

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



592

Mémoire de fin d'étude présenté en vue
de l'obtention d'un diplôme de Master

Spécialité: Conception et Production Industrielles
Présenté par : AISSAOUI ABDELKADER

=====
Optimisation des conditions de coupe a partir de
la mesure des efforts de coupe lors de tournage
d' un disque de frein
=====

Sous l'encadrement de:

Dr. DJAMAA Mohamed cherif

Année universitaire 2010/2011

Introduction générale

Lors de la fabrication des produits, la rentabilité des procédés d'obtention passe par la maîtrise et l'amélioration des savoirs faire existante. Parmi les procédés de mise en forme d'une pièce mécanique, l'usinage par outil coupant est fortement représenté et il continue à évoluer. Il est utilisé pour finir bon nombre de surfaces fonctionnelles, ou fabriquer des outillages de forme tels que les matrices d'estampage, les moules d'injection, etc. Quel que soit le secteur industriel concerné, la réduction de la masse des pièces est un objectif récurrent dont la première conséquence est l'augmentation des parties à faibles épaisseurs.

Le problème de vibrations liées à la coupe est présent depuis les origines de l'usinage et il continue à apparaître progressivement avec la nécessité d'usiner différentes pièces déformables en particulier celles à parois minces. Ces vibrations affectent la qualité de la pièce finie et dans une moindre mesure, la durée de vie de l'outil et de la broche.

La flexion d'une paroi mince sous l'effet des efforts de coupe est un problème habituel pour les usieurs. Dans certains cas, des solutions technologiques très bien connues sont proposées et maîtrisées telles que les limitations des efforts de coupe ou la rigidification de la pièce par un montage spécial. En présence de vibrations, rigidifier la pièce par des supports est toujours la bonne solution, quand il est possible, mais limiter les efforts de coupe est souvent très coûteux en temps d'usinage. Parfois, le fait de prendre des passes très fines de la surface de la pièce afin de réduire les efforts de coupe peut générer le phénomène de broutement qui peut détruire la pièce ou l'outil.

L'usinage des pièces flexibles nécessite des études du comportement dynamique du processus. Il faut traiter, en particulier, les vibrations liées au phénomène de coupe. Il s'agit d'abord de caractériser et de formaliser les phénomènes mécaniques élémentaires, puis de considérer l'ensemble des éléments qui participent au processus. Plusieurs travaux de recherche s'intéressaient à la caractérisation du comportement dynamique des pièces et d'outils flexibles lors d'une opération d'usinage. La recherche d'un modèle permettant de prévoir la réponse dynamique est complexe à cause du nombre d'éléments concernés (pièce, outil, dispositifs, machine-outil, etc.) et des phénomènes de coupe à modéliser en particulier les efforts de coupe.

Considérés comme pièces flexibles, les disques tournants trouvent une large application dans l'ingénierie mécanique, et ce, depuis les lames de scies, les turbines à rotors jusqu'aux disques durs d'ordinateurs. Avec le progrès technologique la vitesse de rotation des disques a considérablement augmentée, induisant ainsi des problèmes vibratoires énormes.

CHAPITRE 1

Etude bibliographique

1.1 Synthèse des références bibliographiques :

Les vibrations d'usinage ont suscité l'intérêt de la communauté scientifique bien avant l'apparition de l'UGV. Les premiers travaux de modélisation remontent aux années 20 et ils étaient essentiellement dédiés aux vibrations d'outil. Les objectifs étaient de comprendre le phénomène, d'en expliquer les causes, de prédire son apparition par le biais de modélisations en vue de l'éviter. Dans une grande majorité de modélisations, l'étude du comportement dynamique de l'outil ou de la pièce lors de l'usinage a abouti à la représentation d'un graphe de stabilité [1] qui a permis de prédire l'apparition du broutement dans des conditions d'usinage données.

Lors d'un processus d'usinage, des vibrations de l'un des éléments du système Machine-Outil-Montage-Pièce provoquent des dégradations de la qualité de la surface usinée, accélèrent l'usure de l'outil et de la machine et peuvent conduire au dérèglement de la machine et des montages. Un broutement important rend parfois le travail impossible sur une machine-outil et par conséquent une diminution de la productivité.

Il existe trois types des vibrations : Les vibrations libres (figure 1) résultent de la capacité d'un système à vibrer suite à un seul impact et elles s'amortissent en fonction du comportement dynamique du système et de son amortissement. Elles sont donc directement liées aux modes propres de ce système.

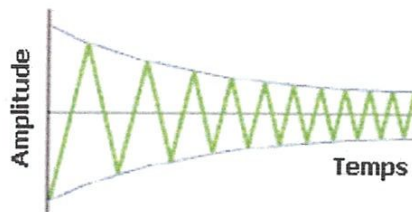
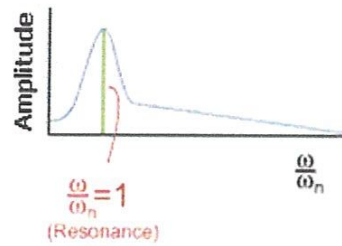
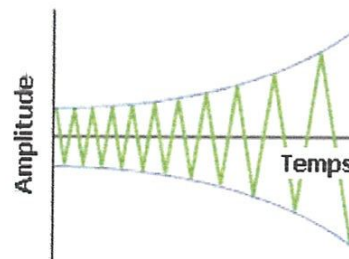


Fig. 1. *Vibration libre.*

Les vibrations forcées (figure 2) apparaissent sous l'effet des perturbations périodiques provoquées par la variation des forces qui s'exercent sur le système telle que la variation due à la coupe interrompue (tournage d'un arbre à rainure longitudinale par exemple) ou à une surépaisseur variable, la présence d'un manque d'équilibre des masses en rotation (ébauche, mandrin, poulies, rotors des moteurs électriques), à la précision insuffisante des surfaces actives des pièces suite à l'usure de ces éléments, etc. Elle a caractérisée par la présence des résonances lorsque le rapport entre pulsation d'excitation et pulsation propre égale à l'unité.

Fig. 2. *Vibration forcée.*

Les vibrations auto-excitées (figure 3) est un phénomène plus complexe et plus fréquent dans la coupe des métaux que le précédent. La variation de la force de frottement entre le copeau et l'outil et celui de l'outil sur l'ébauche, l'écaillage irrégulier de la couche enlevée, la variation dimensionnelle de l'arête rapportée en cours d'usinage sont les causes essentielles de ce phénomène.

Fig. 3. *Vibration auto-excitée.*

L'intensité des vibrations auto-excitées est définie par le métal en œuvre et ses propriétés mécaniques, les facteurs mécaniques d'usinage, la géométrie de la partie active de l'outil et la raideur du système Machine-Outil-Pièce-Montage.

La mesure des vibrations en cours d'usinage est un processus complexe vu la présence de plusieurs mouvements des axes de la machine, la lubrification et la projection de copeaux. Si la technique de mesure du signal, puis son traitement FFT est classique, il faut choisir le capteur avec précaution. Nous distinguerons ici les mesures directes avec contact et sans contact, et les mesures indirectes. Lors d'une mesure directe avec contact, le capteur mesure directement les déplacements, vitesses ou accélérations de la pièce ou de l'outil pendant l'usinage. Le capteur de vibrations le plus couramment utilisé est l'accéléromètre. Se trouvant au coeur de l'usinage, son utilisation pose souvent plusieurs problèmes surtout dans le cas où on veut mesurer les vibrations des éléments tournants. Contrairement aux capteurs avec contact, les capteurs sans contact sont capables de mesurer les vibrations du système usinant à distance. Ceci ne pose pas le problème de l'interaction entre le capteur et la pièce à mesurer et les vibromètres laser ont cette

caractéristique. Il s'agit d'un capteur qui, par le biais d'un faisceau laser, mesure la vitesse de déplacement par effet Doppler [2]. Ce capteur présente l'avantage de pouvoir mesurer les vibrations depuis l'extérieur de l'enceinte de la machine même à travers les vitres. Par contre, il est très difficile de réaliser des mesures d'usinage sous lubrification, le faisceau n'étant pas réfléchi correctement par la surface du corps à mesurer.

Dans le cas des mesures indirectes, des grandeurs indirectement liées aux déplacements, vitesses ou accélérations du système usinant sont contrôlés. La mesure la plus courante est celle des efforts de coupe par un capteur d'efforts (Dynamomètre KISTLER) qui se présente sous la forme d'une platine sur laquelle est montée la pièce, et qui est installée sur la table de la machine. Ces derniers sont directement liés aux déplacements relatifs entre l'outil et la pièce par le biais de lois du RDM et de la dynamique [3].

Si on s'intéresse uniquement à la dynamique de l'outil de coupe ou à la pièce à usiner, plusieurs chercheurs ont proposé des modèles pour caractériser les phénomènes vibratoires liés à la coupe. Younes [4] propose une modélisation du processus de coupe pour pouvoir prédire le broutement de l'outil, sa fréquence ainsi que sa dynamique. L'étude a permis de mettre en évidence la nécessité d'utiliser une loi de coupe dynamique par le fait que la durée des périodes transitoires est devenue proche de la réalité. Sans valider ses résultats théoriques par la mesure des forces et des déplacements relatifs outil-pièce, les premières simulations montrent un niveau d'amplitude des vibrations assez adéquat avec les observations expérimentales d'autres chercheurs.

Dans sa thèse, Thevenot [2] propose une modélisation de l'outil et de la pièce en fraisage pour pouvoir étudier les phénomènes vibratoires. Elle consiste à assimiler la pièce ou l'outil à un système "masse ressort amortisseur" à un degré de liberté dans la direction normale au déplacement (figure 4). Cette modélisation assez simple permet de réduire considérablement la complexité des calculs et offre une précision acceptable dans le cas où l'étude vise à calculer la limite de stabilité de l'outil. Alors, pour l'étude des vibrations de la pièce à parois minces, il a mis au point une méthode de transposition de la théorie des lobes de stabilité car le modèle proposé a atteint ses limites. Le but est de déterminer des conditions de coupe qui garantissent un débit copeau élevé tout en assurant la stabilité du système.

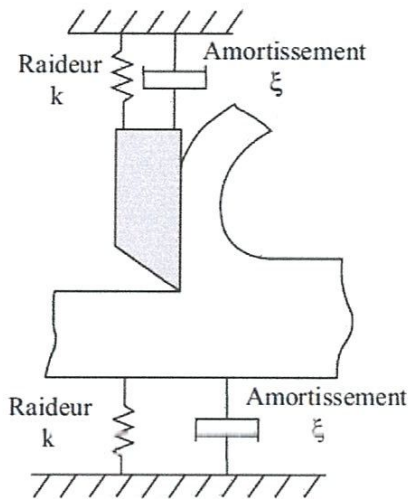


Fig. 4. Modélisation de l'outil et de la pièce.

Dans les travaux de Wehbe [1, 6] et de Fazzini et al. [5] une étude sur les mécanismes qui régissent les vibrations de pièces fines ainsi que l'impact de la présence de la fraise sur les modes réels de vibration est présentée. Ils proposent une approche expérimentale novatrice en utilisant la stéréo corrélation d'images qui est connue pour être peu sensible aux vibrations et qui consiste à relever le comportement d'une structure en tout point sans recours à placer une multitude de capteurs ponctuels pour donner accès à l'information spatiale sans perturber les phénomènes étudiés. La technique est utilisée pour la mesure de champs de déplacement.

Lelan [7], présente une étude de méthode simplifiée pour la simulation de l'usinage à l'échelle macroscopique dont l'objectif est la prédiction de l'erreur de forme. Pour cela, trois pièces issues de la production Renault sont exploitées, un carter cylindres, un disque de frein et un carter de boîte de vitesses. Cette diversité de pièces permet de mettre en évidence les avantages et les limites d'une méthode basée sur la statique. À partir des limites constatées, une nouvelle méthode, basée sur la dynamique des pièces et de l'outil est proposée et validée sur l'exemple du disque de frein. Cette dernière méthode permet de prendre en compte les vibrations de la pièce ou de l'outil excités par la coupe. Elle ne permet pas de prendre en compte les phénomènes d'auto-excitation du système qui peut entraîner des instabilités (broutement). Une méthode de prédiction du broutement est exposée ensuite. Cette méthode permet de donner une première indication des zones de broutement. Dans ce cas, la présence de vibrations est inévitable. Carnignani [8] propose une étude des vibrations surgissant lors de l'affûtage des disques utilisés dans la coupe du papier. Sachant que les vibrations générées lors du processus influent directement sur la qualité du papier coupé. Des séries d'expériences ont été réalisées en

variant les différents paramètres de coupe telle que la vitesse de rotation, l'épaisseur du disque, la lubrification ... etc. La transformée de Fourier a été appliquée sur le signal de déplacement du disque obtenu par des capteurs à distance (figure 5). Les résultats obtenus montrent donc, l'influence de chaque paramètre sur la stabilité du processus.

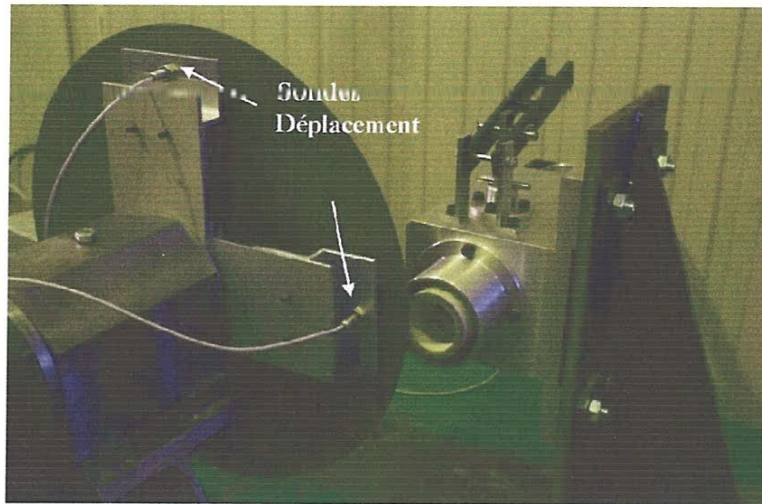


Fig. 5. L'emplacement des capteurs à distance.

Young et Lin [9] ont étudié le cas de vibration d'un disque sous l'effet d'une unité oscillante (figure 6). Dans ce travail, les équations du mouvement de disque en rotation et l'unité oscillant sont données et le déplacement du disque est exprimé en termes des fonctions propres du disque fixe. Le méthode de Galerkin est ensuite appliquée pour obtenir les équations du système discrétisé pour le disque, combinées avec les l'équation pour l'unité oscillante. Enfin, l'analyse de stabilité est réalisée en cherchant les valeurs propres du système combiné. Les résultats numériques ont pu montrées les zones d'instabilité principales du disque et les régions instables supplémentaires qui sont beaucoup plus grandes que les premières.

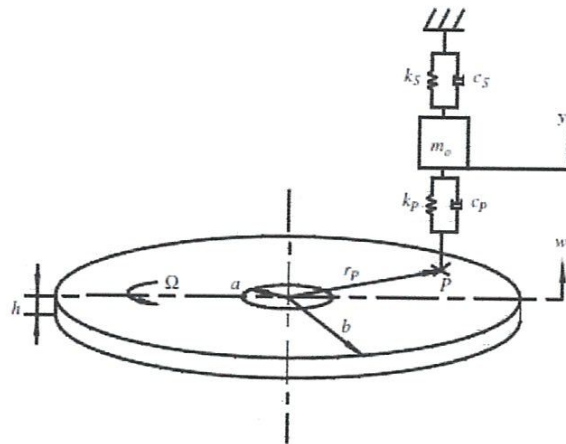


Fig. 6. *Disque en rotation excité par une unité oscillante.*

Qiao et al. [10] font une étude du comportement dynamique d'un disque de frein soumis à une force de frottement à coefficient constant ou aléatoire. Sous une charge de frottement constante, le mouvement circulaire est caractérisé par une vibration quasi périodique tandis que la déflexion transversale un mouvement périodique. La simulation numérique indique que l'amplitude de la réponse de la vibration circulaire est plus grande que celle de la vibration transversale. Sous la charge de friction aléatoire, les déplacements transversaux et circonférentiels sont à la fois non-gaussiens et non stationnaires. L'énergie du mouvement transversal est principalement concentrée à la fréquence dominante. D'autre part, la densité spectrale du mouvement circonférentiel est distribuée principalement à deux fréquences différentes.

Koo [11] propose la fabrication des disques circulaires en matières composites où les fibres ont pu être alignées dans des directions radiales ou circulaires (figure 7) pour avoir une orthotropie polaire dont l'objectif est d'augmenter la vitesse critique de ces disques. L'équation dynamique est formulée par la méthode de Rayleigh-Ritz afin de calculer les fréquences propres et la vitesse critique. Les résultats prouvent que le renforcement circulaire est plus efficace permettant une augmentant de la vitesse critique de cinq fois plus élevée que celle du disque ayant un renforcement radial.

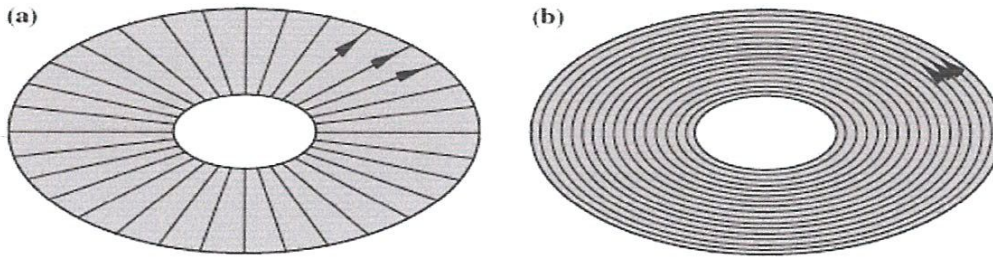


Fig. 7. (a) renforcement radial, (b) renforcement circulaire.

L'impact de la température du métal usiné sur les vibrations a été étudié en fraisage. La pièce est usinée en bout au moyen de plaquettes rectangulaires, à température ambiante, puis après préchauffage par induction à 260° [12]. Dans ce deuxième cas, l'amplitude des pics d'accélération vibratoire peut diminuer jusqu'à 98% (figure 8). En revanche, l'état de surface ne s'améliore que de 19%. L'auteur souligne bien que la réduction de l'amplitude des vibrations ne concorde pas systématiquement avec l'amélioration de l'état de surface. Cette méthode d'usinage permet surtout de montrer la forte incrimination de l'interaction outil-copeau, et des efforts de fraisage dans l'instabilité.

