

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

جامعة سعد دحلب البلدية
Université SAAD DAHLAB de BLIDA

كلية التكنولوجيا
Faculté de Technologie

قسم الميكانيك
Département de mécanique



Mémoire de Master

Mention Mécanique
Spécialité construction mécanique
présenté par

GHOBRINI kheira

&

SADI hamza

&

KHEDDAOUI soheib

Résoudre un problème vibratoire avec la méthode de Newmark

Proposé par : Mr M.TEMMAR

Année Universitaire 2020-2021

Remerciements

"Nous remercions Allah le tous puissant de nous avoir aider à accomplir ce travail, et qui a été avec nous à tous les moments de notre chemin d'étude. A nos chers parents pour leur Patience, leur Amour, leur Soutien et leur Encouragement. Nos sincères remerciements à tous les membres du jury qui nous ont fait l'honneur de réviser ce travail. Un remerciement spécial à Monsieur M.TEMMAR pour son patience, son aide et ses conseils pour élaborer ce travail. "

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو استخدام طريقة عددية مختلفة تسمى طريقة newmark ، وتوضيحها ثم توضيح كيفية استخدامها لحل الدرجة الأولى من المعادلة التفاضلية للحرية ، ثم نستخدم برنامجًا محددًا على ماتلاب للحصول على استجابة لـ الإزاحة مقابل الوقت وكلها يمكن أن تساعد في فهم ظاهرة الاهتزاز في الآلات أو أي حالة أخرى لهذه المسألة

الكلمات الرئيسية: الاهتزاز. آلات عالية السرعة. ماتلاب. طريقة نيومارك.

Abstract

The aim of this study is to use a different numerical method called the new mark method, demonstrate it and then illustrate how it can be used to solving the first degree of freedom differential equation we then use a specific program on matlab to get the response for displacement vs time all of which can help in understanding the phenomenon of vibration in machining or any other case for that matter

Key words : machining, vibration .chatter, high speed machining, Matlab, newmark method.

Résumé

Le but de cette étude est d'utiliser une méthode numérique différente appelée la méthode de Newmark la démontrer puis illustrer comment elle peut être utilisée pour résoudre l'équation différentielle du premier degré de liberté. Nous utilisons ensuite un programme spécifique sur matlab pour obtenir la réponse au déplacement en fonction du temps, ce qui peut aider à comprendre le phénomène de vibration dans l'usinage ou dans tout autre cas d'ailleurs

Mots clés: .usinage. vibration .bavardage. usinage à grande vitesse. Matlab. méthode newmark.

Table des figures

Figure 1 : Méthode des éléments finis.....	2
Figure 2 : Modélisation du système dynamique	3
Figure 3 : Le système de droite présente du balourd statique.....	7
Figure 4 : Le système présente du balourd de couple.	8
Figure 5 : Phénomène de déséquilibre et équilibrage.....	8
Figure 6 :phénomène de résonance.....	10
Figure 7 : processus de fraisage.....	9
Figure 8 : Vitesse de coupe pour différent matériaux à usiner (en m/min).16	
Figure 9 : vitesse de coupe en fraisage.....	17
Figure 10 : vitesse de coupe en fraisage.....	18
Figure 11 : Formation du copeau en usinage conventionnel	19
Figure 12 : bonne état de surface dans les pièces usinée.....	22
Figure 13 : Le système de droite présente du balourd statique.....	27
Figure 14 : l'effet des vibrations sure une pièce usinée.....	28
Figure 15 : Vibrations a haut fréquences.....	30
Figure 16 : Vibrations forcées.....	31
Figure 17 : Les lobes de stabilités.....	33
Figure 18 : Broutement a cause de vibration	35
Figure 19 : Analyser ,prétraiter et extraire des caractéristiques de signaux échantillonnés.....	38
Figure 20 : analyser les données de vibration du siège à l'aide de produits matlab	39
Figure 21 : la réponse déplacement vs temps	60

Table des matières

Table des figures

Chapitre I

I-1/Introduction	1
I-2/Problématique.....	1
I-3/Méthodes	2
I-4/Modélisation du système dynamique.....	3
I-5/ Balourd.....	5
I-7/Force de balourd.....	6
I-9/Types de balourd.....	7
I-10/Équilibrage.....	9
I-11/Résonance.....	10
I-12/Principe physique.....	11
I-13/Amortissement.....	12
I-14/Modes propres.....	12
I-15/Réponse à une excitation.....	13

