montage ont une grande influence non seulement sur la qualité de surface et de la précision dimensionnelle mais beaucoup plus sur la dynamique du système d'usinage. Les efforts de coupe résultants de la présence de ces deux types de défauts sont à l'origine des déformations plastiques des pièces usinées, des élévations de température et sur le niveau de vibrations de l'outil et de la pièce qui se produisent au cours de la coupe. Dans des conditions de coupe identiques, l'augmentation de la vitesse de coupe s'accompagne par une variation peu notable des efforts de coupe (10% de baisse environ), alors que l'augmentation de la vitesse d'avance entraîne une augmentation des efforts de coupe en particulier l'effort qui se concorde avec la direction d'avance. Le troisième paramètre qui influence les efforts est la profondeur de passe en valeur et en direction surtout si l'épaisseur de la couche enlevée est non régulière suite à la présence des défauts géométriques et de position.

### 3.1 Intérêt de la mesure des efforts de coupe

Le tournage longitudinal donne lieu à un effort de coupe dont la décomposition dans trois directions privilégiées peut servir de base à la définition des efforts de coupe pour toutes les opérations d'usinage.

$\emptyset F_z$  : composante dans le sens de la vitesse de coupe, appelée effort tangentiel ou effort principal de coupe.

$\emptyset F_x$  : composante dans le sens de l'avance, appelée effort d'avance ou effort axial en tournage, joue un rôle fondamentale dans le processus de coupe.

$\emptyset F_y$  : composante dans le sens perpendiculaire aux deux autres, appelée effort de refoulement ou effort radial, n'a qu'une importance secondaire et disparaît dans le cas de coupe orthogonale pure.

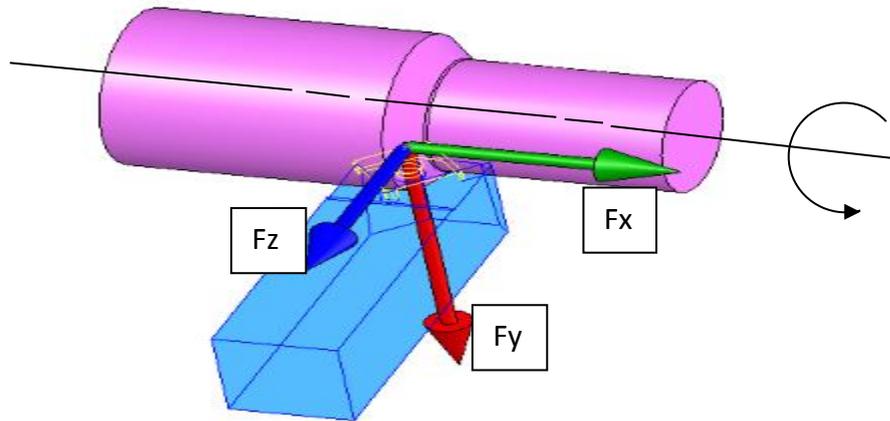


Figure 3.1. Les composantes de l'effort de coupe [19]

Avec l'augmentation de la profondeur de passe et de l'avance, la section droite du copeau s'accroît ainsi que le volume du métal déformé. Il en résulte que le métal résiste plus à la formation du copeau et la valeur des composantes  $F_z$ ,  $F_x$  et  $F_y$  nécessaire pour assurer la coupe devient plus importante. En chariotage, la profondeur de passe intervient d'une manière plus accentuée sur les efforts de coupe que l'avance. Concernant l'influence de la vitesse de coupe, la figure 3.2 montre trois zones distinctes.

**Zone A :** Diminution de l'effort tangentiel avec les vitesses bases due à une diminution de frottement copeau – outil ;

**Zone B :** Apparition de l'arrête rapportée qui provoque une augmentation des frottements et par suite de l'effort tangentiel de coupe ;

**Zone C :** La disparition de l'arête rapportée dès que la vitesse augmente provoque une diminution de l'effort tangentiel de coupe qui se stabilise vers 200m/min.

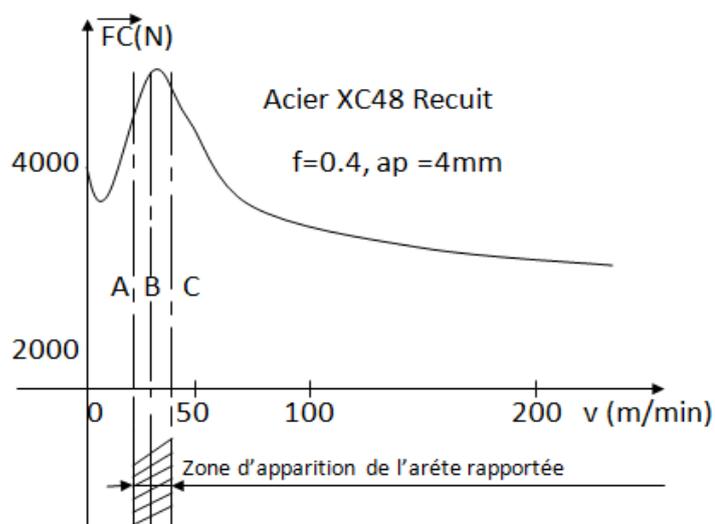


Figure 3.2. Influence de la vitesse de coupe sur l'effort de coupe.

### 3.2 Equipements utilisés

Les essais ont été effectués sur un tour à charioter et à fileter modèle SN40C de la société Tchèque TOS TRENCIN ayant une puissance du moteur de 6.6 KW (figure 3.3). Pour la réalisation des essais, un outil ayant un angle de direction de  $75^\circ$  à fixation par trou central de la plaquette. Une plaquette amovible de forme carrée en carbure revêtu GC415 ont été utilisées. La mesure des efforts de coupe en cours d'usinage consiste en une chaîne d'acquisition composée d'un ordinateur, d'un dynamomètre Kistler de type 9257B et d'un amplificateur de charge Kistler 5019B à trois canaux (trois amplificateurs type 5011B). L'acquisition et le traitement des signaux correspondant à chaque composante  $F_x$ ,  $F_y$ , et  $F_z$  de l'effort de coupe sont effectués sous le logiciel DynoWare, type 2825D 1-2, version 2.31. Pour l'analyse des signaux, DynoWare fournit une visualisation en temps réel des courbes de mesure, ainsi que des fonctions mathématiques et graphiques très utiles.