Conditions d'usinage: $A_p=2\text{ mm}$ $f=0.2\text{ mm/dent/tour}$ $V_c=300\text{ m/min}$

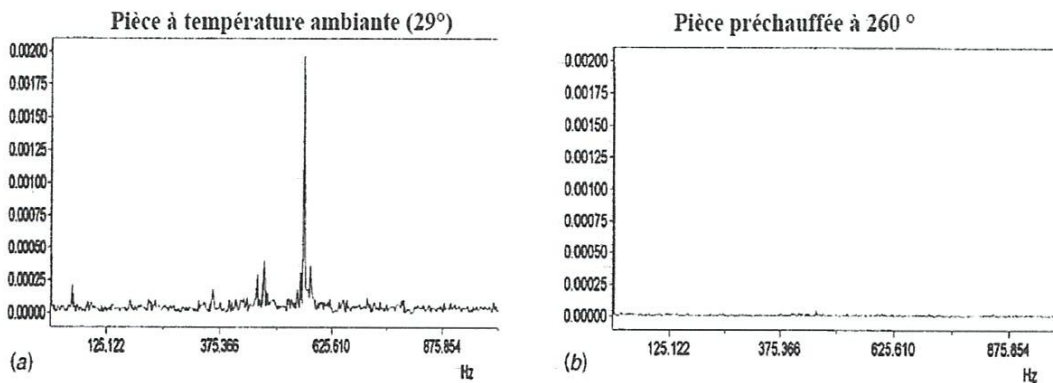


Fig. 8. Impact du préchauffage de la pièce sur le spectre des accélérations.

Petropoulos et al. [13] développent un modèle prédictif pour des composantes des efforts de coupe dans le cas de tournage longitudinal d'un acier de construction avec un outil en carbure revêtu. Le modèle est formulé en termes de conditions de coupe. La méthode de Taguchi est utilisée pour le plan d'expériences et l'analyse est effectuée en utilisant la méthodologie de surfaces de réponse. Les résultats obtenus montrent que le modèle proposé est en meilleur accord avec les résultats expérimentaux surtout dans une gamme plus large de la vitesse de coupe (figure 9a) en comparaison avec les résultats obtenus avec le modèle de Kienzle (figure 9b).

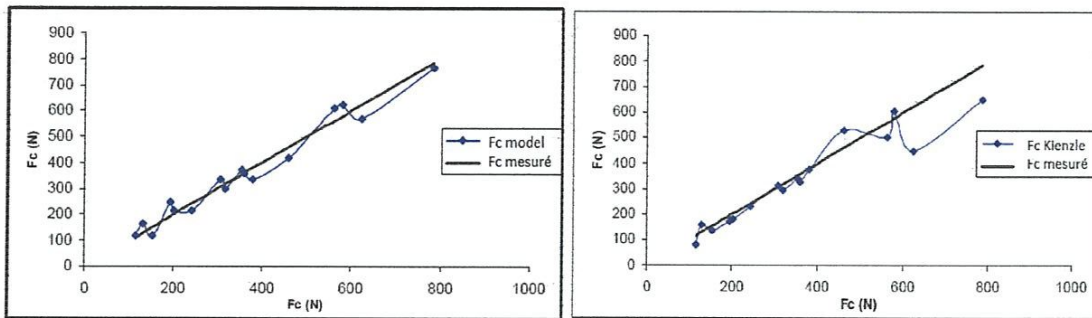


Fig. 9. Comparaison entre la force de coupe calculée par le modèle proposé, celle calculée par le modèle de Kienzle et celle mesurée.

Dans sa thèse, Corduan [14] présente une étude qui porte sur le comportement vibratoire en fraisage de finition des aubes des turbo-compresseurs haute pression aeronautiques. Il démontre qu'il est difficile d'éliminer les vibrations et qu'il n'existe pas d'outil prédictif que faire des essais en faisant varier les paramètres expérimentaux. Les résultats ont été comparés avec ceux issus d'une simulation temporelle et une bonne corrélation entre les différentes zones de vibrations a pu être observée. Les alliages de titane répondent efficacement à la demande des utilisateurs mais son usinabilité très difficile ainsi que la détermination des meilleures conditions de coupe posent souvent des problèmes vibratoires qui deviennent alors un phénomène très présent et délicat à maîtriser surtout en finition de parois mince.

Dans un travail présenté par Seguy [15], une modélisation est adaptée au comportement des parois de fond et des parois latérales. Il a développé une méthode permettant de prendre en compte l'évolution des caractéristiques dynamiques de la pièce durant l'usinage et il a obtenu ainsi une représentation en trois dimensions des lobes de stabilité bien adaptée à ce contexte. Les modélisations effectuées pour chaque type de parois sont validées par des essais d'usinage sur une pièce représentative des cas industriels.

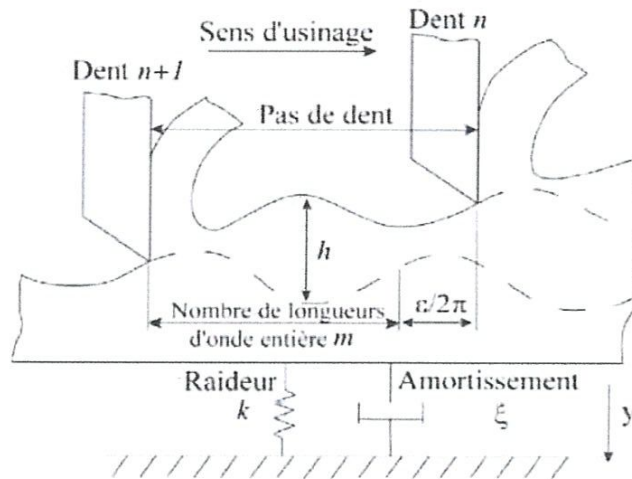


Fig. 10. Modélisation de la paroi à 1DDI.

Mbou-Mouafou [16] propose une méthode de contrôle adaptatif des efforts de coupe et des émissions acoustiques en vue d'améliorer la qualité et la productivité en fraisage vue que les méthodes traditionnelles d'usinage consiste à utiliser des conditions de coupe fixes. Une analyse des sources de bruit et du mécanisme de variation des efforts de coupe a permis de montrer expérimentalement qu'il existe une corrélation entre la fréquence de passage des dents, les conditions de coupe, les efforts de coupe et les émissions acoustiques lors du fraisage. Le résultat ainsi obtenu a permis de développer un modèle de variation des conditions de coupe afin de réduire l'impact du choc créé par la dent lors de son entrée dans la matière, entraînant une diminution significative des efforts de coupe et du bruit généré.

Bourdim et al [17] propose une étude du comportement dynamique d'une machine-outil en cours d'usinage en déterminant deux fonctions de transfert. La première définit les propriétés dynamiques de la machine et la seconde définit la nature de sa sollicitation. L'auteur s'intéresse aux facteurs susceptibles de faire varier ces deux fonctions de transferts en considérant l'influence de la variation continue de la vitesse de coupe sur le comportement vibratoire d'un cas d'usinage particulier qui lui a permis de tracer des cartes de stabilité montrant clairement l'influence de la vitesse de coupe sur l'amplitude de vibration. Les résultats obtenus sont en parfait accord avec ceux obtenus expérimentalement.

Des travaux de recherche, menés par Bissey et al. [18], portent sur l'étude et la modélisation des efforts de coupe en fraisage de matériaux durs. La prédiction de l'évolution temporelle des efforts de coupe peut permettre d'optimiser la géométrie des outils lors de leur

conception ou de mieux adapter les conditions de coupe et la machine utilisée à l'opération d'usinage envisagée dans le but de minimiser le niveau d'effort ou de le stabiliser pour éviter les pics d'efforts importants néfastes à la tenue de l'outil et aux capacités de la machine. La connaissance des efforts de coupe favoriserait également l'optimisation des trajectoires d'outils au sein d'un logiciel de FAO par exemple. Cette étude vise donc à améliorer la procédure de qualification d'un outil pour l'usinage d'un matériau donné, en considérant comme point de départ la géométrie locale de l'arête coupante en remontant ensuite à la géométrie globale de l'outil ou de la famille d'outils considérée. Enfin, cette étude est rendue possible, par la mise au point d'un capteur dynamométrique à compensation inertielle, l'obtention de signaux de bonne qualité à haute fréquence en usinage à grande vitesse.

Moreau [19] propose une approche originale pour tracer les vibrations de l'outil dans le plan grâce aux mesures dans le sens de l'avance et dans le sens de coupe afin de mener une étude de stabilité. Ces mesures mises sous la forme de graphique permettant de mettre en évidence différents régimes dynamiques de l'outil de tournage. Pour ce qui est de la mesure des efforts de coupe, malgré l'utilisation d'une raideur simple contrairement au fraisage, les résultats sont tout à fait comparables avec les mesures issues de platines dynamométriques. Les résultats montrent qu'à partir d'une certaine avance, les déplacements de l'outil dans le sens de l'effort de coupe ont tendance à stagner alors qu'ils devraient continuer à augmenter comme cela est observé sur les mesures dans le sens de l'avance dû probablement à la torsion de l'outil en cours d'usinage. Dans le cas d'un régime stable, l'état de surface obtenu lors d'une opération de tournage est proche de celui théorique. Contrairement au cas instable, la corrélation n'est pas aussi satisfaisante.

1.2 Position du problème :

L'usinage des pièces minces, en particulier les disques de faible épaisseur, pose beaucoup de problèmes suite à leur faible rigidité. La flexion d'une paroi mince sous l'effort de coupe est un problème habituel pour les usineurs. Dans certains cas, des solutions technologiques bien connues existent et qui proposent de limiter les efforts de coupe et de soutenir la pièce. Les deux solutions ne sont pas toujours possible à réaliser en raison soit de difficulté de montage, soit un coût d'usinage très élevé suite à la réduction des efforts de coupe. Dans ce dernier cas, réduire les efforts de coupe l'adoption des profondeurs de passe minimales peut provoquer le phénomène de broutement et même arriver jusqu'à la résonance qui peut affecter la qualité de la surface et même détruire la pièce. Il est donc nécessaire de pouvoir limiter ces problèmes par un

choix approprié des conditions de coupe en se servant des calculs numériques, des simulations statiques et dynamiques de la pièce ainsi que par l'expérimentation afin d'assurer une bonne stabilité en cours d'usinage.

Les travaux qui ont traité la dynamique de la coupe se sont en majorité basés sur la modélisation des outils de coupe en supposant que la pièce est rigide. Cependant, dans notre travail, la pièce sous forme de disque est déformable et on va supposer que l'outil de tournage est suffisamment rigide. L'étude semi-expérimentale sera focalisée sur l'optimisation des conditions de coupe permettant à la fois de réduire les efforts de coupe pour limiter la déformation de la pièce en cours d'usinage et par conséquent, avoir des états de surface acceptables.

CHAPITRE 2

Simulation numérique de la dynamique d'un disque

2.1 Introduction :

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons la réponse du disque en vibration libre en réalisant des simulations numériques par le logiciel I-DEAS (Acronyme de Integrated Design Engineering and Analysis Software). Ce logiciel permet la conception des pièces mécaniques par l'optimisation de sa géométrie en réalisant la modélisation dans un temps raisonnablement court. Ce cheminement peut être appliqué dans le cas d'un produit mécanique nouvellement créé où dans le cas où en envisage des améliorations de forme d'un produit mécanique existant en utilisant les propriétés mécaniques et physiques du produit. Non seulement, il est puissant en simulation statique mais aussi en dynamique afin de simuler le comportement vibratoire d'un tel produit mécanique. En se basant sur une telle géométrie définie préalablement, simple où complexe, en la discrétisant en plusieurs éléments finis (2D, 3D) selon le cas étudié et en connaissant les conditions aux limites, la simulation peut être faite.

En traitant le cas de vibration libre, plusieurs méthodes sont utilisées pour extraire les fréquences propres du système étudié. L'une de ces méthodes appelée méthode de Lanczos est reconnue pour son efficacité sur les gros modèles. Le traitement des modes rigides doit être réalisé par décalage fréquentiel et l'algorithme de la méthode permet également de connaître de manière précise le nombre de modes si l'extraction est demandée dans une bande de fréquence particulière. Les valeurs propres les plus significatives convergent, rapidement, vers les valeurs propres de la matrice de départ. Les résultats de la simulation par le logiciel en termes de fréquences propres sont ensuite comparés avec ceux obtenus par une méthode analytique [20].

2.2 Simulation numérique sur un disque de référence :

L'étude porte sur un disque mince, homogène, isotrope, d'épaisseur uniforme, encastree sur le contour intérieur et libre sur le contour extérieur (figure 2.1). Les caractéristiques de disque sont : rayon intérieur $a=0.1$ m, rayon extérieur $b=0.2$ m, épaisseur $h=0.003$ m, module d'Young $E=1.1e11$ N/m², masse volumique $\rho=4430$ kg/m³, coefficient de poisson $\nu=0.35$.

Pour valider nos résultats avec ceux proposés dans la référence [20], trois types d'éléments de maillage ont été considérés: un élément coque triangulaire avec 3 nœuds, un élément coque quadrilatère à 4 nœuds et un élément volumique tétraédrique.

Pour assurer la convergence des modes, les quinze premières fréquences propres, y compris celles antisymétriques, ont été calculées pour différents types d'éléments et pour différentes tailles. Les résultats telles qu'ils sont affichés par le logiciel sont donnés dans les tableaux suivants :

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 14-Apr-11 11:05:45
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.2271	2.49136E+03	-2.37E-10
2	243.8224	1.25767E+03	-2.24E-10
3	243.8241	1.25723E+03	-3.29E-10
4	266.0749	1.28398E+03	-8.93E-11
5	266.0794	1.44149E+03	3.54E-11
6	331.8670	8.91519E+02	-6.41E-11
7	331.8737	8.90956E+02	-1.62E-11
8	455.9296	4.88804E+02	-7.23E-11
9	455.9359	5.11565E+02	-3.28E-11
10	636.8263	2.98533E+02	-4.01E-11
11	636.8374	2.98358E+02	-2.11E-11
12	868.6204	2.05801E+02	8.53E-12
13	868.6252	1.97988E+02	-3.42E-11
14	1146.4958	1.38669E+02	-1.72E-11
15	1146.5151	1.38696E+02	1.43E-11

11:05:45 (CP 0.94 97.41) Frequencies and modes calculated
 11:05:45 (CP 0.11 97.52) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.1. Fréquences propres pour l'élément SHELL triangulaire de 3 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 17-Apr-11 09:03:35
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.2751	2.49277E+03	7.68E-10
2	243.8708	1.31727E+03	9.15E-10
3	243.8741	1.31661E+03	1.10E-09
4	266.1279	1.33292E+03	1.12E-09
5	266.1294	1.37003E+03	5.77E-10
6	331.9203	8.98406E+02	8.93E-10
7	331.9259	8.96606E+02	1.61E-10
8	455.9868	5.00190E+02	5.82E-10
9	455.9919	4.94789E+02	1.39E-11
10	636.9011	3.03344E+02	2.20E-10
11	636.9054	3.03919E+02	1.50E-10
12	868.7278	1.98426E+02	3.61E-11
13	868.7326	2.07058E+02	9.21E-11
14	1146.6736	1.39553E+02	5.00E-11
15	1146.6894	1.39710E+02	5.52E-11

09:03:37 (CP 1.34 195.16) Frequencies and modes calculated
 09:03:38 (CP 0.22 195.37) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.2. Fréquences propres pour l'élément SHELL triangulaire de 2 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 17-Apr-11 09:30:36
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.3026	2.49358E+03	3.56E-10
2	243.8959	1.25010E+03	1.66E-09
3	243.8967	1.25016E+03	2.01E-10
4	266.1391	1.24395E+03	7.31E-10
5	266.1404	1.52522E+03	1.53E-09
6	331.9101	8.90548E+02	3.52E-10
7	331.9131	8.90548E+02	7.37E-10
8	455.9483	5.06576E+02	-7.36E-11
9	455.9518	4.91306E+02	2.80E-10
10	636.8317	2.99224E+02	2.39E-10
11	636.8382	2.99238E+02	1.02E-10
12	868.6346	1.98528E+02	1.42E-10
13	868.6354	2.05612E+02	-4.03E-11
14	1146.5649	1.39231E+02	-5.66E-11
15	1146.5677	1.39222E+02	5.45E-11

09:30:59 (CP 5.67 1353.41) Frequencies and modes calculated

09:31:03 (CP 0.81 1354.22) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.3. Fréquences propres pour l'élément SHELL triangulaire de 1 mm de taille

Afin de comparer les résultats montrés dans les trois tableaux précédents, nous les avons regroupé dans le tableau ci-dessous. Chaque mode est représenté par le nombre de diamètres nodaux n et par les cercles nodaux m.

N° du mode	m	n	Fréquences propres		
			(3mm)	(2mm)	(1mm)
1	0	0	240.2271	240.2751	240.3026
2	0	1	243.8224	243.8708	243.8959
3	0	1	243.8241	243.8741	243.8967
4	0	2	266.0749	266.1279	266.1391
5	0	2	266.0794	266.1294	266.1404
6	0	3	331.8670	331.9203	331.9101
7	0	3	331.8737	331.9259	331.9131
8	0	4	455.9296	455.9868	455.9483
9	0	4	455.9359	455.9919	455.9518
10	0	5	636.8263	636.9011	636.8317
11	0	5	636.8374	636.9054	636.8382
12	0	6	868.6204	868.7278	868.6346
13	0	6	868.6252	868.7326	868.6354
14	0	7	1146.4958	1146.6736	1146.5649
15	0	7	1146.5151	1146.6894	1146.5677

Tableau 2.4. Fréquences propres pour différentes tailles de l'élément SHELL triangulaire

D'après le tableau 2.4, on constate que la convergence des fréquences propres est assurée avec une taille d'élément de 1 mm. Dans ce cas, on peut se contenter de faire des simulations avec cette taille pour calculer la réponse du disque.