Figure 3.3. Montage expérimental pour la mesure des efforts de coupe

### 3.3 Méthode de planification des essais

L'expérimentateur, quel que soit son domaine d'étude, est toujours confronté au problème d'organisation optimale de ses essais de façon à obtenir des bonnes informations dans les meilleurs délais et pour le moindre coût. L'utilisation des plans d'expériences de Taguchi permet la détermination de l'influence des effets des paramètres opératoires sur les paramètres de sortie. En effet, le principe de la méthode consiste à faire varier un facteur à chaque essai.

Dans notre travail, nous allons voir l'influence du défaut de coaxialité sur les efforts de coupe. Pour cela, nous avons choisi un régime de coupe plus faible caractérisé par une vitesse de rotation de 500 tr/min, une avance de 0,12 mm/tr et une profondeur de passe de 1 mm pour chaque séquence jusqu'à ce que la surface soit parfaitement cylindrique.

### 3.4 Résultats des essais

Après un réglage des paramètres de la plate-forme Kistler, en particulier la fréquence d'échantillonnage de 12000Hz et le temps de mesure pour chaque essai, les essais ont été réalisés selon les plans d'expériences déjà mentionnés. Les signaux mesurés des efforts de coupe dans les trois directions ont été exportés en format texte pour faciliter leurs exploitations par Matlab. Les résultats des essais sont indiqués par les figures 3.4, 3.6, 3.8, 3.10, 3.12, 3.14, 3.16 et 3.18.

#### 3.4.1 Cas du disque 1

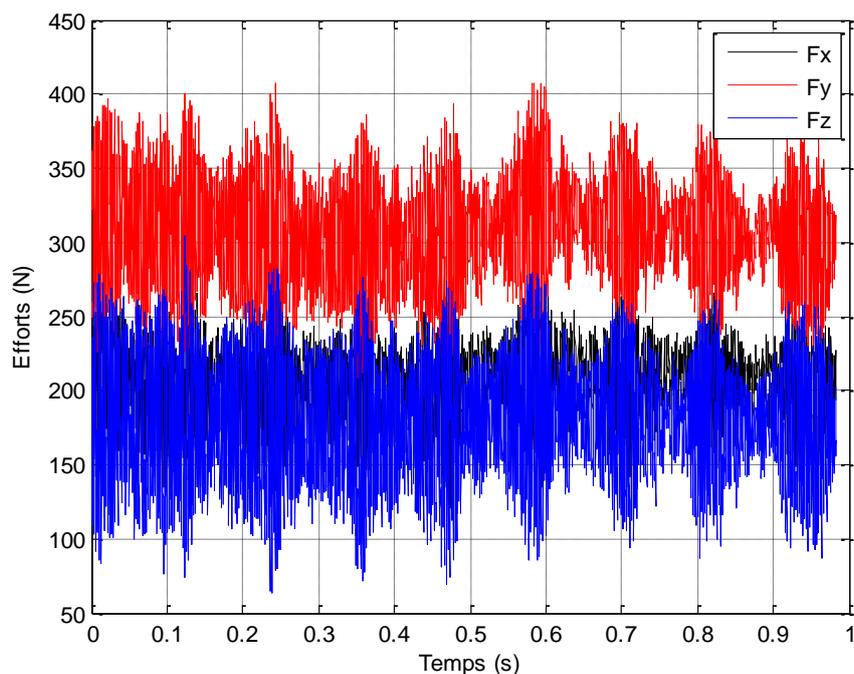


Figure 3.4. Signaux des efforts de coupe pour le disque 1.

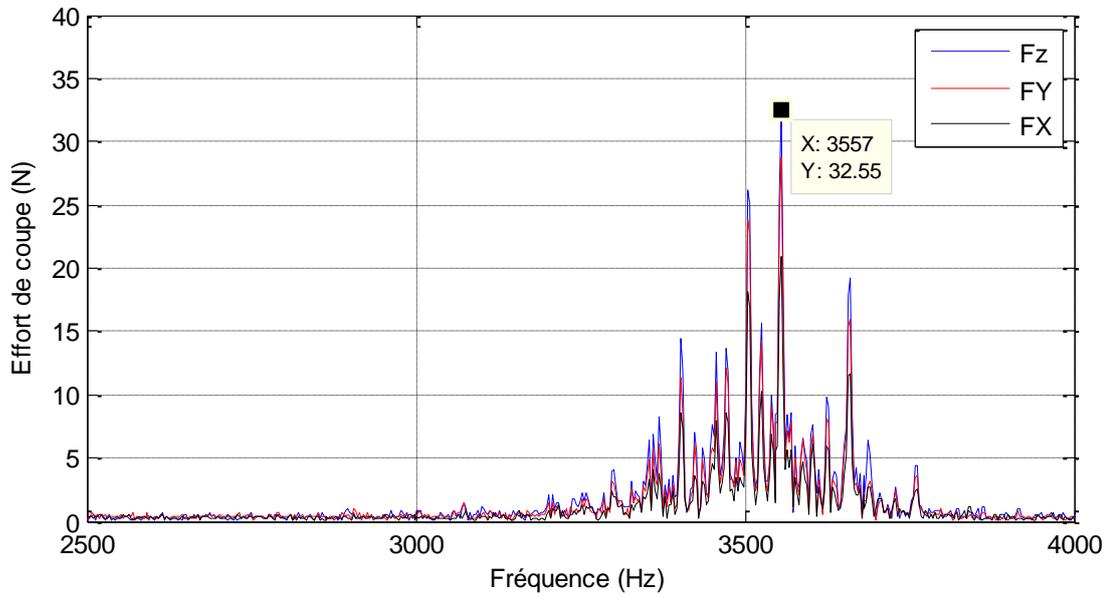


Figure 3.5. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 1.

### 3.4.2 Cas du disque 2

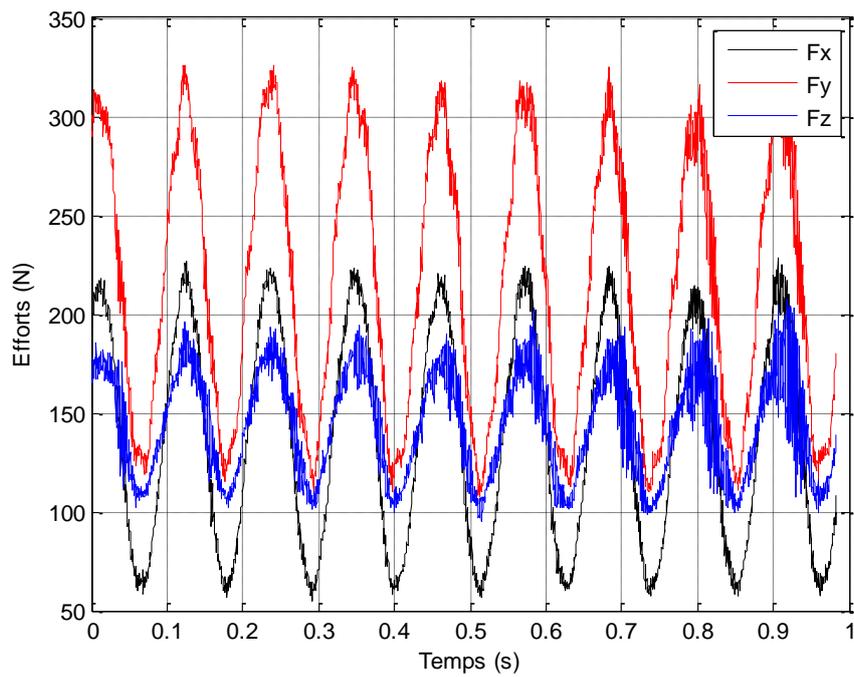


Figure 3.6. Signaux des efforts de coupe pour le disque 2 (première passe).

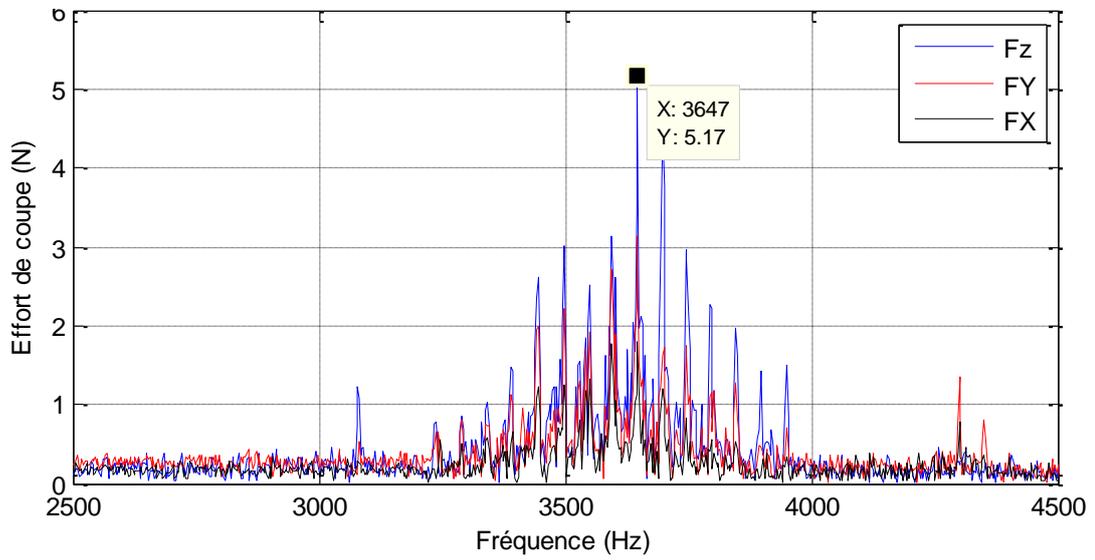


Figure 3.7. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 2 (première passe).

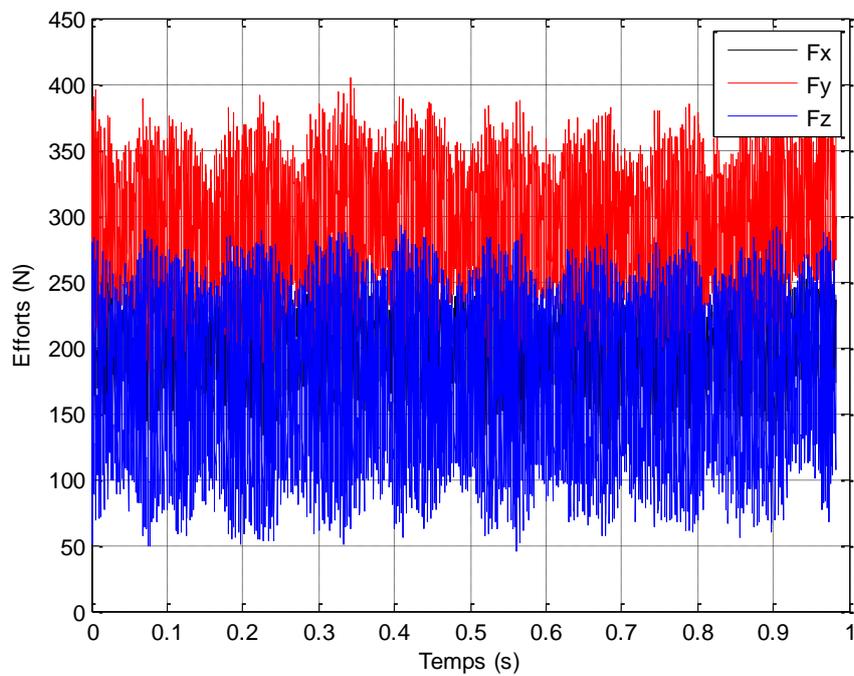


Figure 3.8. Signaux des efforts de coupe pour le disque 2 (deuxième passe).