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 14-Apr-11 10:20:46
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.2882	2.49280E+03	-4.43E-11
2	243.8898	1.54660E+03	1.25E-10
3	243.8900	1.54658E+03	-1.19E-10
4	266.1483	1.23607E+03	3.40E-10
5	266.1484	1.54875E+03	8.40E-11
6	331.9276	8.89430E+02	2.93E-11
7	331.9277	8.89411E+02	4.20E-12
8	455.9751	4.89393E+02	7.16E-11
9	455.9753	5.07903E+02	4.41E-11
10	636.8983	3.00392E+02	-2.51E-11
11	636.8985	3.00393E+02	4.53E-11
12	868.7890	2.02147E+02	-6.58E-12
13	868.7894	1.98948E+02	6.54E-12
14	1146.8790	1.38911E+02	3.27E-12
15	1146.8790	1.38912E+02	-6.60E-12

10:20:46 (CP 0.88 104.27) Frequencies and modes calculated
 10:20:46 (CP 0.11 104.37) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.5. Fréquences propres pour l'élément SHELL quadrilatère de 3 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 14-Apr-11 10:31:24
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.3161	2.49289E+03	-7.06E-10
2	243.9200	1.24764E+03	3.66E-10
3	243.9202	1.24765E+03	-1.17E-09
4	266.1892	1.78311E+03	-8.54E-10
5	266.1897	1.19096E+03	-1.59E-10
6	331.9910	8.92713E+02	-4.34E-10
7	331.9918	8.92697E+02	8.89E-11
8	456.0660	5.11129E+02	-2.01E-10
9	456.0683	4.89785E+02	1.67E-11
10	637.0177	3.01449E+02	2.33E-11
11	637.0183	3.01442E+02	-4.80E-11
12	868.9358	1.98447E+02	-3.82E-11
13	868.9359	2.07576E+02	-3.96E-12
14	1147.0569	1.38959E+02	-3.14E-11
15	1147.0571	1.38959E+02	-7.69E-12

10:31:29 (CP 1.31 225.25) Frequencies and modes calculated
 10:31:30 (CP 0.23 225.48) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.6. Fréquences propres pour l'élément SHELL quadrilatère de 2 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 14-Apr-11 10:59:50
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	240.3318	2.49290E+03	-5.11E-10
2	243.9346	1.27100E+03	6.89E-11
3	243.9346	1.27100E+03	7.19E-10
4	266.2019	1.73817E+03	7.93E-10
5	266.2020	1.19550E+03	-2.12E-10
6	332.0032	8.89475E+02	-1.92E-10
7	332.0033	8.89491E+02	2.26E-10
8	456.0766	5.00848E+02	3.67E-10
9	456.0766	4.94022E+02	1.79E-10
10	637.0181	2.98588E+02	9.06E-11
11	637.0182	2.98618E+02	-1.20E-10
12	868.9170	1.97848E+02	6.31E-11
13	868.9173	2.06732E+02	-2.09E-11
14	1147.0100	1.38100E+02	2.14E-11
15	1147.0103	1.38117E+02	-6.81E-12

11:00:07 (CP 6.08 1369.48) Frequencies and modes calculated

11:00:11 (CP 0.95 1370.44) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.7. Fréquences propres pour l'élément SHELL quadrilatère de 1 mm de taille

Afin de comparer les résultats montrés dans les trois tableaux précédents, nous les avons regroupé dans le tableau ci-dessous.

N° du Mode	m	n	Fréquences propres		
			(3mm)	(2mm)	(1mm)
1	0	0	240.2882	240.3161	240.3318
2	0	1	243.8898	243.9200	243.9346
3	0	1	243.8900	243.9202	243.9346
4	0	2	266.1483	266.1892	266.2019
5	0	2	266.1484	266.1897	266.2020
6	0	3	331.9276	331.9910	332.0032
7	0	3	331.9277	331.9918	332.0033
8	0	4	455.9751	456.0660	456.0766
9	0	4	455.9753	456.0683	456.0766
10	0	5	636.8983	637.0177	637.0181
11	0	5	636.8985	637.0183	637.0182
12	0	6	868.7890	868.9358	868.9170
13	0	6	868.7894	868.9359	868.9173
14	0	7	1146.8790	1147.0569	1147.0100
15	0	7	1146.8790	1147.0571	1147.0103

Tableau 2.8. Fréquences propres pour différentes tailles de l'élément SHELL quadrilatère

D'après le tableau 2.8, on constate que la convergence des fréquences propres est assurée avec une taille d'élément de 1 mm avec une différence de 0.5Hz pour le dernier mode pour le cas où l'élément utilisé est triangulaire.

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 20-Apr-11 09:43:08
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	466.8862	3.22938E+05	2.70E-10
2	476.8491	1.93386E+05	1.59E-10
3	479.8594	1.83706E+05	-4.26E-10
4	531.1533	1.89014E+05	3.59E-10
5	535.7294	1.84932E+05	-2.58E-10
6	673.0035	1.90854E+05	3.54E-10
7	676.3816	1.94692E+05	-2.67E-10
8	923.3297	1.81348E+05	-4.09E-11
9	928.4701	1.85697E+05	6.57E-11
10	1280.2465	1.80307E+05	-1.05E-11
11	1289.7378	1.72577E+05	-4.37E-12
12	1739.6730	1.71299E+05	-7.33E-12
13	1742.3069	1.66640E+05	-1.37E-11
14	2264.2809	1.52213E+05	1.14E-11
15	2308.4057	1.58380E+05	3.36E-12

09:43:08 (CP 0.77 42.28) Frequencies and modes calculated
 09:43:08 (CP 0.30 42.58) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.9. Fréquences propres pour l'élément SOLID tétraédrique de 3 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 20-Apr-11 10:03:26
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	304.2586	3.66724E+05	4.33E-10
2	310.7690	1.92808E+05	-3.10E-09
3	310.9422	1.97240E+05	1.29E-09
4	344.5973	1.97943E+05	-1.16E-09
5	344.7875	1.97399E+05	1.03E-09
6	434.9783	1.95650E+05	-1.04E-10
7	435.3207	1.95052E+05	8.65E-10
8	598.5946	1.90824E+05	5.92E-10
9	598.9208	1.90576E+05	4.47E-10
10	833.4695	1.83611E+05	9.21E-12
11	834.1046	1.83344E+05	-3.17E-12
12	1133.0834	1.74851E+05	-8.78E-11
13	1133.7727	1.75520E+05	2.02E-10
14	1490.0761	1.64966E+05	9.63E-11
15	1493.8742	1.65291E+05	-2.83E-11

10:03:36 (CP 2.98 917.78) Frequencies and modes calculated
 10:03:38 (CP 0.53 918.31) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.10. Fréquences propres pour l'élément SOLID tétraédrique de 1.5 mm de taille

Les résultats sont regroupés dans le tableau ci-dessous.

N° du mode	m	n	Fréquences propres		
			(3mm)	(1.5mm)	(1mm)
1	0	0	466.8862	304.2586	-
2	0	1	476.8491	310.7690	-
3	0	1	479.8594	310.9422	-
4	0	2	531.1533	344.5973	-
5	0	2	535.7294	344.7875	-
6	0	3	673.0035	434.9783	-
7	0	3	676.3816	435.3207	-
8	0	4	923.3297	598.5946	-
9	0	4	928.4701	598.9208	-
10	0	5	1280.2465	833.4695	-
11	0	5	1289.7378	834.1046	-
12	0	6	1739.6730	1133.0834	-
13	0	6	1742.3069	1133.7727	-
14	0	7	2264.2809	1490.0761	-
15	0	7	2308.4057	1493.8742	-

Tableau 2.11. Fréquences propres pour différentes tailles de l'élément SOLID

On constate que les fréquences propres diminuent en fonction de la diminution de la taille de l'élément mais malheureusement, on était contraint par les capacités de l'ordinateur pour tester une taille inférieure assurant la convergence. La différence entre ces résultats et ceux obtenus par l'élément SHELL signifie que certains paramètres tels l'effet de cisaillement et de l'inertie rotationnelle, négligés dans la simulation avec l'élément SHELL, ont des effets importants dans le cas de la simulation avec l'élément SOLID qui représente le cas réel de la structure. En principe, les résultats de la simulation avec cet élément seront plus proches à celles obtenus en pratique en procédant à un test d'impact.

D'une autre part, en comparant les fréquences propres obtenues par les différentes simulations (élément SHELL) avec ceux de la référence [20] et qui sont obtenus par une méthode analytique sont reportées dans le tableau 2.12. On constate que l'élément quadratique donne une précision meilleure que l'élément triangulaire et c'est pour cette raison que nous allons utiliser cet élément pour les calculs ultérieurs de la réponse du disque.

N° du Mode	m	n	Fréquences propres		
			SHELL Triangulaire	SHELL Quadratique	Référence [20]
1	0	0	240.3026	240.3318	240.52
2	0	1	243.8959	243.9346	244.25
3	0	1	243.8967	243.9346	-
4	0	2	266.1391	266.2019	266.89
5	0	2	266.1404	266.2020	-
6	0	3	331.9101	332.0032	333.25
7	0	3	331.9131	332.0033	-
8	0	4	455.9483	456.0766	458.03
9	0	4	455.9518	456.0766	-
10	0	5	636.8317	637.0181	639.93
11	0	5	636.8382	637.0182	-
12	0	6	868.6346	868.9170	873.22
13	0	6	868.6354	868.9173	-
14	0	7	1146.5649	1147.0100	1153.30
15	0	7	1146.5677	1147.0103	-

Tableau 2.12. Comparaison entre les fréquences propres obtenues par simulation avec [20]

Dans ce qui suit, nous présentons quelques déformées propres obtenues par simulation sur I-DIAS et qui sont représentées par les figures 2.1 à 2.8.

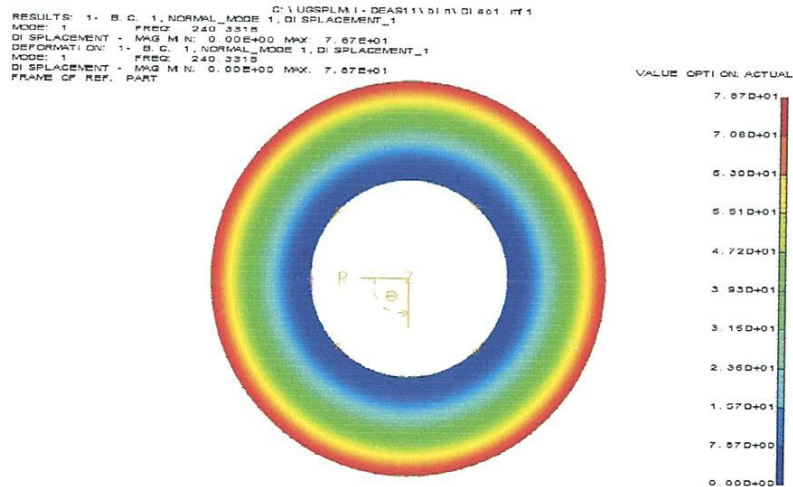


Figure 2.1. Mode 1 (m=0, n=0).

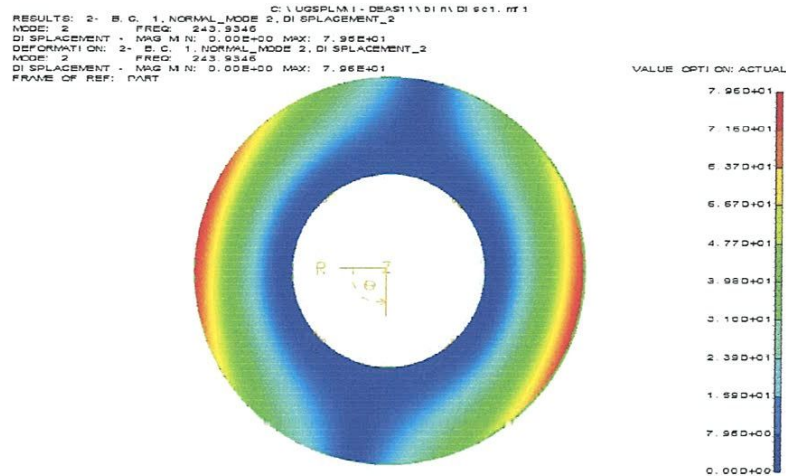


Figure 2.2. Mode 2 ($m=0, n=1$).

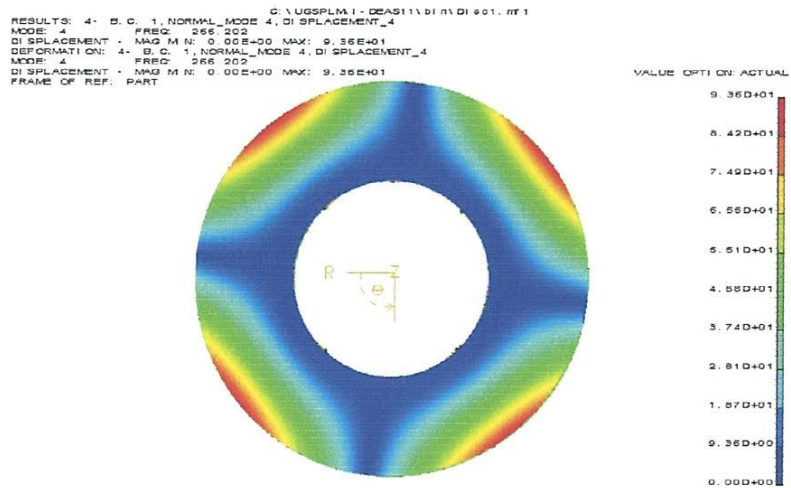


Figure 2.3. Mode 4 ($m=0, n=2$).

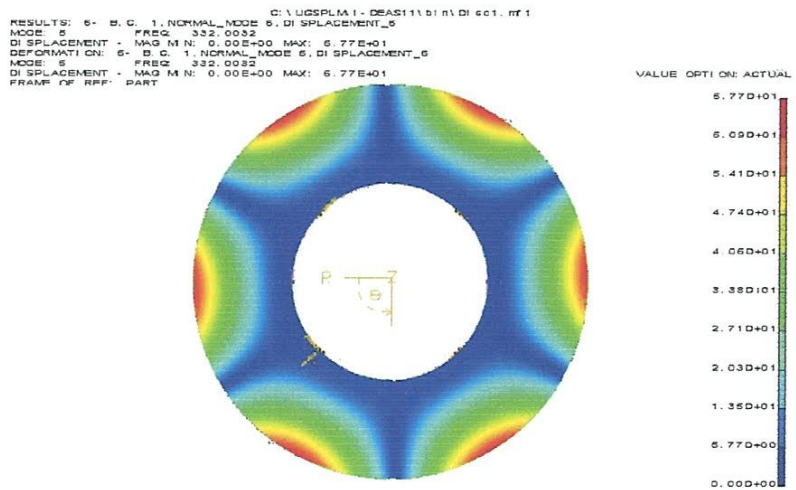


Figure 2.4. Mode 6 ($m=0, n=3$).

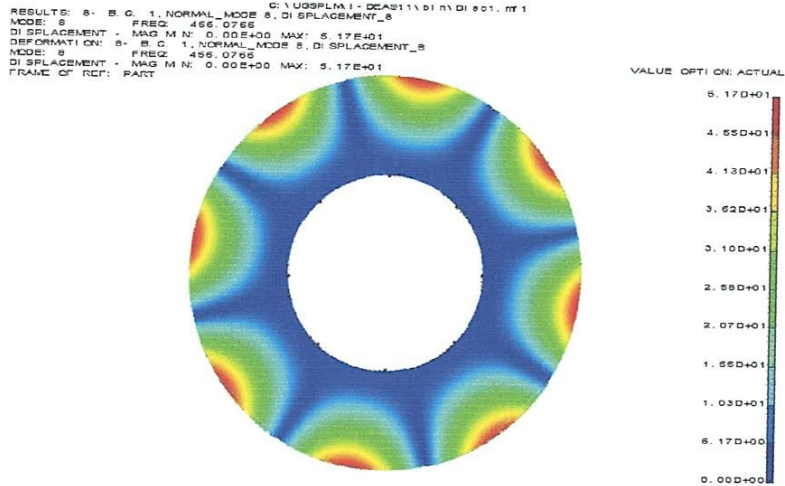


Figure 2.5. Mode 8 ($m=0, n=4$).

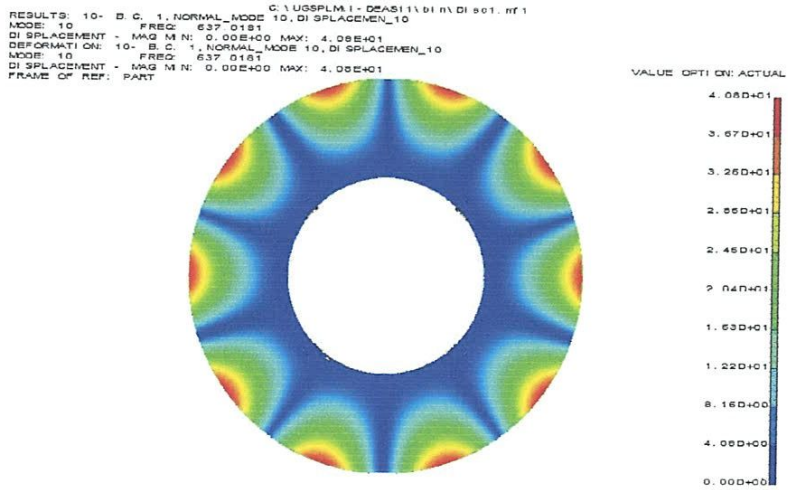


Figure 2.6. Mode 10 ($m=0, n=5$).

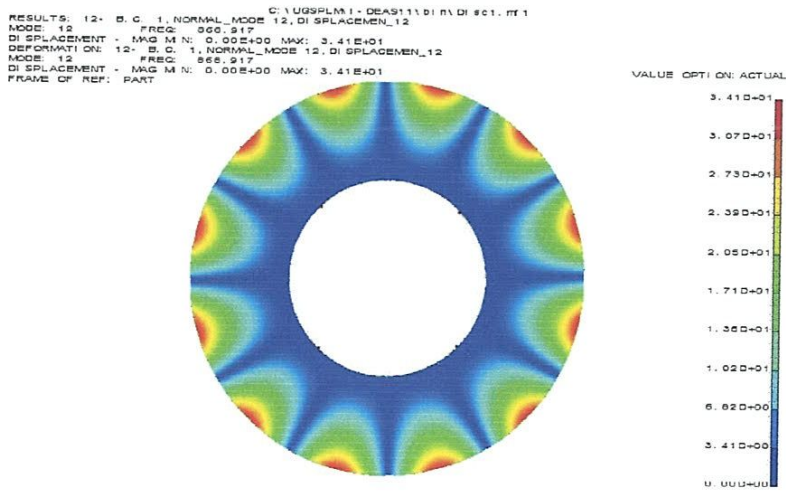


Figure 2.7. Mode 12 ($m=0, n=6$).

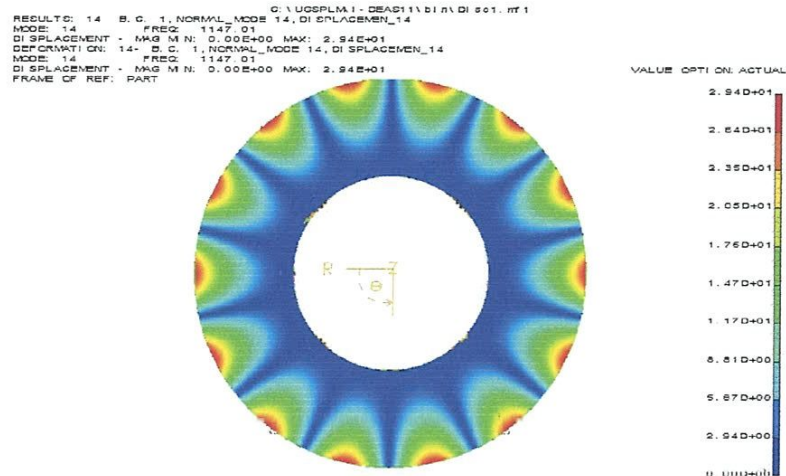


Figure 2.8. Mode 14 (m=0, n=7).

2.3 Simulation numérique sur le disque réel :

Les caractéristiques dimensionnelles et mécaniques du disque sont :

- Rayon intérieur a=0.015 m ;
- Rayon extérieur b=0.21 m ;
- Epaisseur h=0.005 m ;
- Module d'Young E = 2.068e11 N/m² ;
- Masse volumique ρ = 7820 kg/m³ ;
- Coefficient de poisson ν = 0.29.

Les quinze premières fréquences ont été calculées pour deux types d'éléments : SHELL quadrilatère et SOLID tétraédrique.

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 22-May-11 10:18:09
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	599.8291	1.25243E+03	-9.99E-11
2	599.8308	1.25242E+03	2.13E-10
3	630.8648	2.16457E+03	-1.51E-11
4	768.6891	6.57297E+02	-3.98E-11
5	768.6912	7.93978E+02	-1.27E-10
6	1423.5029	2.80623E+02	-5.65E-11
7	1423.5045	2.80621E+02	2.84E-11
8	2433.6492	1.42050E+02	-9.14E-12
9	2433.6504	1.42013E+02	1.10E-11
10	3514.7458	2.85251E+03	-2.91E-11
11	3707.5893	8.27606E+01	-3.58E-12
12	3707.5974	8.27608E+01	5.27E-12
13	3918.5331	1.42320E+02	3.17E-12
14	4146.9753	8.31635E+01	6.13E-12
15	4146.9874	8.31529E+01	-3.86E-13

10:18:16 (CP 1.92 311.80) Frequencies and modes calculated
 10:18:19 (CP 0.31 312.11) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.13. Fréquences propres pour l'élément SHELL quadrilatère de 1 mm de taille

I-DEAS 11 NX Series: Model Solution and Optimization Solver
 22-May-11 11:06:43 PAGE
 2
 MODEL_SOLUTION_SOLVE

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	RESIDUAL
1	629.8148	2.42174E+05	8.67E-12
2	629.9346	2.40464E+05	-1.10E-09
3	659.9239	4.83535E+05	-2.64E-10
4	812.7781	2.28937E+05	1.93E-10
5	812.9088	2.29238E+05	7.25E-10
6	1502.3199	2.06856E+05	3.64E-11
7	1502.4734	2.06831E+05	1.45E-10
8	2561.7661	1.84567E+05	3.74E-11
9	2562.2616	1.84495E+05	1.49E-12
10	3515.8390	6.31512E+05	1.58E-11
11	3894.2112	1.66214E+05	6.05E-12
12	3895.3124	1.66302E+05	-3.57E-11
13	4084.5485	5.03537E+05	-1.36E-11
14	4323.3399	2.54809E+05	1.73E-12
15	4323.6593	2.55002E+05	-3.09E-12

11:07:07 (CP 4.53 2223.61) Frequencies and modes calculated
 11:07:10 (CP 0.63 2224.23) Mode Shapes Expanded

Tableau 2.14. Fréquences propres pour l'élément SOLID tétraédrique de 1 mm de taille

Afin de comparer les résultats, nous les avons regroupés dans le tableau ci-dessous.

N° du mode			Fréquences propres			
			SHELL Quad.	SOLID Tétr. 3mm	SOLID Tétr. 2mm	SOLID Tétr. 1mm
1	0	1	599.8291	823.3335	721.6509	629.8148
2	0	1	599.8308	836.3138	723.4581	629.9346
3	0	0	630.8648	855.3879	752.5687	659.9239
4	0	2	768.6891	1078.9876	942.3769	812.7781
5	0	2	768.6912	1081.9571	942.7636	812.9088
6	0	3	1423.5029	1950.9382	1738.2540	1502.3199
7	0	3	1423.5045	1955.1991	1738.6510	1502.4734
8	0	4	2433.6492	3280.3092	2954.4610	2561.7661
9	0	4	2433.6504	3287.5868	2956.4614	2562.2616
10	Tr-Cp		3514.7458	3519.7240	3516.9841	3515.8390
11	0	5	3707.5893	4944.4640	4481.3780	3894.2112
12	0	5	3707.5974	4955.9071	4483.5602	3895.3124
13	1	0	3918.5331	5086.8509	4634.5588	4084.5485
14	1	1	4146.9753	5368.4826	4898.5401	4323.3399
15	1	1	4146.9874	5429.7658	4920.3356	4323.6593

Tableau 2.15. Fréquences propres obtenues par simulation avec différents types d'élément et différentes tailles.

Une analyse préalable des résultats de ce tableau montre que même avec une taille de 1 mm de l'élément SOLID, on est encore loin de la convergence des fréquences en les comparant avec celles obtenues avec l'élément SHELL. Dans ce cas, nous allons calculer la réponse du disque en se servant de la base modale obtenue par ce dernier élément. D'autre part, on a remarqué l'apparition d'un mode de traction-compression dans le sens radial à une fréquence de 3514.7458 Hz.

Dans ce qui suit, nous présentons quelques déformées propres de disque réel obtenues par simulation sur I-DIAS et qui sont représentées par les figures 2.9 à 2.17

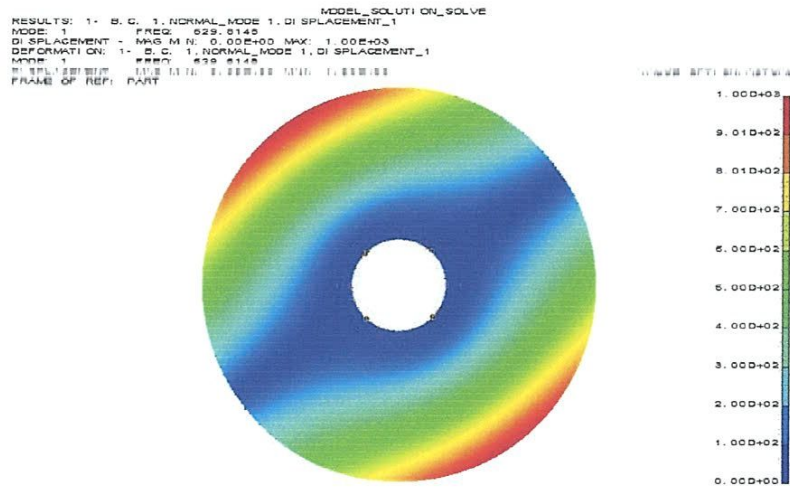


Figure 2.9. Mode 1 ($m=0, n=1$).

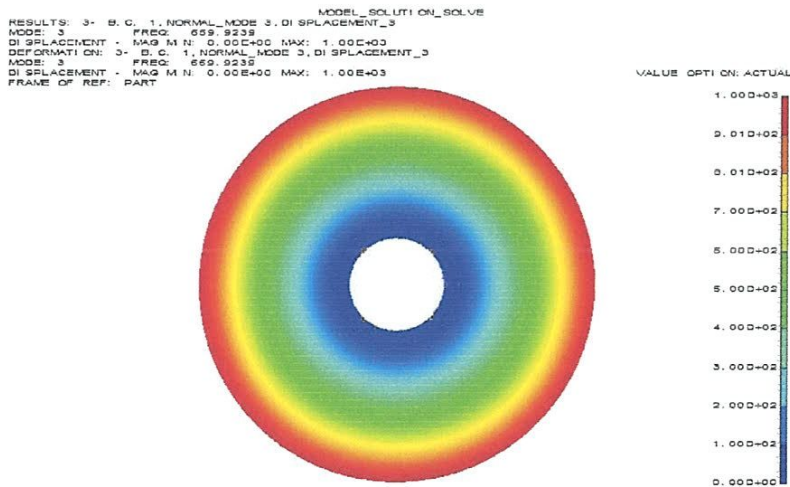


Figure 2.10. Mode 3 ($m=0, n=0$).

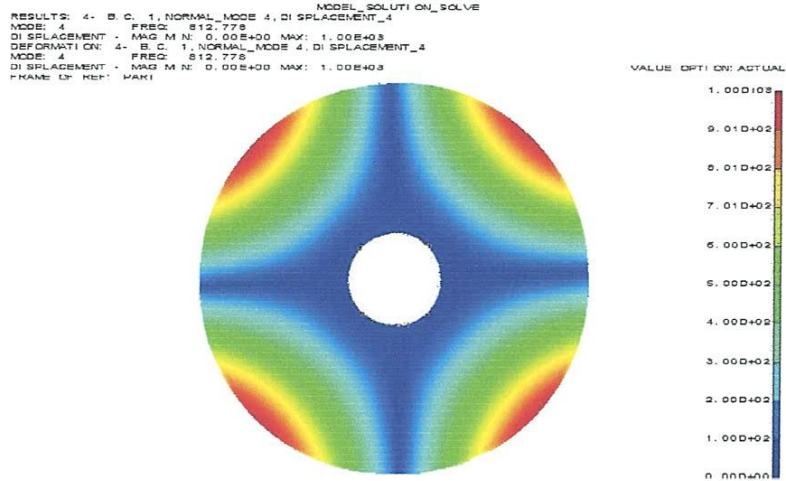


Figure 2.11. Mode 4 ($m=0, n=2$).

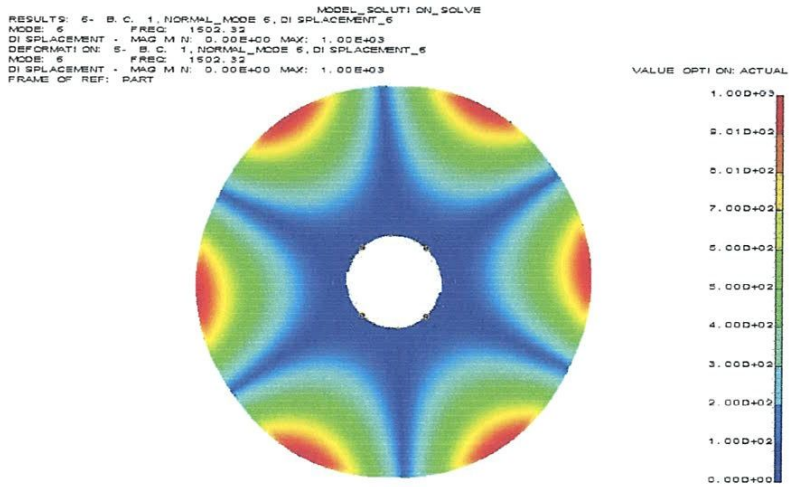


Figure 2.12. Mode 6 ($m=0, n=3$).

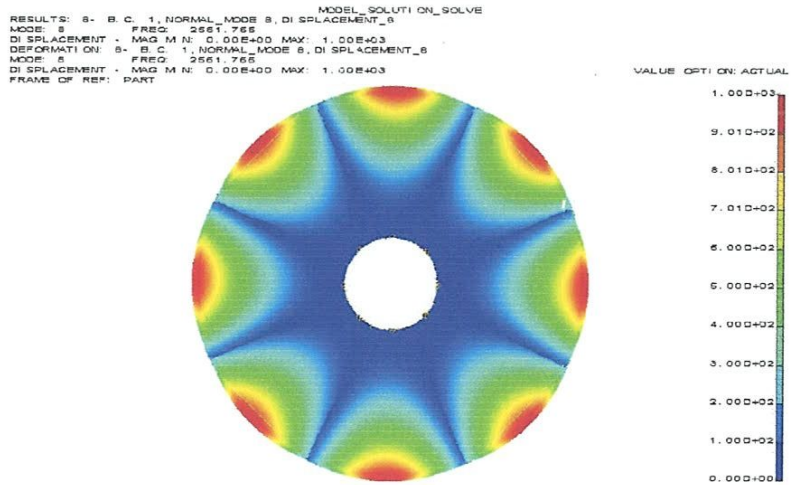


Figure 2.13. Mode 8 ($m=0, n=4$).

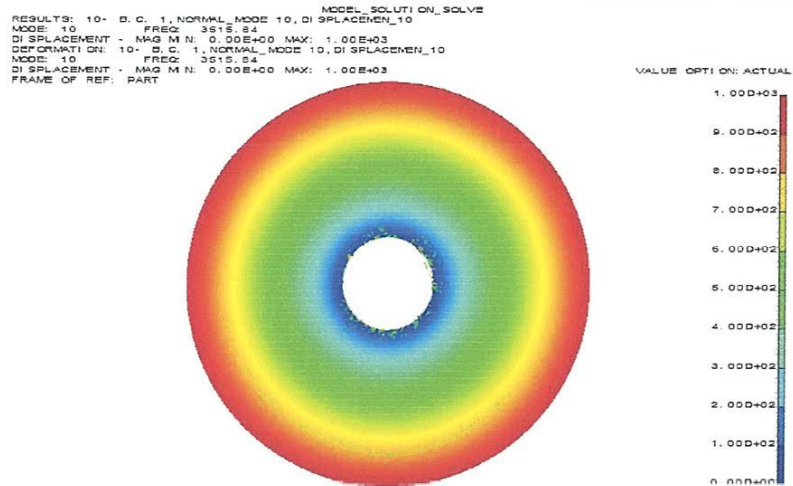


Figure 2.14. Mode 10 (Traction-Compression).

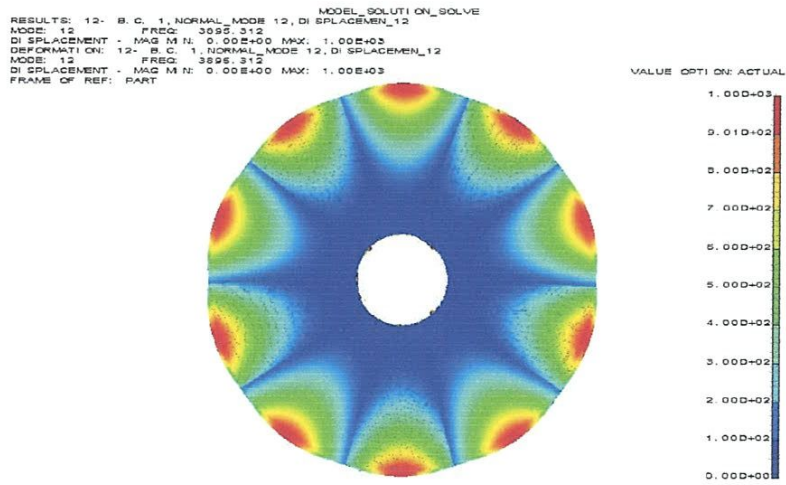


Figure 2.15. Mode 12 ($m=0, n=5$).

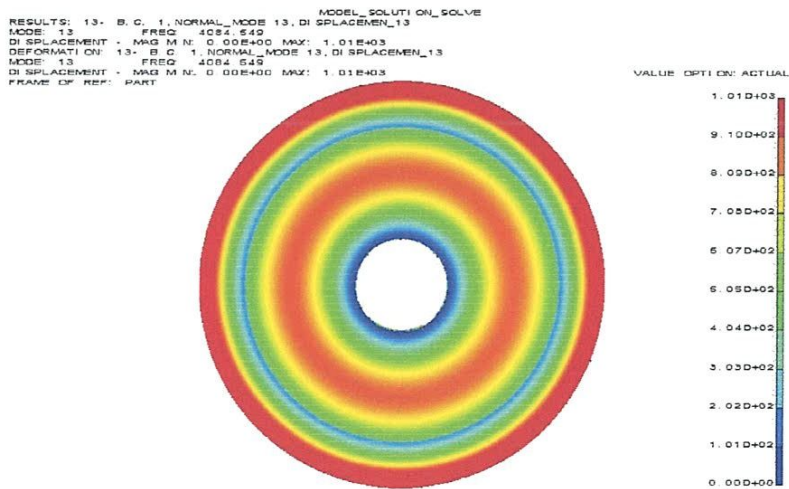


Figure 2.16. Mode 13 ($m=1, n=0$).

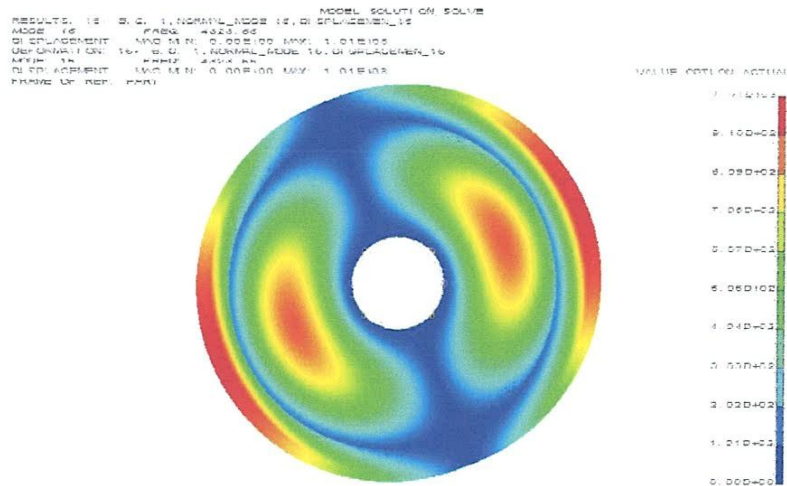


Figure 2.17. Mode 15 ($m=1, n=1$).

2.4 Conclusion :

Les simulations réalisées par le logiciel I-DEAS ont permis de déterminer les fréquences propres du disque à étudier. Ces fréquences vont servir comme une base modale pour le calcul de la réponse forcée du disque en injectant les efforts de coupe mesurés. Cette procédure va nous permettre de déterminer essentiellement la déflexion du disque sous l'effet des efforts de coupe mesurés à différents régimes de coupe.

CHAPITRE 3

Etude expérimentale

3.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous présentons les résultats expérimentaux concernant les efforts de coupe en chariotage et en dressage ainsi qu'une tentative d'une analyse modale pour la détermination des fréquences propres du disque. Dans chaque partie, nous présentons tout d'abord le matériel utilisé, la méthodologie suivie pour mener les expériences et puis les résultats trouvés. Nous présentons les trois composantes de l'effort de coupe en fonction du temps pour différents paramètres du régime de coupe, tels que la vitesse de coupe, la profondeur de passe et la vitesse d'avance.

3.2 Mesure des efforts en usinage du disque :

3.2.1 Machine outil :

Nous avons utilisé un tour universel modèle SN40C avec une puissance de 6.6kW possédant une gamme de vitesses allant de 22.4 tr/min à 2000 tr/min et une gamme d'avances entre 0.08 mm/tr et 6.4 mm/tr. La figure 3.1 montre le montage du disque sur le tour ainsi que la plate forme Kistler.