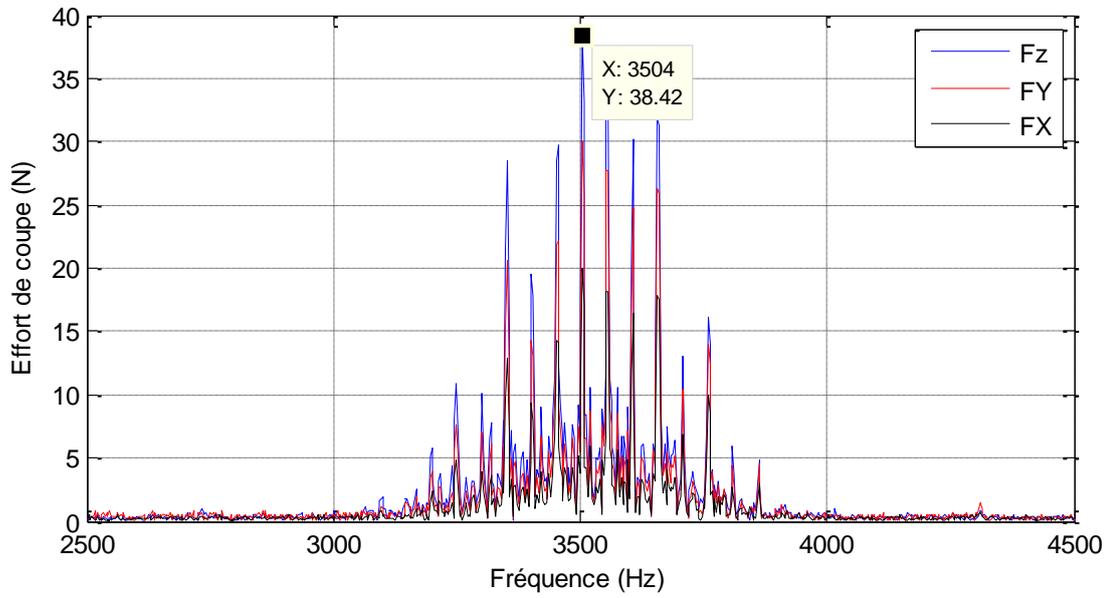


Figure 3.9. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 2 (deuxième passe).

### 3.4.3 Cas du disque 3

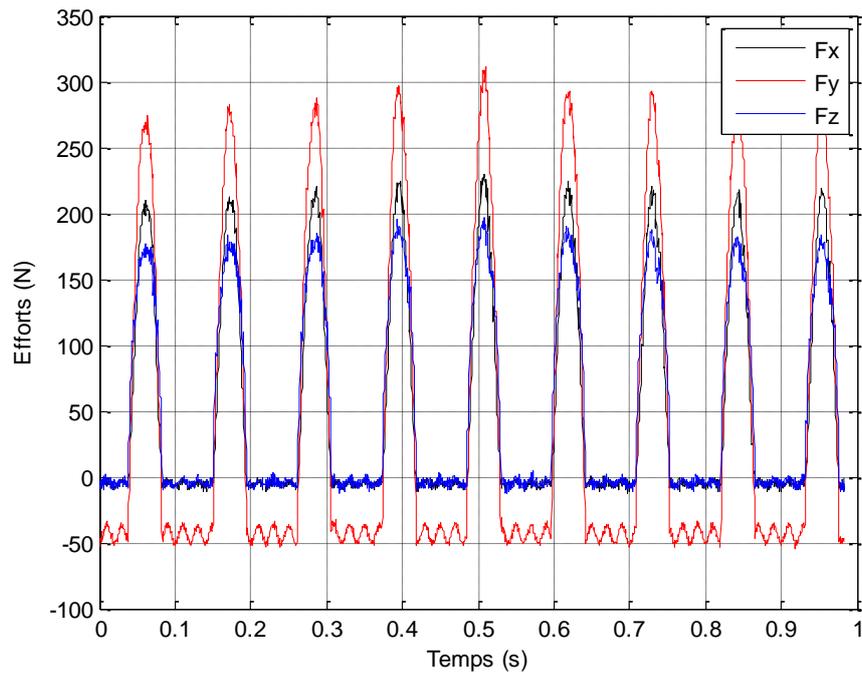


Figure 3.10. Signaux des efforts de coupe pour le disque 3 (première passe).

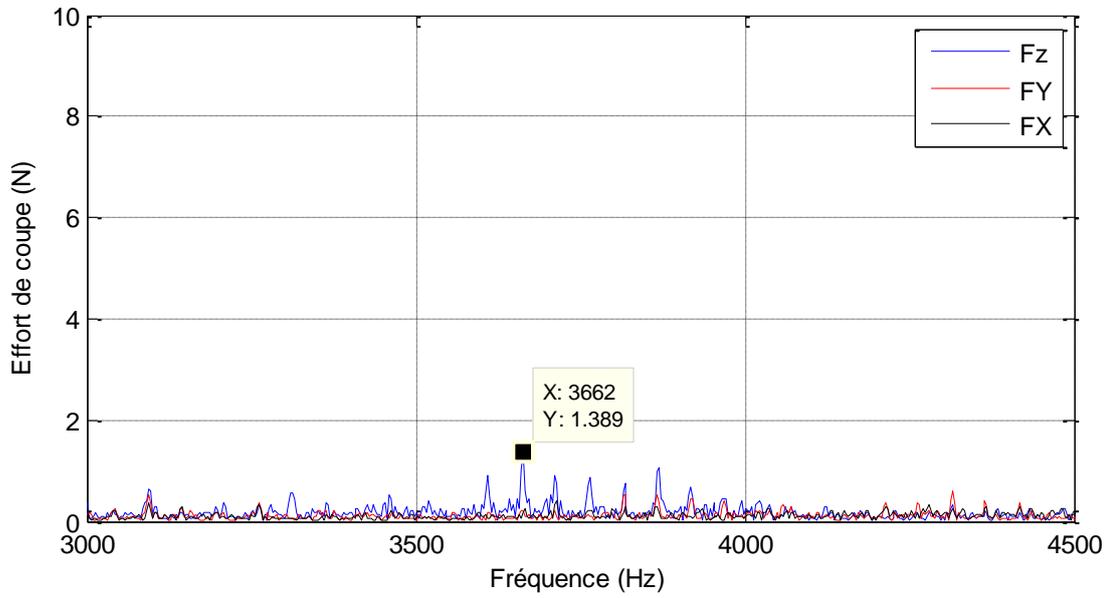


Figure 3.11. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 1 (première passe).

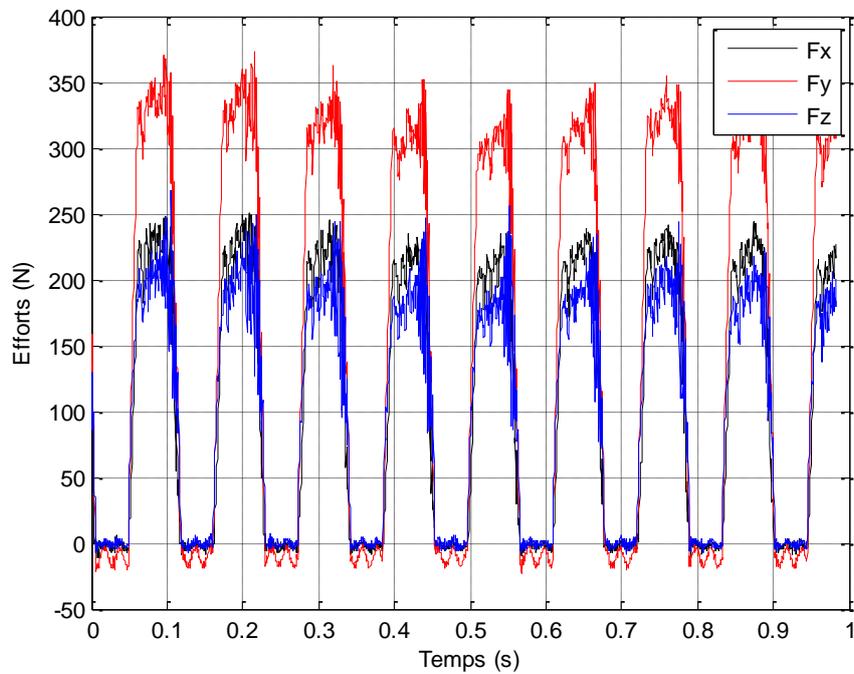


Figure 3.12. Signaux des efforts de coupe pour le disque 3 (deuxième passe).

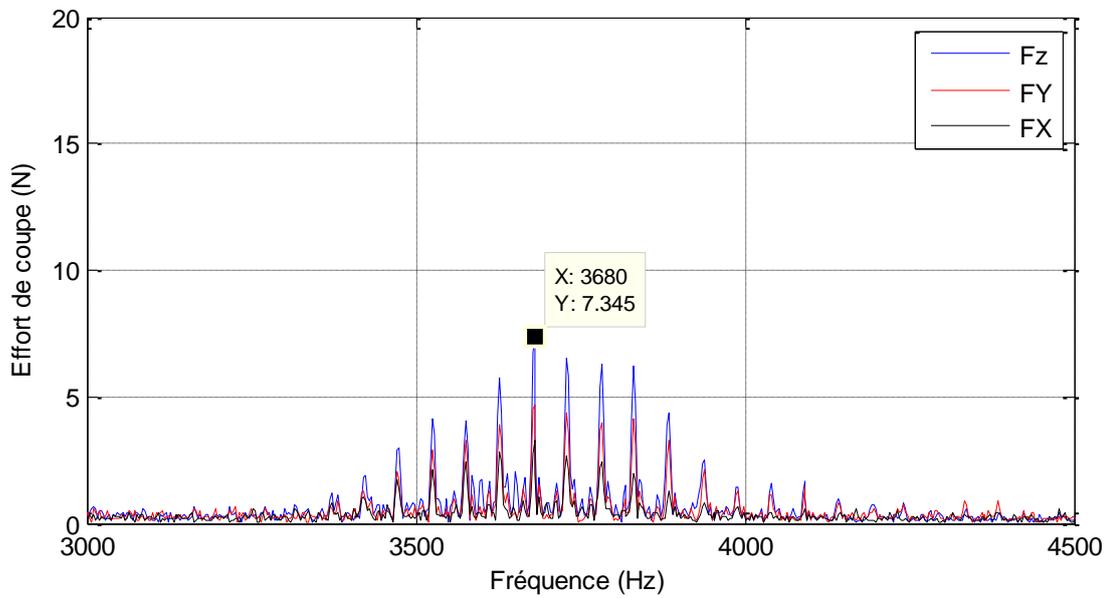


Figure 3.13. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 3 (deuxième passe).

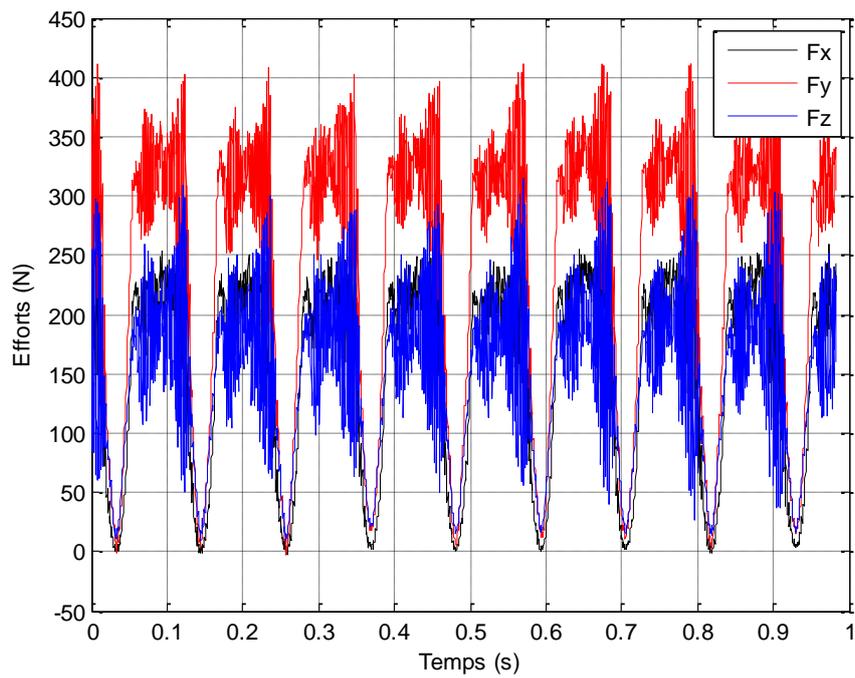


Figure 3.14. Signaux des efforts de coupe pour le disque 3 (troisième passe).