Figure 3.1. Montage expérimental.

3.2.2 Matériau du disque :

Les disques sont préparés à partir des tôles en acier ordinaire ayant les caractéristiques mécaniques suivantes :

- Rayon intérieur $a=0.015$ m ;
- Rayon extérieur $b=0.21$ m ;
- Epaisseur $h=0.005$ m ;
- Module d'Young $E = 2.068 \times 10^{11}$ N/m² ;
- Masse volumique $\rho = 7820$ kg/m³ ;
- Coefficient de poisson $\nu = 0.29$.



Figure 3.2. Disques pour les essais des efforts de coupe.

3.2.3 Plaquette de coupe :

Une seule plaquette amovible, de marque Sandvik, a été utilisée. Elle a une forme carrée à 8 arêtes de coupe et à fixation par trou central (figure 3.3).



Figure 3.3. Plaquette de coupe utilisée.

Les caractéristiques de cette plaquette sont répertoriées dans le tableau 3.1.

Matériau de coupe	Désignation	Marque	Composition
Carbure revêtu	SNMG12.04.08	Sandvik Coramant	WC avec un triple revêtement TiN+ Al ₂ O ₃ + TiCN

Tableau 3.1. Désignation de la plaquette utilisée.

3.2.4 Porte outil :

Pour la réalisation des essais, nous avons utilisé deux porte-plaquettes de type Sandvik dont l'un pour le chariotage et l'autre pour le dressage. La géométrie des deux porte-plaquettes est donnée dans le tableau 3.2.

Opération	Porte plaquette	Section	χ°	α°	γ°	λ°
Chariotage	PSBNR2525M12	25×25	75°	6°	-6°	-6°
Dressage	PSSNR2525M12-T	25×25	45°	6°	-8°	0°

Tableau 3.2. Caractéristiques géométriques des porte-plaquettes.

3.2.5 Dynamomètre pour la mesure des efforts de coupe :

La mesure des trois composantes de l'effort de coupe (F_x , F_y et F_z) est réalisée par une plate-forme Kistler de type 9257B (figure 3.4). Unique en son genre, le système de mesure piézoélectrique permet des mesures dynamiques et quasistatiques des trois composantes de l'effort de coupe lors du tournage. Elle offre de multiples avantages par rapport aux plates-formes de mesure à jauge de contrainte :

- Précision, linéarité et sensibilité élevées ;
- Fréquence propre et amortissement élevés ;
- Plage de mesure extrêmement étendue et excellente résolution ;
- Haute résistance aux surcharges et vieillissement quasiment nul ;
- Montage aisé ;
- Robuste et fiable ;
- Résistant à la corrosion contre les projections d'eau et d'huile de coupe.



Figure 3.4. Plate-forme KISLER.

3.3 Planification des expériences :

La méthode que nous avons utilisée pour planifier les expériences est la méthode unifactorielle car nous envisageons voir l'effet de chaque paramètre séparément des autres sur les composantes de l'effort de coupe. La matrice représentative de cette méthode est montrée dans le tableau suivant.

L'opération	N° essai	Vitesse de rotation tr/min	Avance mm/tr	Profondeur mm
Chariotage	01	355	0.14	0.5
	02	710		
	03	1000		
	04	355	0.14	0.2
	05			0.5
	06			1.0
	07	355	0.08	0.5
	08		0.14	
	09		0.20	
Dressage	10	355	0.14	0.5
	11	710		
	12	1000		
	13	355	0.14	0.2
	14			0.5
	15			1.0
	16	355	0.08	0.5
	17		0.14	
	18		0.20	

Tableau 3.3 : Planification des expériences.

3.4 Résultats des efforts de coupe :

3.5.1 Chariotage :

Nous présentons sur les figures 3.5 à 3.7 les composantes tangentielle, axiale et radiale de l'effort de coupe en fonction du temps pour les trois vitesses de rotation ($N=355, 710$ et 1000 tr/min).

D'après les trois figures suivantes, on remarque que l'effort de coupe tangentiel est dominant sur les autres composantes quelque soit la fréquence de rotation utilisée. Par contre, la composante axiale est la plus faible. On constate aussi que l'augmentation de la vitesse de rotation a conduit à une légère baisse des efforts de coupe en particulier la composante tangentielle.

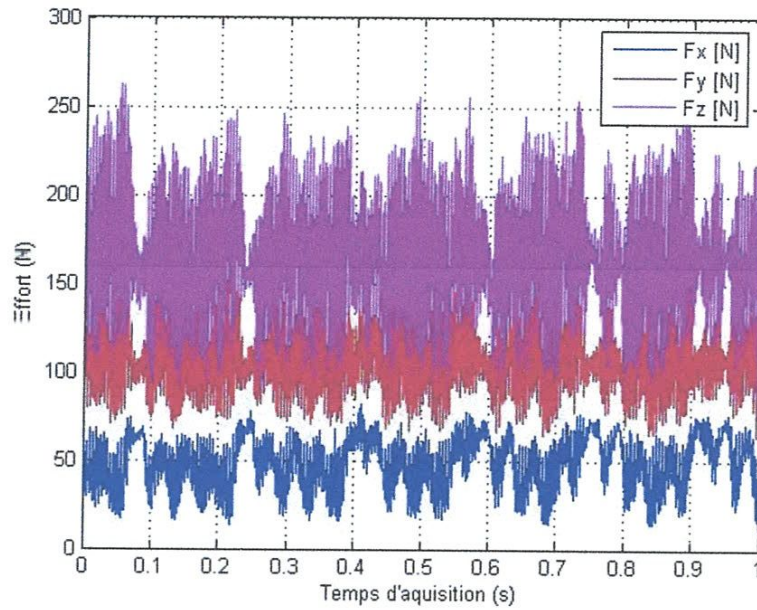


Figure 3.5. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à vitesse constante $N=355\text{tr/min}$ (Essai 1).

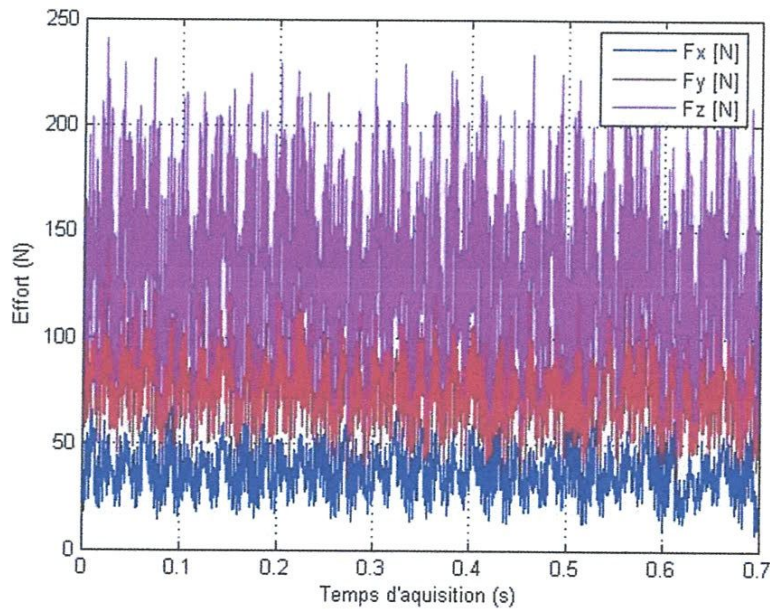
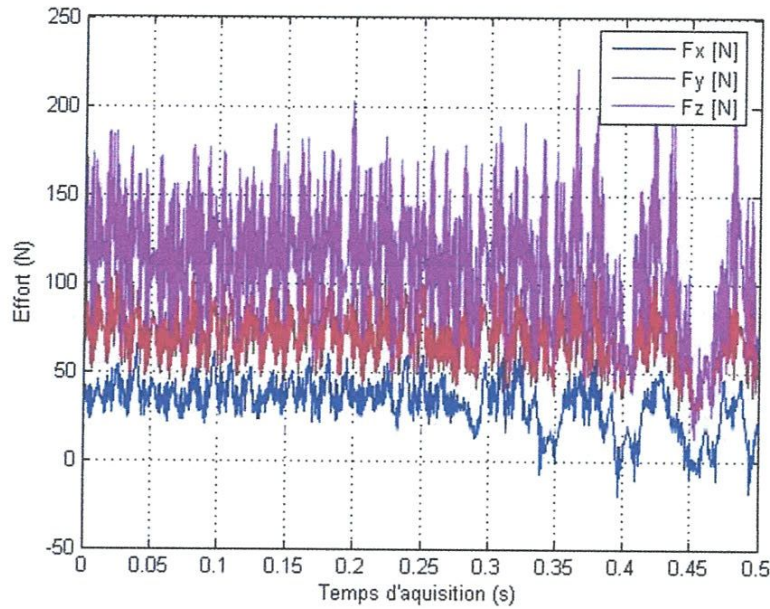
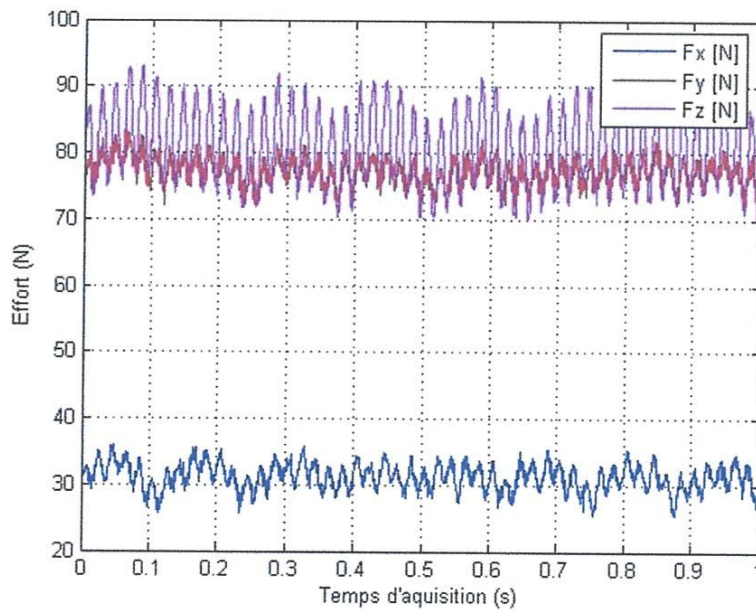


Figure 3.6. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à vitesse constante $N=710\text{tr/min}$ (Essai 2).

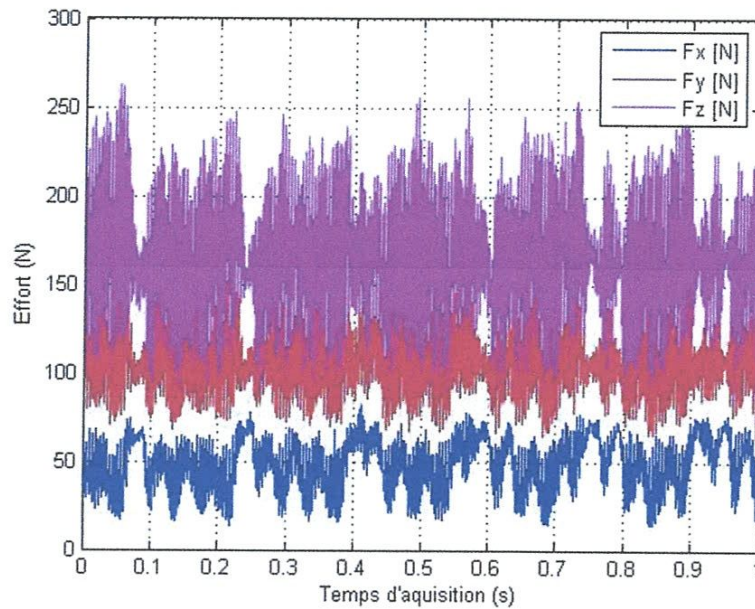


**Figure 3.7. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à vitesse constante $N=1000\text{tr/min}$ (Essai 3).**

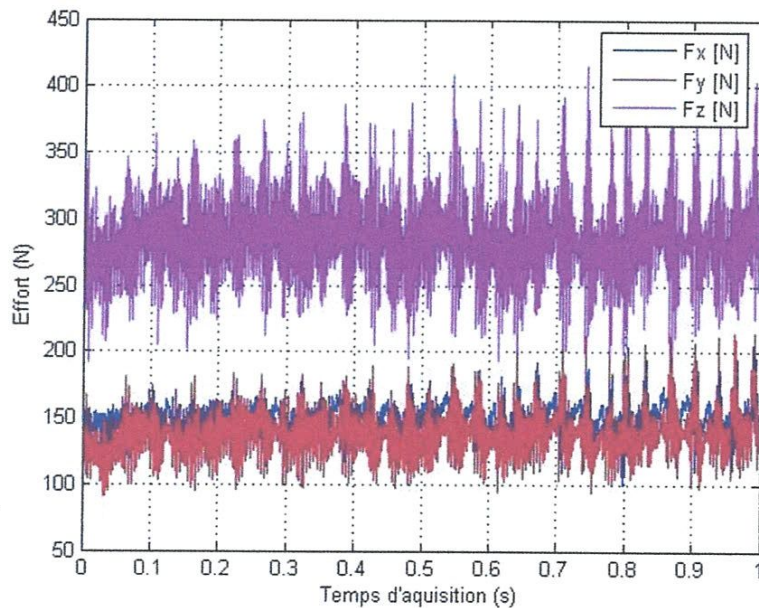
Nous présentons sur les figures 3.8 à 3.10, l'effort tangentiel, axial et radial en fonction du temps pour les trois profondeurs de passe ($a_p=0.2, 0.5$ et 1 mm).



**Figure 3.8. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à profondeur de passe constante $a_p=0.2\text{mm}$ (Essai 4).**



**Figure 3.9. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à profondeur de passe constante $a_p=0.5\text{mm}$ (Essai 5).**



**Figure 3.10. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à profondeur de passe constante $a_p=1\text{mm}$ (Essai 6).**

D'après les trois figures, on constate que l'augmentation de la profondeur de passe conduit à une augmentation des efforts de coupe suite à l'accroissement de la section du copeau enlevée.

Nous présentons sur les figures 3.11 à 3.13, les composantes tangentielle, axiale et radiale de l'effort de coupe en fonction du temps pour les trois avances ($f=0.08, 0.14$ et 0.2mm/tr).

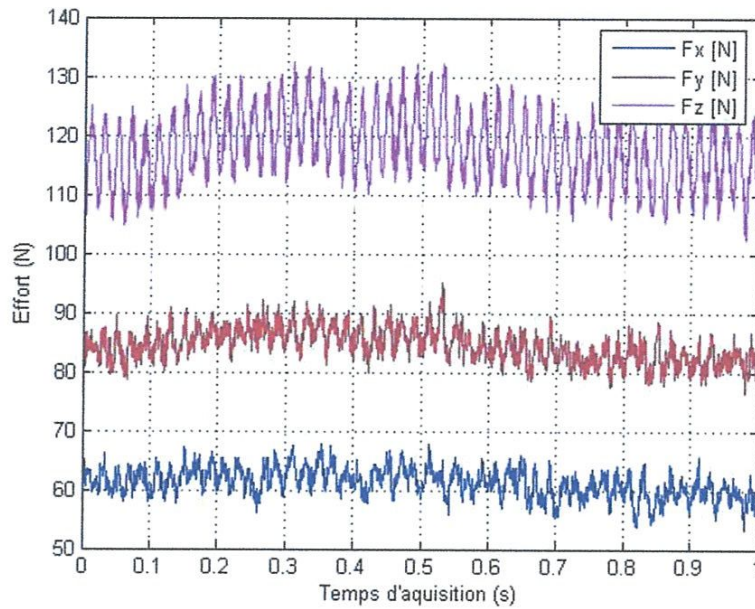


Figure 3.11. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de chariotage à vitesse d'avance constante $f=0.08\text{mm/tr}$ (Essai 7).

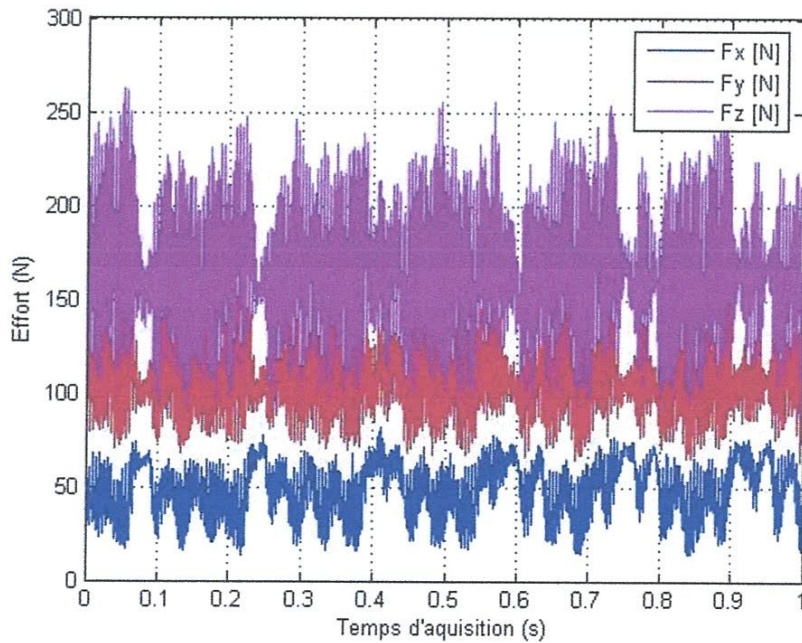
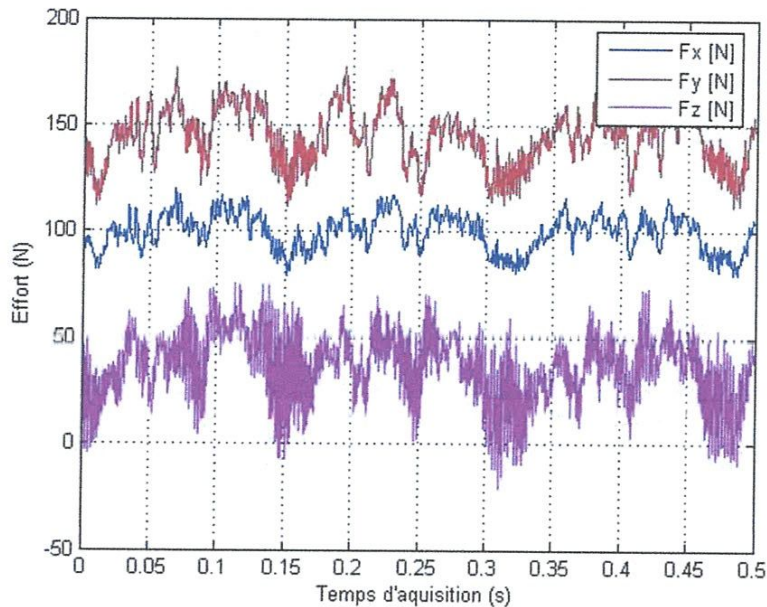


Figure 3.12. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de chariotage à vitesse d'avance constante $f=0.14\text{mm/tr}$ (Essai 8).