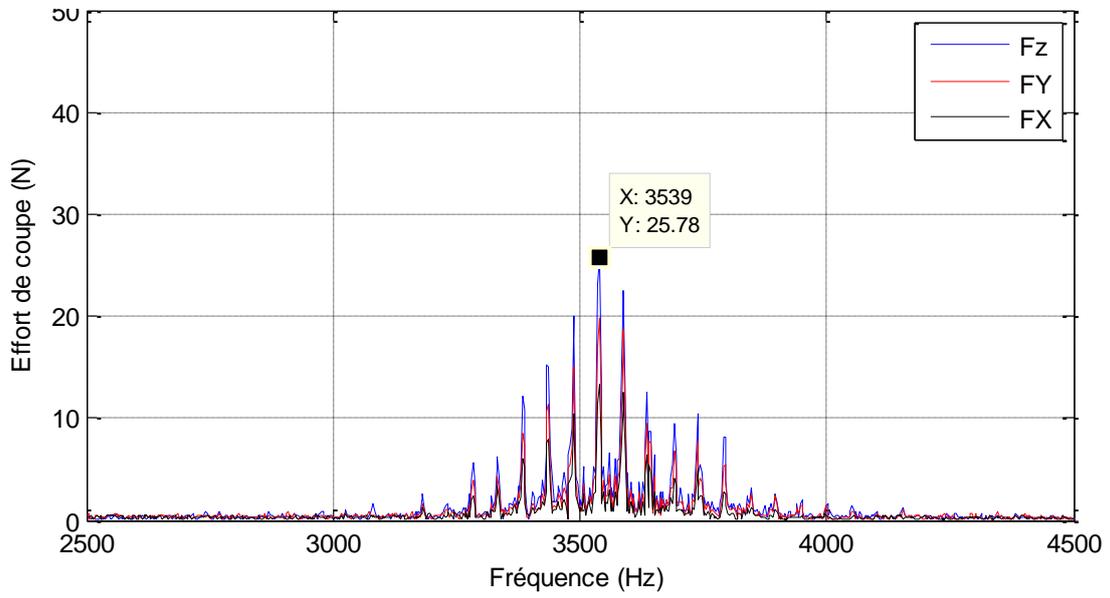


Figure 3.15. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 3 (troisième passe).

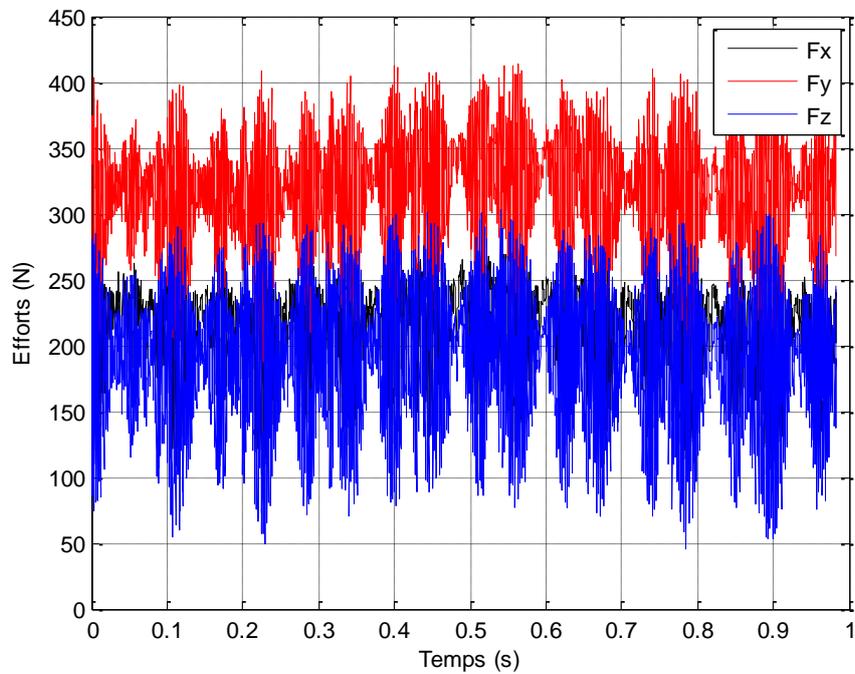


Figure 3.16. Signaux des efforts de coupe pour le disque 3 (quatrième passe).

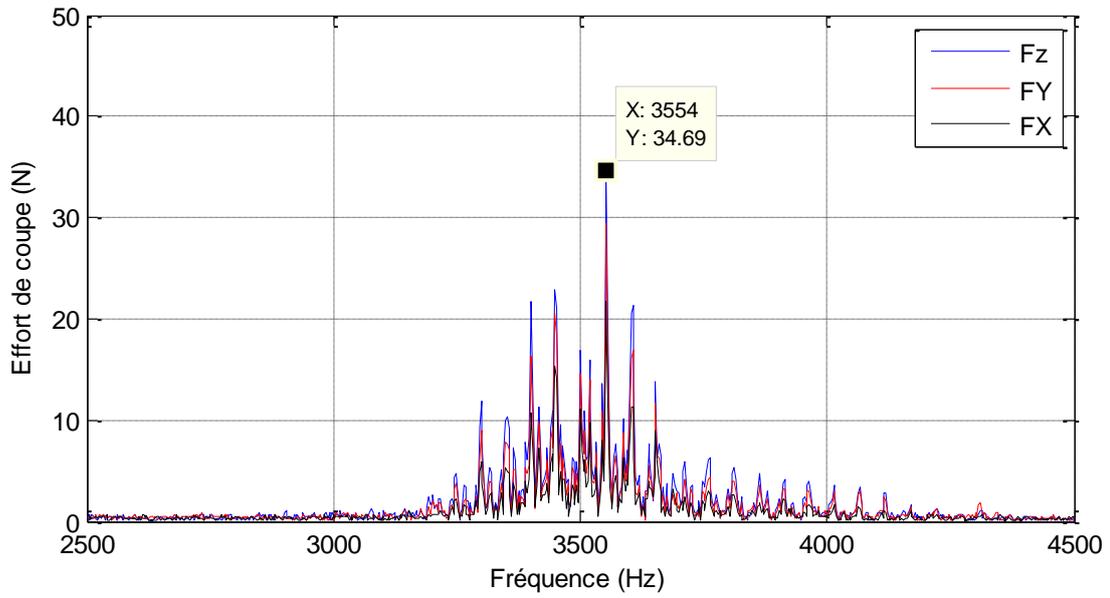


Figure 3.17. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 3 (quatrième passe).

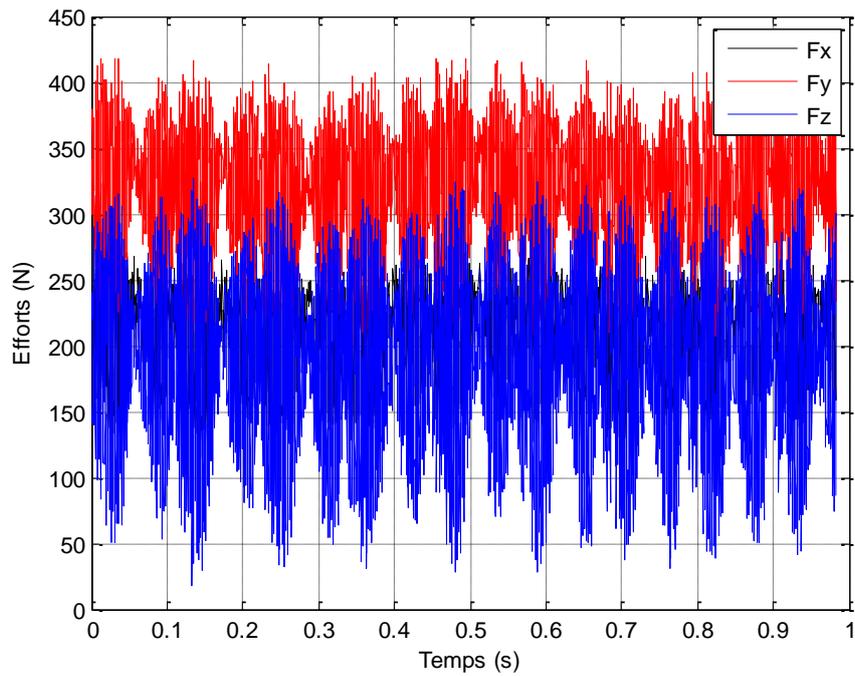


Figure 3.18. Signaux des efforts de coupe pour le disque 3 (cinquième passe).

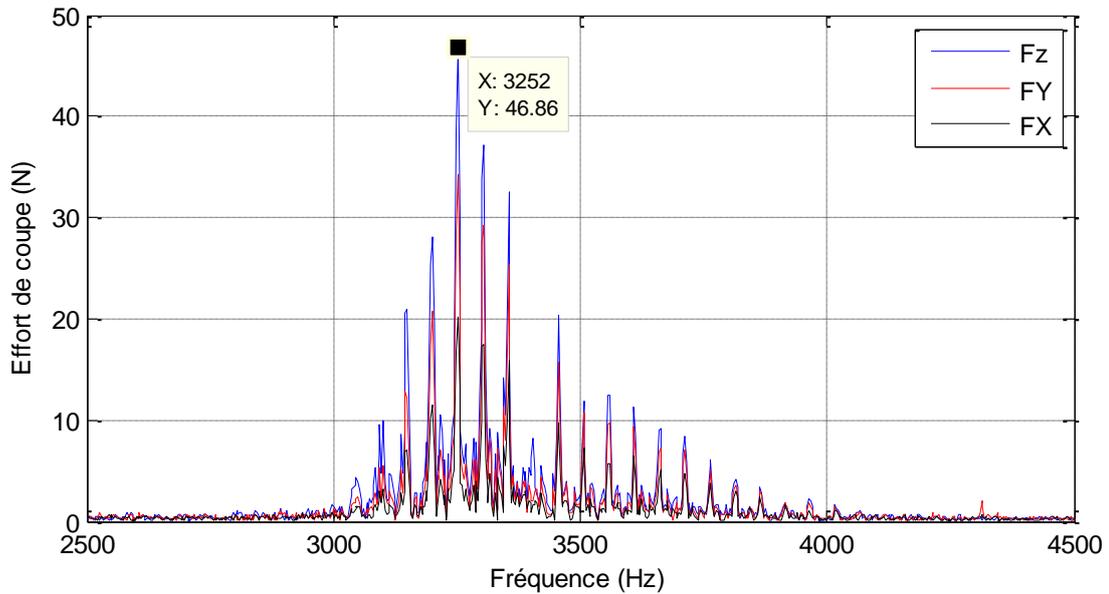


Figure 3.19. Zoom sur le spectre des efforts de coupe pour le disque 3 (cinquième passe).

Les résultats des essais montrent que lorsque la coaxialité est faible, les efforts de coupe sont réguliers (cas du disque 1) après une seule passe d'usinage. Dès que la coaxialité affiche des valeurs significatives (cas du disque 2) une passe ne suffit pas pour que la surface soit correctement réalisée. Les efforts correspondants présentent de fortes ondulations lors de la première passe comme résultat de non régularité de la profondeur de passe. Une deuxième passe a corrigé l'aspect des efforts qui sont devenus réguliers. Pour le disque 3 où la coaxialité est forte, cinq passes étaient nécessaires pour que les efforts de coupe s'affichent avec un aspect régulier.