**Figure 3.13. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de chariotage à vitesse d'avance constante $f=0.2\text{mm/tr}$ (Essai 9).**

La première constatation est que l'influence de la vitesse d'avance sur les trois composantes est variable selon chacune des composantes. A part la composante radiale qui se montre augmentée avec l'augmentation de l'avance, les deux autres composantes se sont manifestées d'une manière différente. Concernant l'effort tangentiel qui croît en fonction de l'accroissement de l'avance sauf pour la dernière avance, il diminue. Cette diminution peut être interprétée par la diminution instantanée de l'avance suite à la déflexion du disque devant l'outil.

Comme nous sommes intéressés beaucoup plus par la composante axiale, responsable à la déflexion du disque, nous allons tracer cette composante en fonction de chacun des paramètres du régime de coupe.

D'après les figures 3.14 à 3.16, on constate que l'augmentation de la vitesse de rotation n'a aucune influence sur l'effort axial. Pour une faible profondeur de passe, le signal de l'effort est très stable. L'augmentation de la profondeur de passe a conduit à une augmentation de l'effort axial, ce qui est normal car la section de copeau augmente. Par contre, l'influence de l'avance est un peu particulière. Pour une avance faible (0.08 mm/tr), l'effort est très stable. Par contre, il est devenu perturbé pour les deux autres. Malgré que l'augmentation de l'avance (0.2 mm/tr) a conduit à une augmentation de l'effort axial, ce qui est normal car la section du copeau augmente, le cas de l'avance (0.14 mm/tr) est anormal. La seule interprétation de cette

diminution est que l'augmentation de l'avance a conduit à une excitation excessive du disque qui se manifeste par des amplitudes importantes significatives de la présence d'un broutement.

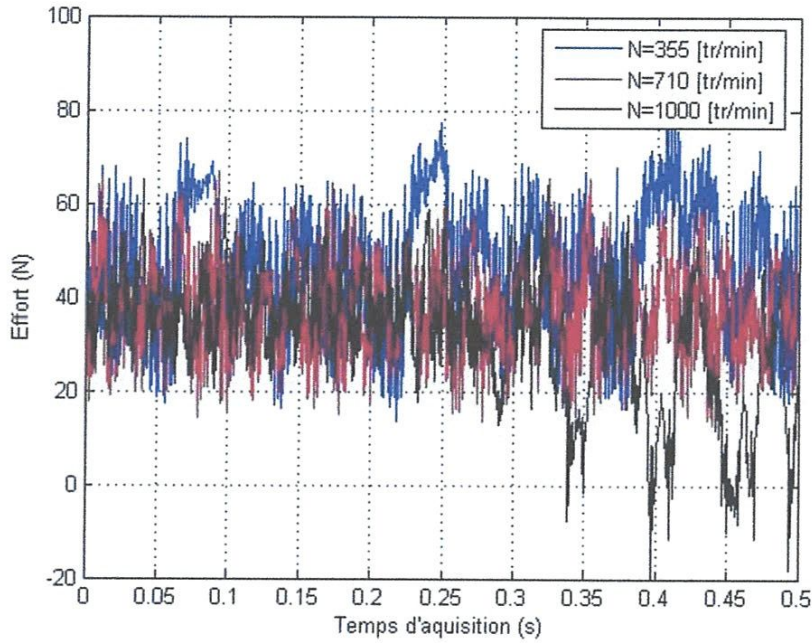


Figure 3.14. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps. Cas de chariotage à différentes vitesses de rotation.

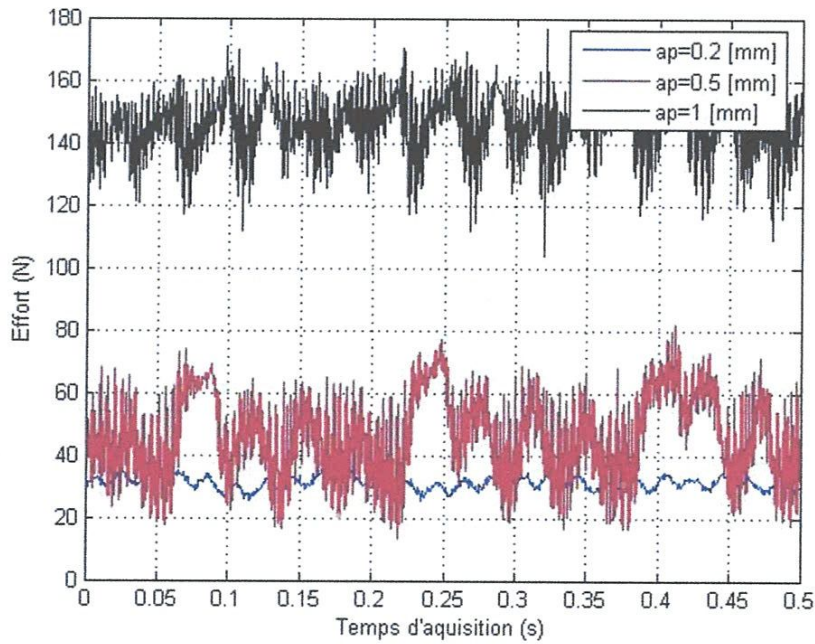
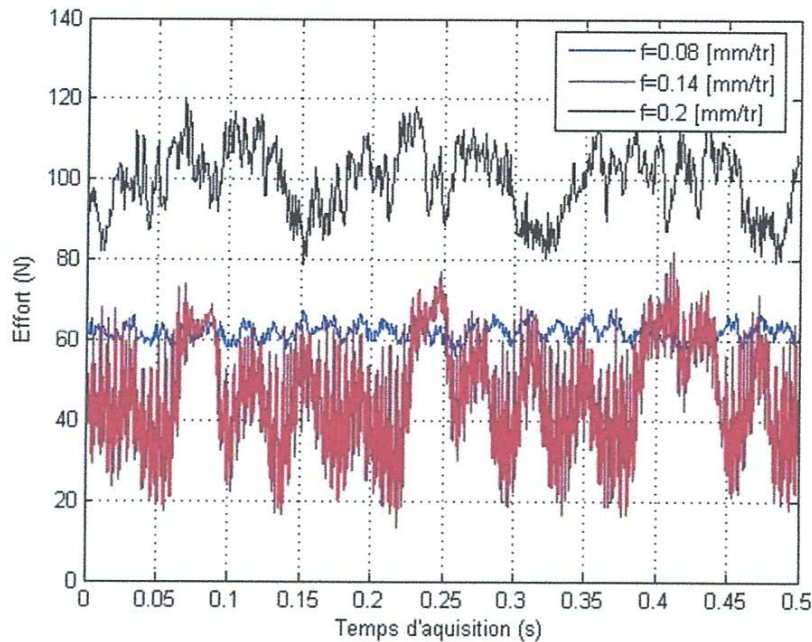


Figure 3.16. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps. Cas de chariotage à différentes profondeurs de passes.



**Figure 3.17. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps.
Cas de chariotage à différentes avances.**

Les essais de chariotage ont été réalisés dans le but de voir l'influence des efforts sur le comportement du disque par simulation sur I-DEAS puisque le point d'application de la force sera sur le diamètre le plus grand. D'après ces différents résultats, les recommandations en chariotage sont la vitesse doit être choisie maximale puisque son influence est négligeable. Par contre, des valeurs minimales en avance et en profondeur de passe sont exigées.

3.5.2 Dressage :

Dans le cas de dressage, nous avons gardé les mêmes conditions de coupe en terme de profondeur, avance et fréquence de rotation quoi que la vitesse de coupe est variable selon la progression radiale de l'outil.

Nous présentons sur les figures 3.18 à 3.20, l'effort tangentiel, axial et radial en fonction du temps pour les trois vitesses de rotation ($N=355, 710$ et 1000 tr/min).

D'après les trois figures ci dessous, on remarque que l'effort de coupe tangentiel est légèrement dominant sur les autres composantes quelque la fréquence de rotation utilisée. Par contre, la composante radiale est la plus faible. On constate la présence des signaux en paquet, ce qui signifie que les vibrations transversales sont importantes générant ainsi le phénomène de broutement surtout avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

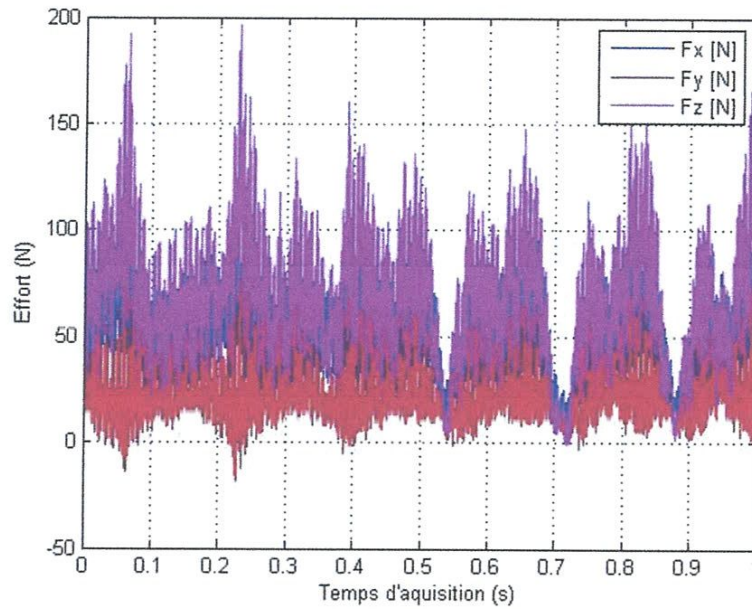


Figure 3.18. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de dressage à vitesse de rotation constante $N=355\text{tr/min}$ (Essai 10).

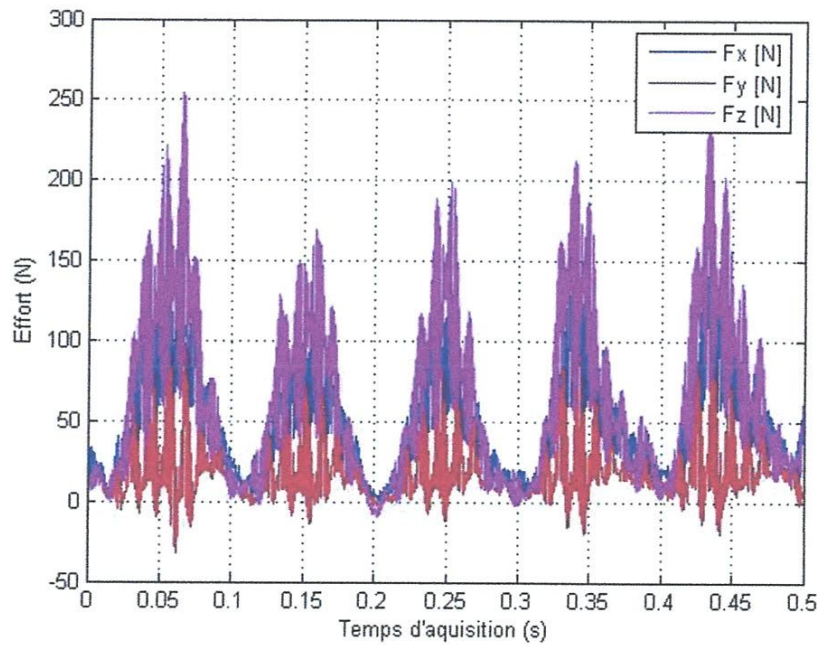
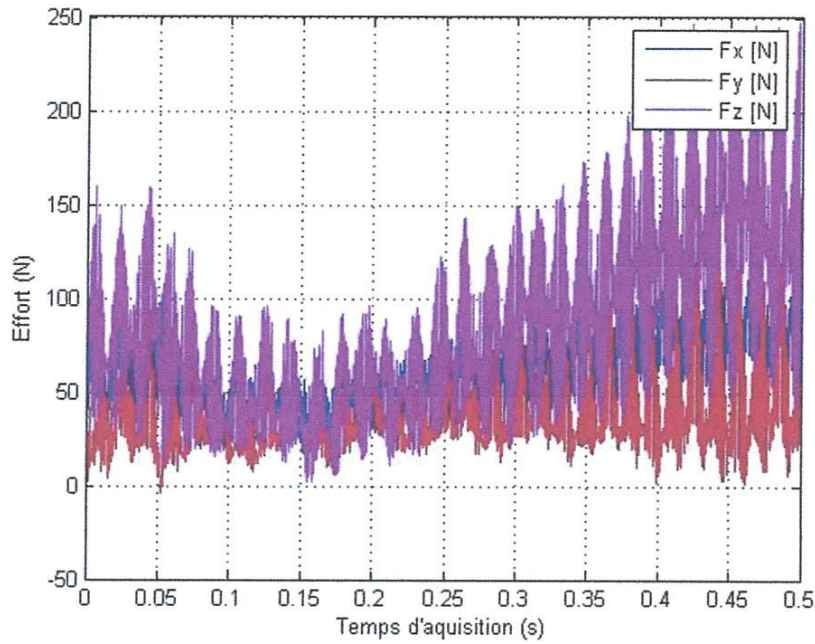
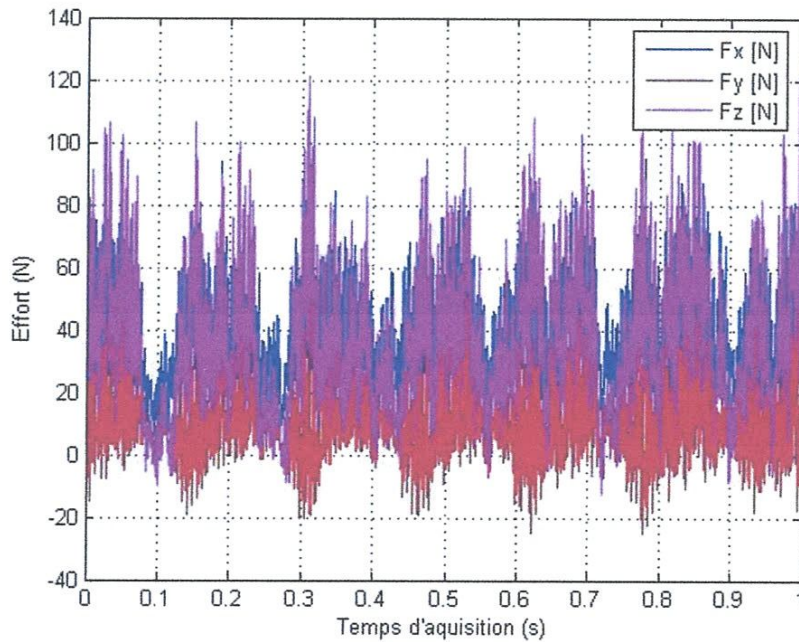


Figure 3.19. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de dressage à vitesse de rotation constante $N=710\text{tr/min}$ (Essai 11).

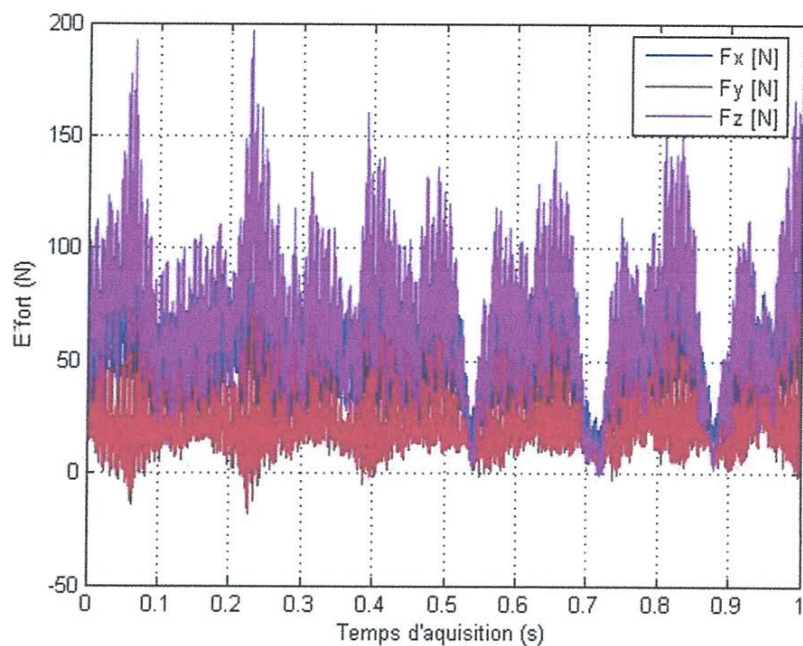


**Figure 3.20. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de dressage à vitesse de rotation constante $N=1000\text{tr/min}$ (Essai 12).**

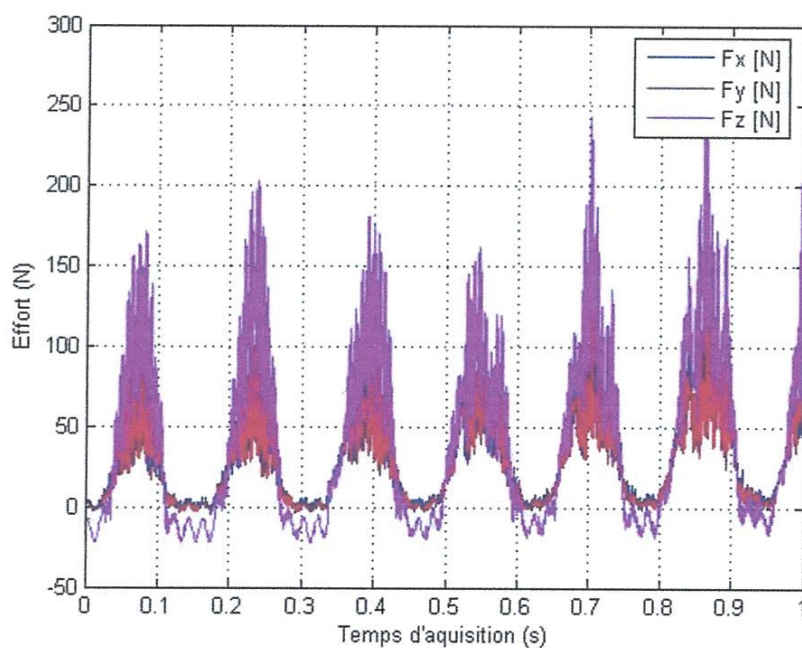
Nous présentons sur les figures 3.21 à 3.23, les composantes de l'effort de coupe en fonction du temps pour les trois profondeurs de passe ($a_p=0.2, 0.5$ et 1 mm).



**Figure 3.21. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de dressage à profondeur de passe constante $a_p=0.2\text{mm}$ (Essai 13).**



**Figure 3.22. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de dressage à profondeur de passe constante $a_p=0.5\text{mm}$ (Essai 14).**



**Figure 3.23. Variation des efforts de coupe en fonction du temps.
Cas de dressage à profondeur de passe constante $a_p=1\text{mm}$ (Essai 15).**

D'après les trois figures, on constate que l'augmentation de la profondeur de passe conduit à une augmentation des efforts de coupe suite à l'accroissement de la section du copeau enlevée sauf pour 1mm de profondeur. Malgré la présence des vibrations dans les deux premiers cas, ces vibrations ont des amplitudes très importantes dans le dernier cas, ce qui signifie qu'un phénomène de broutement est présent.

Nous présentons sur les figures 3.24 à 3.26, les composantes de l'effort de coupe en fonction du temps pour les trois vitesses d'avance ($f=0.08, 0.14$ et 0.2mm/tr).

D'après les trois figures ci-dessous, on constate que l'augmentation de l'avance a conduit à une légère diminution de l'effort de coupe radial et une légère augmentation de l'effort tangentiel avec des amplitudes de vibrations d'autant plus importantes que l'avance augmente. Ce qui signifie que l'usinage est moins stable. La tendance de l'effort axial sera traitée ultérieurement.

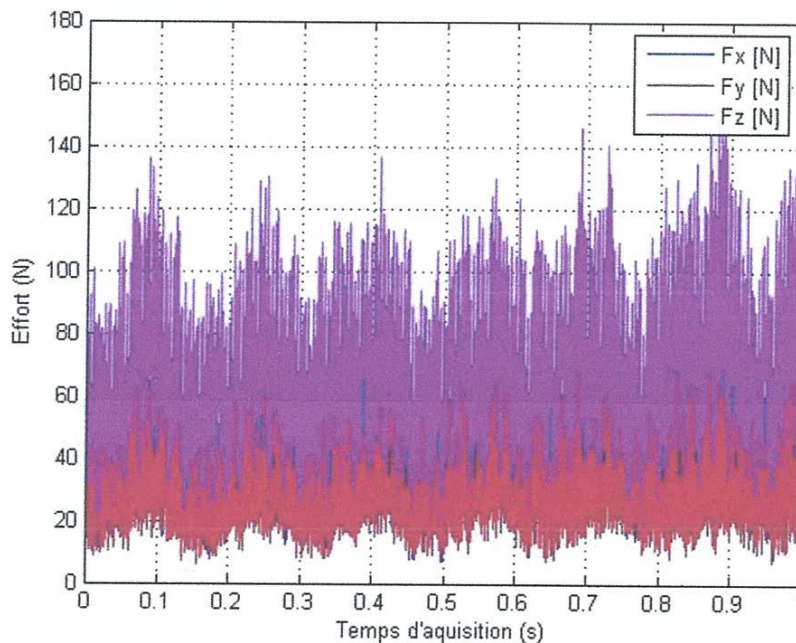


Figure 3.24. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de dressage à vitesse d'avance constante $f=0.08\text{mm/tr}$ (Essai 16).

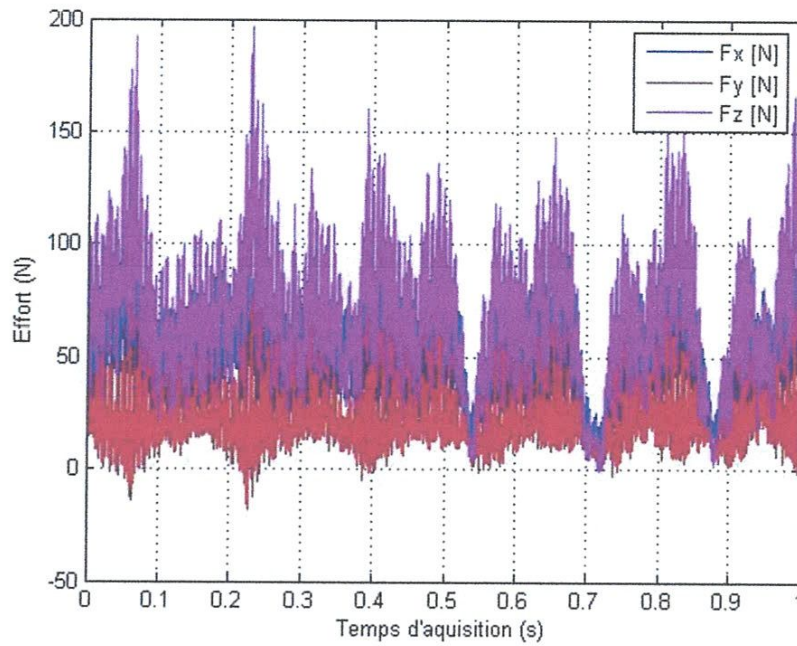


Figure 3.25. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de dressage à vitesse d'avance constante $f=0.14\text{mm/tr}$ (Essai 17).

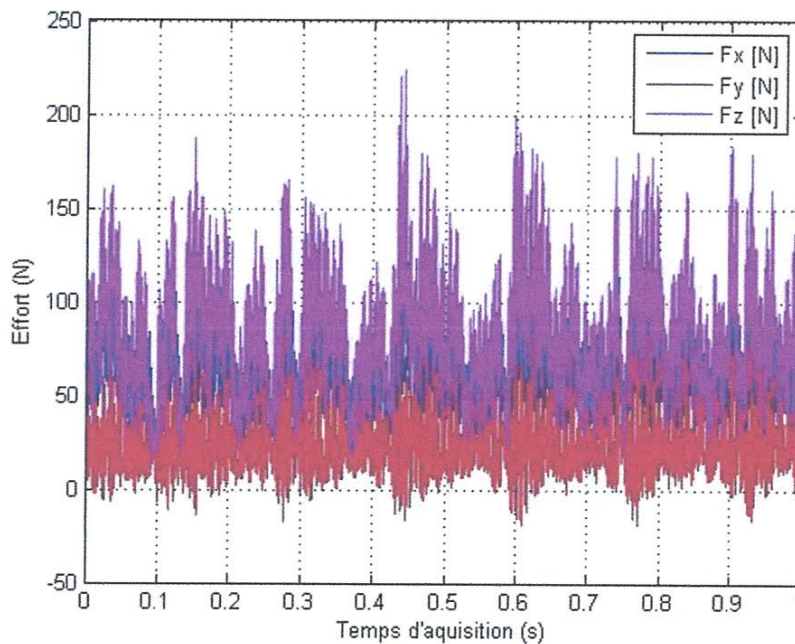


Figure 3.26. Variation des efforts de coupe en fonction du temps. Cas de dressage à vitesse d'avance constante $f=0.2\text{mm/tr}$ (Essai 18).

Comme la composante axiale est responsable à la déflexion du disque, nous allons tracer cette composante séparément en fonction de chacun des paramètres du régime de coupe.

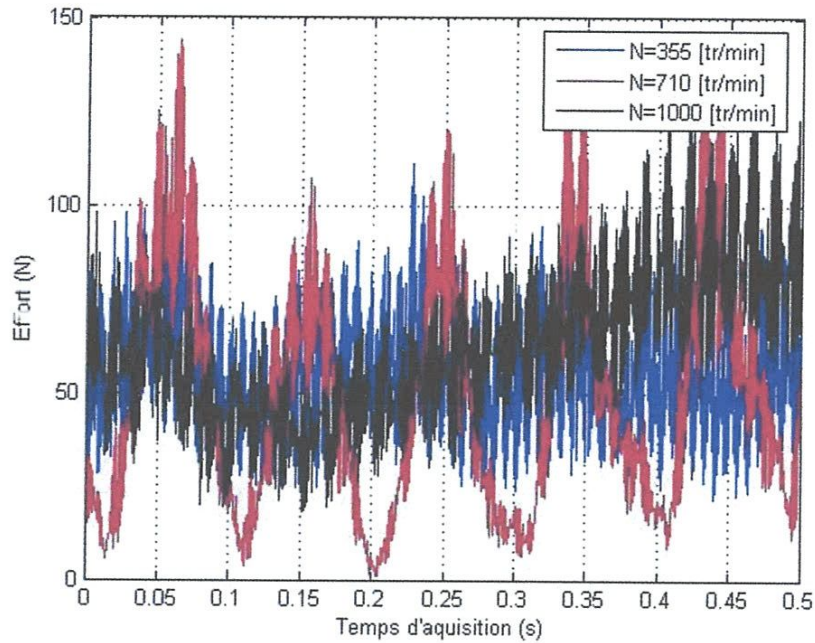


Figure 3.27. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps.
Cas de dressage à différentes vitesses de rotation.

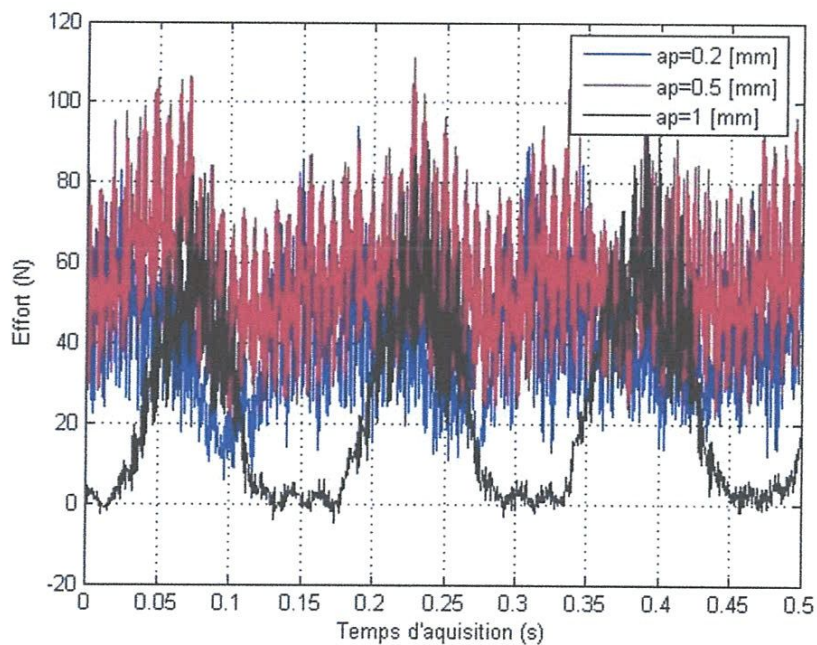
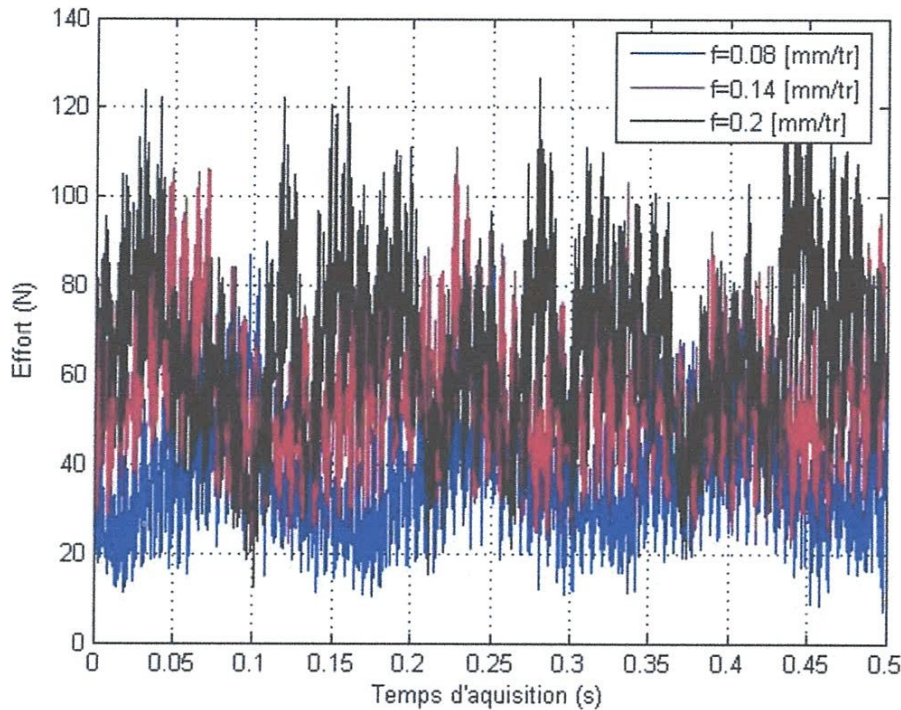


Figure 3.28. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps.
Cas de dressage à différentes profondeurs de passes.



**Figure 3.29. Variation de l'effort de coupe axial en fonction du temps.
Cas de dressage à différentes avances.**

D'après ces trois figures, on peut recommander l'utilisation de faibles vitesses de rotation, de faibles profondeurs de passe et de faibles avances pour que les vibrations ne naissent pas conduisant ainsi à des broutements importants tels que le cas de la vitesse de rotation de 710tr/min et la profondeur de 1mm.

3.5 Analyse modale :

Afin de déterminer les fréquences propres du disque d'une manière expérimentale, un essai d'impact a été réalisé par un marteau de choc en se servant d'un accéléromètre connecté avec un analyseur portatif appelé Smart Balancer 2 (figure 3.30).

Malheureusement, l'essai n'a pas aboutit à des résultats exploitables car la plage de fréquences lors d'un essai d'impact est limitée à 400Hz, ce qui est peu car la première fréquence propre d'après les calculs dépasse cette valeur.

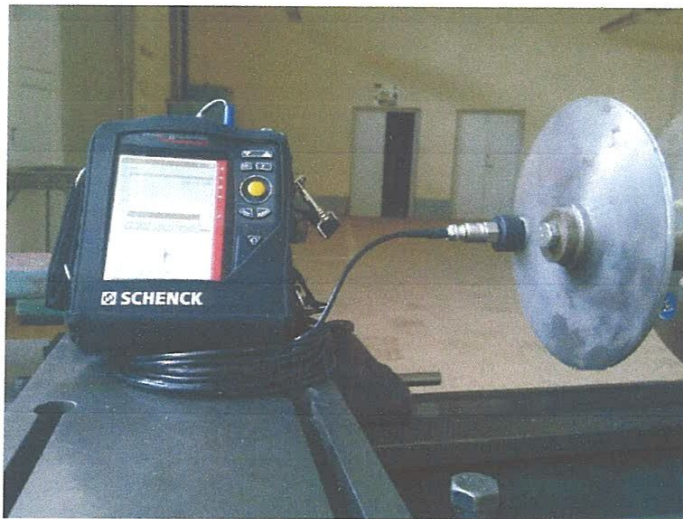


Figure 3.30. Test d'impact avec SmartBalancer 2 de marque SCHENCK.

3.6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de l'influence des paramètres du régime de coupe sur les efforts de coupe mesurés. Nous avons montré que les efforts de coupe diffèrent entre le chariotage et le dressage. Alors, il est recommandé de les adapter en fonction du type d'usinage à réaliser. Des valeurs faibles du régime de coupe sont recommandées dans le cas de dressage, alors pour le cas de chariotage, on peut profiter des vitesses élevées si un bon état de surface est exigé.

CHAPITRE 4

Calcul de la réponse dynamique du disque

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous présentons les résultats semi expérimentaux concernant la détermination de la réponse forcée du disque sous l'effet des efforts de coupe en chariotage et en dressage. Le travail est consacré à la présentation des déplacements dans la direction axiale, obtenus par le logiciel I-DEAS après introduction des efforts de coupe mesurés dans la direction axiale. La procédure est un peu onéreuse car il est nécessaire de convertir les fichiers de mesure des efforts en fichiers universels qui sont acceptés par le logiciel pour réaliser l'excitation.

Les résultats issus du logiciel I-DEAS sont exportés en fichiers universels, puis convertis en fichiers exploitables par MATLAB.

4.2 Calcul de la réponse du disque :

4.2.1 Cas de Chariotage :

Nous présentons sur les figures 4.1 à 4.3, la réponse du disque en fonction du temps pour différents régime de coupe en chariotage.

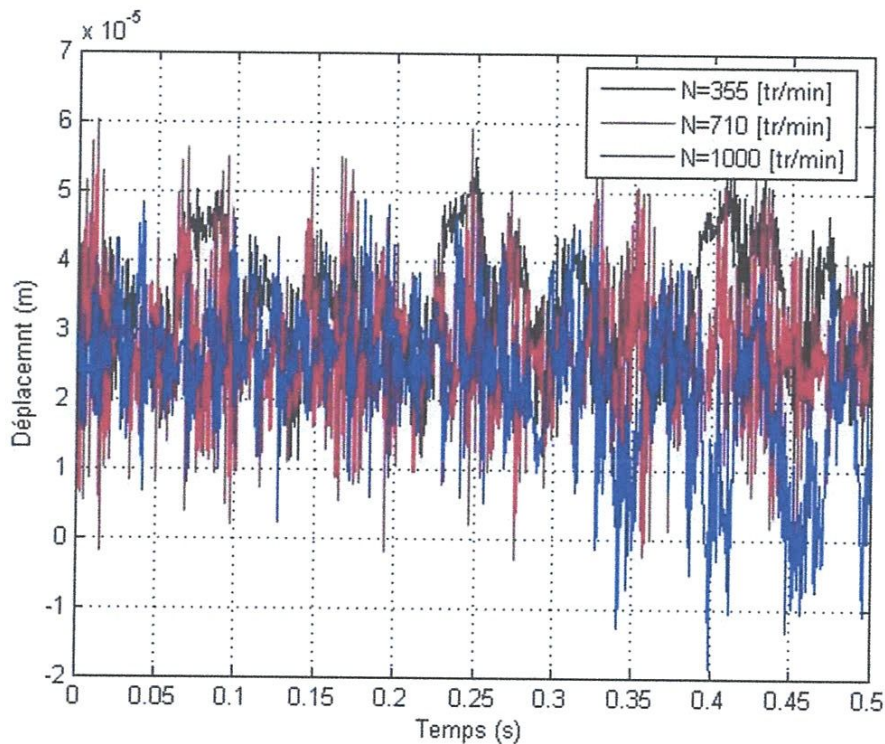


Figure 4.1. Effet de la vitesse de rotation sur la réponse du disque pour une avance de 0.14 mm/tr et une profondeur de passe de 0.5 mm.