Le traitement des signaux mesurés par la transformée de Fourier classique (FFT) montre l'apparition d'une bande de fréquence allant de 3000 à 3600 Hz et qui correspond à la fréquence propre de l'outil.

## Conclusion générale

Le déséquilibre des pièces en rotation lié à des tolérances de fabrication et de montage non respectées peut poser des anomalies au cours de fonctionnement des machines tournantes. D'où l'étude de la dynamique de ces ensembles tournants est d'une grande importance car l'effet d'un déséquilibre représente non seulement la source de vibrations la plus courante dans les machines tournantes, mais aussi celle qui est potentiellement la plus destructrice.

La précision d'usinage d'une pièce dépend principalement du positionnement des surfaces usinées par rapport au référentiel de montage d'usinage. En effet, une coaxialité importante d'une surface par rapport à une autre entraîne automatiquement une répartition inégale de matière qui peut conduire à des vibrations d'autant plus importantes que la vitesse de rotation augmente.

Si l'équilibrage d'une pièce seule semble un peu facile, le montage d'un corps sur un arbre entraîne des erreurs inévitables, provoquées par le jeu radial et les défauts de voile ou de faux-rond. Dans ce cas, les balourds s'additionnent à ceux du corps lui-même. Lors de l'équilibrage et même si le rotor apparaît équilibré, le balourd généré par l'erreur d'assemblage doit être corrigé par une action effectuée sur le corps.

Notre travail est focalisé sur la mesure des vibrations dans le cas de présence des défauts d'usinage tels que la coaxialité et ceux de montage combinés avec les premiers. Pour cela, nous avons confectionné des disques sans et avec défauts et des arbres lisses pour en assurer leurs montages.

Les résultats ont prouvé que l'influence des défauts d'usinage sur le comportement dynamique des pièces tournantes est très remarquable. Donc, il est impératif de contrôler la coaxialité, puisqu'elle est synonyme d'une répartition inégale de la matière, pour qu'elle soit toujours dans les normes exigées par le dessin de définition exigé par le concepteur.

Dans le cas de présence des défauts de montage combinés avec ceux d'usinage, nous avons trouvé que la dynamique de l'ensemble tournant est fortement altéré si les écarts entre la surface extérieure et l'axe de référence sur lequel tourne cet ensemble sont importants. Alors, un équilibrage final doit se faire une fois les pièces sont montées sur l'ensemble tournant.

En fin, nous avons présenté des résultats de mesure des efforts de coupe pour mettre en évidence l'influence des défauts d'usinage sur la stabilité des efforts de coupe en chariotage des disques. Nous avons constaté que plus le défaut de coaxialité est important, plus le nombre de passes d'usinage sont nécessaires.

## Références bibliographiques

- [1] J. M. Pagnet, G. Bouchoux, M. Sablier (2014). "Equilibrage des rotors rigides et flexibles". Techniques de l'ingénieur **BM5130** :1-15
- [2] F. Landolsi. "Equilibrage des machines tournantes". Cours de techniques de surveillance, 52-59.
- [3] H. Schneider (2006). "Technique d'équilibrage." Springer-Verlag, Paris, 386 Pages.
- [4] S. Berger, M. Marquet, E. Aubry, G. Toman (2001). "Méthode expérimentale d'identification et de localisation des diamètres nodaux d'un disque en rotation". Congrès Français de Mécanique, 3-7 avril 2001, Nancy, France.
- [5] H. A. Jasmine, J. S. B. Gajjar (2005). "Convective and absolute instability in the incompressible boundary layer on a rotating disk in the presence of a uniform magnetic field". Engineering Mathematics**52**: 337–353.
- [6] K. N. Koo (2006). "Vibration analysis and critical speeds of polar orthotropic annular disks in rotation". Composite Structures**76**: 67–72.
- [7] H.S. Jia, C. W. Lee (1998). "On the vibration of imperfect circular disks". ASME International Journal**12 (2)**: 223-232.
- [8] L. H. You, X. Y. You, J. J. Zhang, J. Li (2007). "On rotating circular disks with varying material properties". Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik**58**: 1068-1084.
- [9] C.C. Huang, R. J. Chou (1999). "Vibration control of a rotating disk". Mechanical Systems and Signal Processing **14(2)**: 151-165.
- [10] B. Jaishi, W. X. Ren (2006). "Damage detection by finite element model updating using modal flexibility residual". Journal of Sound and Vibration, **290**: 369-387.
- [11] A. Hocine, N. Alilat, J. G. Bauzin (2009). "Comportement thermique d'un disque tournant soumis à des sources de chaleur surfaciques discrètes". Comptes Rendus de Mécanique **337** : 616–620.
- [12] N. Alexandrova, S. Alexandrova (2004). "Elastic-plastic stress distribution in a plastically anisotropic rotating disk". Applied Mechanics **71**: 427-429.
- [13] M.J. Kruse, C. Pierre (1997) "An experimental investigation of vibration localization in bladed disks, Part I: Free response". Mechanical Engineering and Applied Mechanics 1-10.
- [14] S. Zhu, W. Zhou, Y. Song (2012). "Detecting oscillation amplitude and defects of hard disk rotating in high speed by laser Doppler technique". Measurement **45**: 74-48.

- [15] N. Corduan (2006). "Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces. Application aux aubages de turbines aéronautiques". Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers: 154 pages.
- [16] S. Bhowmick, D. Misra, N.K. Saha (2008). "Approximate solution of limit angular speed for externally loaded rotating solid disk". Mechanical Sciences **50**: 163–174.
- [17] R. Butin, M. Pinot. "Fabrications mécaniques technologie I". Editions Foucher, Paris, 1981
- [18] R. Butin, M. Pinot. "Fabrications mécaniques technologie II". Editions Foucher, Paris, 1981
- [19] B. Vieille "Usinage – Méthodes et Fabrications". Conservatoire National des Arts et Métiers : 1-30.