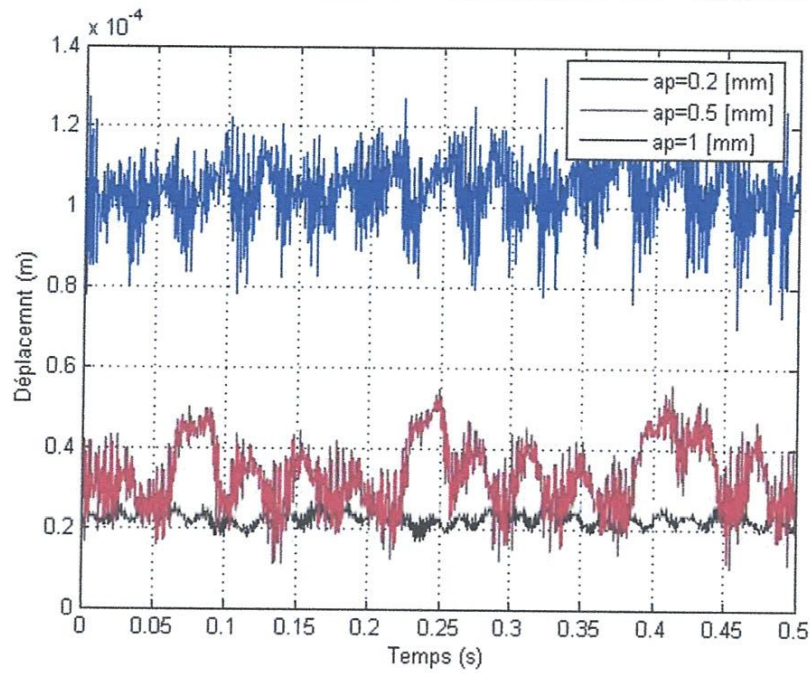


Figure 4.2. Effet de la profondeur de passe sur la réponse du disque pour une vitesse de rotation de 355 tr/min et une avance de 0.14 mm/tr.

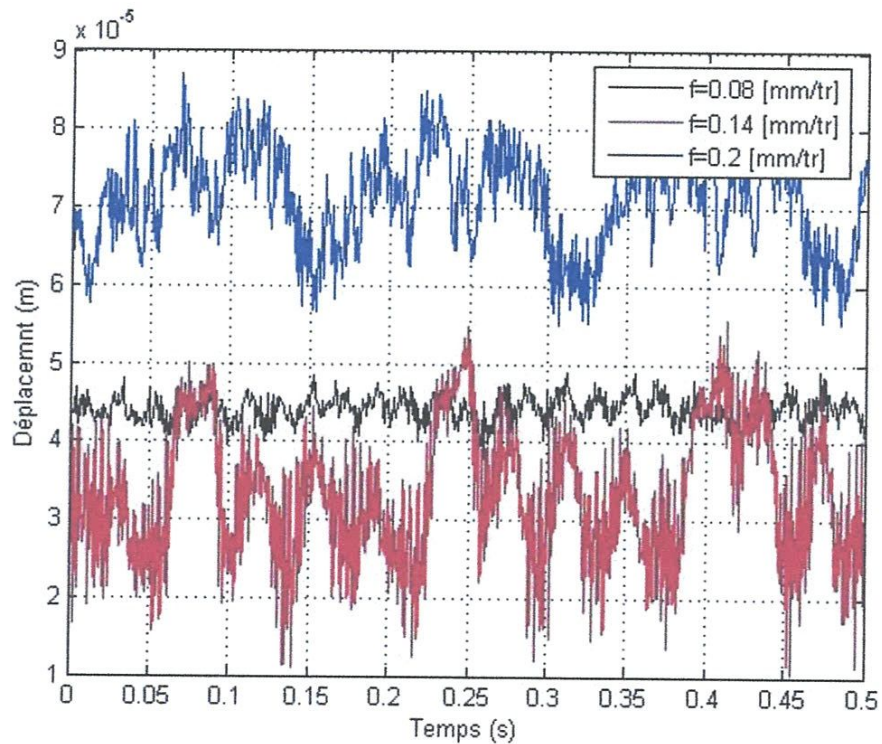


Figure 4.3. Effet de l'avance sur la réponse du disque pour une vitesse de rotation de 355 tr/min et une profondeur de passe de 0.5 mm.

D'après la figure 4.1, on constate que la variation de la vitesse de coupe n'a aucune influence sur la réponse du disque car le déplacement transversal du disque pratiquement constant. Ceci peut être expliqué par l'allure des efforts axiaux observés lors du chariotage du disque et qui ont pratiquement les mêmes valeurs (figure 3.14).

D'après la figure 4.2, on remarque que l'augmentation de la profondeur de passe a conduit à une augmentation de la valeur des déplacements transversaux. Ces derniers ont la même allure que les efforts axiaux observés lors du chariotage du disque (figure 3.15).

D'après la figure 4.3, l'augmentation de la profondeur de passe n'a pas abouti forcément à une augmentation de la valeur des déplacements transversaux. Ces derniers ont une allure similaire à celle des efforts axiaux (figure 3.16).

4.2.2 Cas de dressage :

Nous présentons sur les figure 4.4 à 4.7, la réponse du disque en fonction du temps pour différents régime de coupe dans le cas de dressage.

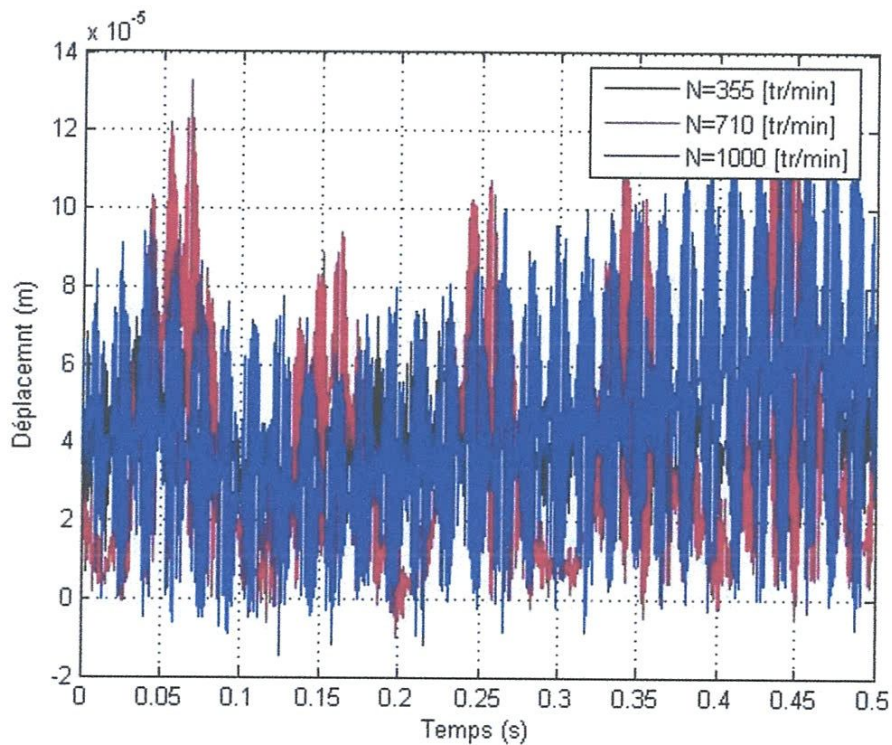


Figure 4.4. Effet de la vitesse de rotation sur la réponse du disque pour une avance de 0.14 mm/tr et une profondeur de passe de 0.5mm.

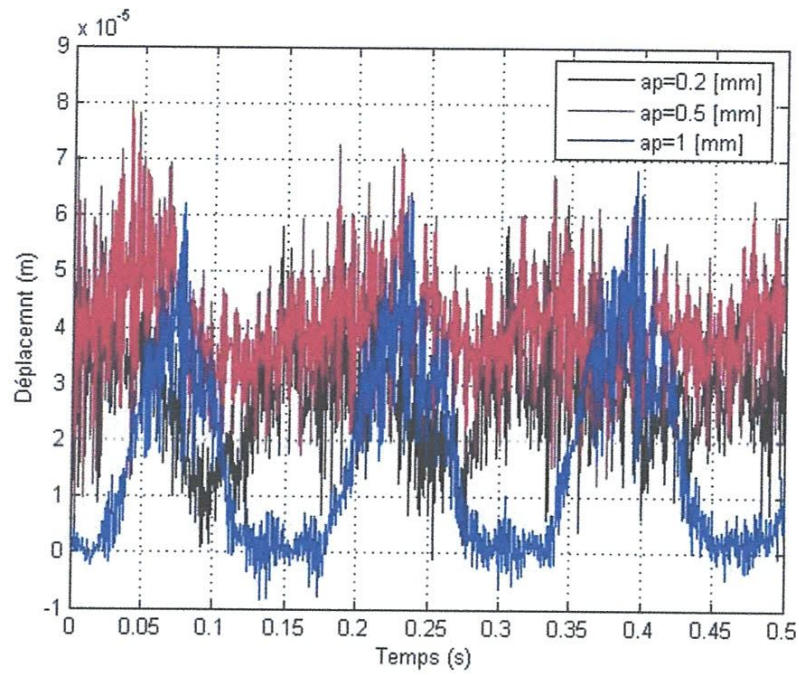


Figure 4.5. Effet de la profondeur de passe sur sa réponse pour une vitesse de rotation constante 355 tr/min et une avance constante de 0.14 mm/tr.

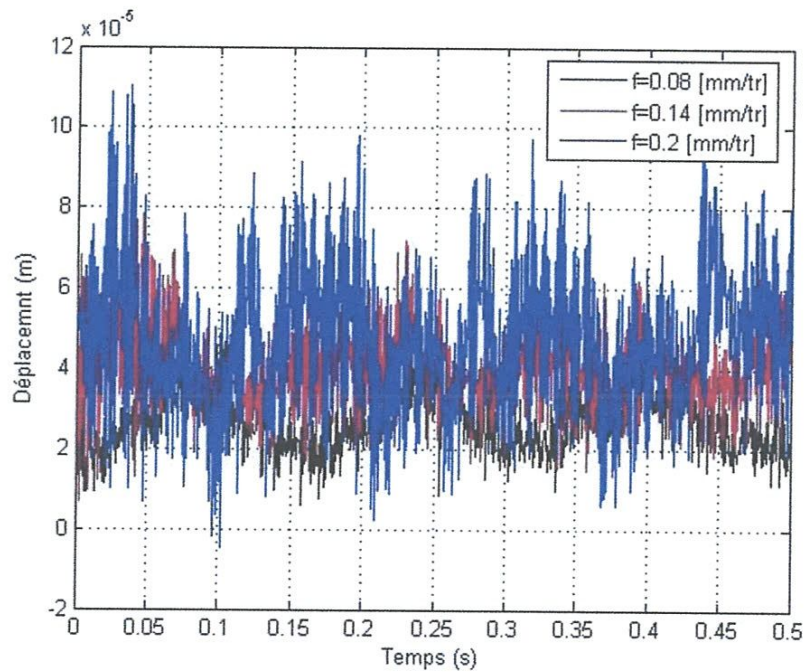


Figure 4.6. Effet de l'avance sur sa réponse pour une vitesse de rotation constante 355 tr/min et une profondeur de passe constante de 0.5 mm.

D'après la figure 4.4, on constate que l'amplitude du déplacement transversal du disque est trop importante quelque soit la vitesse de rotation avec une allure pratiquement identique à celle des efforts de coupe (figure 3.27).

D'après la figure 4.5, on remarque que l'augmentation de la profondeur de passe a conduit à une légère augmentation de la valeur des déplacements transversaux. Ces derniers ont la même allure que les efforts axiaux observés lors du dressage (figure 3.28). Une avance de 1 mm a provoqué une grande perturbation du déplacement transversale où des valeurs négatives sont identifiées. Ceci est un signe d'une grande vibration provoquant le phénomène de broutement.

D'après la figure 4.6, les déplacements transversaux sont proportionnels à l'augmentation de la profondeur de passe vu l'allure des efforts axiaux (figure 3.29).

4.3 Conclusion :

Comme conclusion de ce chapitre, nous avons proposé une autre alternative pour le calcul des déplacements transversaux d'une pièce déformable en utilisant le logiciel I-DEAS. La mesure directe de ces déplacements n'est plus possible car le disque est en rotation. Donc, à partir des résultats expérimentaux des efforts de coupe et ceux de la simulation par le logiciel, on peut arriver à déterminer les zones d'usinage stables de celles instables en fonction d'un choix des paramètres du régime de coupe en particulier la profondeur de passe et l'avance.

Conclusion générale

Comme l'usinage des pièces minces a des particularités lors du choix du procédé et des conditions de coupe associées, la détermination de ces dernières est une tâche très complexe à l'image de l'usinage des pièces rigides souvent ne posent plus de problème. Les vibrations qui se génèrent dès que l'outil sera en contact avec une pièce flexible telle les disques par exemple, sont souvent signes d'une situation non confortable d'usinage car le broutement résultant dégrade énormément l'état de surface en plus des nuisances sonores qui l'accompagne.

Si les solutions technologiques ne soient pas possible à mettre en œuvre pour rigidifier la pièce par des montages spéciaux, la seule et l'unique solution est la maîtrise des efforts de coupe à travers le choix des bonnes combinaisons de régime de coupe.

Dans ce travail, nous avons commencé par une synthèse sur des travaux de recherche dans le domaine de la coupe dynamique puis nous avons procédé à des simulations par le logiciel I-DEAS afin d'étudier le comportement dynamique en vibration libre d'un disque de référence afin de comparer les fréquences propres obtenues avec celles d'une bibliographie. Une fois que nous sommes assurés de l'exactitude des résultats, nous avons procédé au calcul des fréquences propres d'un disque réel avec la même procédure.

Ensuite, nous avons présenté les résultats de mesure des efforts de coupe en procédant au changement des conditions de coupe. Les signaux mesurés ont permis d'en tirer un premier constat sur les efforts de coupe qui diffèrent du chariotage au dressage. Des valeurs faibles du régime de coupe sont recommandées dans le dernier cas, alors on peut profiter des vitesses élevées si un bon état de surface est exigé dans le cas de chariotage.

Une partie combinant l'expérimentation avec les calculs par simulation a été proposée comme alternative à la mesure directe des déplacements transversaux qui est impossible à réaliser par un accéléromètre du fait que le disque est en rotation lors de l'usinage. Nous avons montré qu'en se servant des efforts de coupe mesurés et de la base modale du disque calculée avec le logiciel I-DEAS, la détermination des zones stables au cours d'une opération d'usinage est possible par un bon choix des paramètres du régime de coupe en particulier la profondeur de passe et l'avance.

Finalement, on peut dire que cette étude est encore préliminaire car nous n'avons pas pu introduire la rotation du disque dans le calcul de la base modale. Cela représente une complexité supplémentaire au problème mais elle reste nécessaire pour une représentation correcte du phénomène dynamique des opérations d'usinage.

Références bibliographiques :

- [1]. Wehbe T. Etude des vibrations de pièce mince durant l'usinage par stéréo corrélation d'images. Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2010, 168 p.
- [2]. Thevenot V. Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces, application à l'usinage de pales aéronautiques. Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2005, 181 p.
- [3]. Abainia S. Calcul semi-expérimental des déplacements du bec d'un outil de tournage par simulation sur I-DEAS. Mémoire de magister, Université de Guelma, 2006, 132 p.
- [4]. Younes R., Chalfoun J., Alayli Y., Wagstaff P. Etude de la stabilité des vibrations de l'usinage. 16^{ème} Colloque de l'Association Française de Mécanique, 16-18 juin 2004, Ecole Central de Lyon, France.
- [5]. Fazzini M., Wehbe T., Dessein G., Arnaud L., Seguy S. Stéréo-corrélation d'image : Application aux vibrations d'une paroi mince en usinage. 8^{ème} Colloque International Francophone : Méthodes et Techniques Optiques pour l'Industrie, 19-23 novembre 2007, Arcachon, France.
- [6]. Wehbe T., Seguy S., Dessein G., Arnaud L., Fazzini M. Mesure de champs de déplacements en vibrations : Application à l'usinage de paroi mince. 18^{ème} Congrès Français de Mécanique, 27-31 août 2007, Grenoble, France.
- [7]. Lelan J. V. Etude de méthodes simplifiées pour la simulation de l'usinage à l'échelle macroscopique. Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2007.
- [8]. Carmignani C., Forte P., Rustighi E. Experimental simulation of the sharpening process of a disc blade and analysis of its dynamic response. *Journal of Sound and Vibration*, N°297, 2006, pp. 649-663.
- [9]. Young T.H., Lin C.Y. Stability of a spinning disk under a stationary oscillating unit. *Journal of Sound and Vibration*, N°298, 2006, pp. 307-318.
- [10]. Qiao S., Beloiu D. M., Ibrahim R.A. Deterministic and stochastic characterization of friction-induced vibration in disc brakes. *Nonlinear Dynamics* N°36, 2004, pp. 361-378.
- [11]. Koo K. N. Vibration analysis and critical speeds of polar orthotropic annular disks in rotation. *Composite Structures*, N°76, 2006, pp. 67-72.
- [12]. Amin A. K. M. N., Abdelgadir M. The effect of preheating of work material on chatter during end milling of medium carbon steel performed on a vertical machining center (vmc). *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, N°4, 2003, pp. 674-680.
- [13]. Petropoulos G., Ntziantzias I., Anghel C. A predictive model of cutting force in turning using Taguchi and response surface techniques. 1st International Conference on

- Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization, 6-9 July 2005 Athens, Grèce
- [14]. Corduan N. Etude des phénomènes vibratoires en fraisage définition de plaques minces : Application aux aubages de turbines aéronautiques. Thèse de Doctorat, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2006, 151 p.
- [15]. Seguy S., Arnaud L., Dessein G., Baili M., Campa F. J., Aramendi G. Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques. ENSAM Aix en Provence, France. 8-9 juin 2006, pp. 155-166.
- [16]. Mbou-Mouafo. Contrôle du bruit et de la déflexion de l'outil lors du fraisage. Mémoire, Ecole de Technologie Supérieure, 2008, 96p.
- [17]. A.Bourdim, M.Bourdim, F. Metalsi Tani, S. Hamou, La vitesse de coupe et son influence sur le broutement. Université de Sciences et de Technologie Mohammed Boudiaf Oran, Université Aboubekr Belkaid Tlemcen, 2007.
- [18]. S. Bissey, Développement d'un modèle d'efforts de coupe applicable a des familles d'outils : cas du fraisage des aciers traités thermiquement. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Cluny, 2005,183p.
- [19]. V. Moreau. Etude dynamique de l'usinage et de l'interaction pièce-outil par mesure des déplacements : application au fraisage et au tournage. Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. 2010,153p.
- [20]. Meddour I. Optimisation des conditions de coupe par l'analyse statique et dynamique lors du tournage des pièces déformables. Mémoire de magister, Université de Guelma, 2010, 63 p.