Chapitre II

II-1/Généralités.....	14
II-2/Principe physique.....	14
II-3/La vitesse de coupe	15
II-4/Les caractéristiques de l'usinage à grande vitesse.....	16
II-6/Vitesse de coupe en fonction des matériaux.....	16
II-7/Mouvement de coupe circulaire.....	17
II-8/Le phénomène de coupe.....	18
II-9/Avantages.....	19
II-10/Les critères de conception.....	20

II-11/L'importance d'usinage à grand vitesse.....	21
II-12/Problèmes liés à l'UGV.....	23
II-14/ Spécificités liées à l'UGV.....	24

Chapitre III

III-/Introduction.....	25
III-2/Les enjeux industriels.....	26
III-3/Un phénomène complexe.....	27
III-4/Vibrations forces.....	28
III-5/Vibrations auto-entretenues.....	31
III-6/critère de stabilité.....	32
III-7/Le broutage.....	33
Plus gros ne signifie pas toujours mieux.....	34

Chapitre IV

IV-1/Introduction.....	36
IV-2/Qui utilise MATLAB ?	37
IV-3/Histoire.....	38
IV-4/Variables.....	39
IV-5/Vecteurs/matrices.....	40
IV-6/Outils et modules associés.....	41
IV-7/Forces.....	42
IV-8/Faiblesses.....	42
IV-9/Compétition.....	42

Chapitre V

V-1/Introduction.....	43
V-2/Approche théorique.....	43
V-3/Etude et application.....	49
V-4/Matlab code.....	56

Conclusion générale

Bibliographie

I -1/Introduction :

La théorie des machines tournantes forme une branche de la mécanique du solide, et plus particulièrement de la dynamique. Elle traite du comportement des masses en rotation, et trouve des applications aussi bien dans les moteurs et les réacteurs, que dans les pompes, les disques durs ou le calcul des fondations.

I I -2/Problématique :

La théorie des machines tournantes considère essentiellement les vibrations engendrées par des arbres supportés par des roulements ou paliers et affectés par divers effets parasites[1]. Ces vibrations dépendent de la structure du mécanisme. Tout défaut de construction ou d'assemblage est susceptible d'aggraver ces vibrations ou d'altérer leur signature (comme on le voit dans les instabilités de certaines turbomachines). Les vibrations provoquées par un déséquilibre sont l'un des principaux sujets de la théorie des machines tournantes : elles doivent être prises en compte dès la phase de conception.

Lorsque la vitesse de rotation augmente, l'amplitude de vibration passe généralement par un maximum, qui caractérise la « pulsation critique. » Il existe en fait souvent plusieurs vitesses critiques successives, entre lesquelles l'amplitude des vibrations est beaucoup plus faible. Cette amplification provient fréquemment d'un déséquilibre des masses en rotation : cela se manifeste quotidiennement par la pratique de l'équilibrage des moteurs et des roues. L'amplitude critique peut avoir des conséquences catastrophiques.

Toutes les machines comportant des axes motorisés présentent une fréquence fondamentale de vibration, qui dépend de la répartition des masses en mouvement. La pulsation critique d'une machine tournante peut être interprétée comme la pulsation qui excite cette fréquence.

Pour limiter les effets du couplage de résonance, il est essentiel de répartir les masses de façon à éliminer les réactions transverses sur les arbres, et par là, les

forces parasites. Lorsque la vitesse excite des vibrations de résonance, il se développe des efforts susceptibles d'entraîner la ruine du mécanisme. Afin d'éviter ce phénomène, on peut : ou bien éviter les vitesses critiques de rotation, ou les passer rapidement en phase d'accélération ou de freinage. Faute de prendre ces précautions, on risque de ruiner la machine, de favoriser l'usure ou la ruine des composants, de provoquer un dommage irréparable, voire un accident de personnes.

I -3/Méthodes :

Sur tous les prototypes comportant des vitesses de rotation appréciables, les fréquences de résonance doivent être déterminées pour éviter les risques de couplage ; mais la dynamique détaillée des machines est difficile à modéliser et à interpréter. Les calculs se fondent généralement sur la définition de modèles analogiques simplifiés qui concentrent les caractéristiques de raideur et d'inertie des différents composants (modèles masses-ressorts[2]). La résolution des équations est effectuée numériquement : méthode de Rayleigh–Ritz ou Méthode des éléments finis

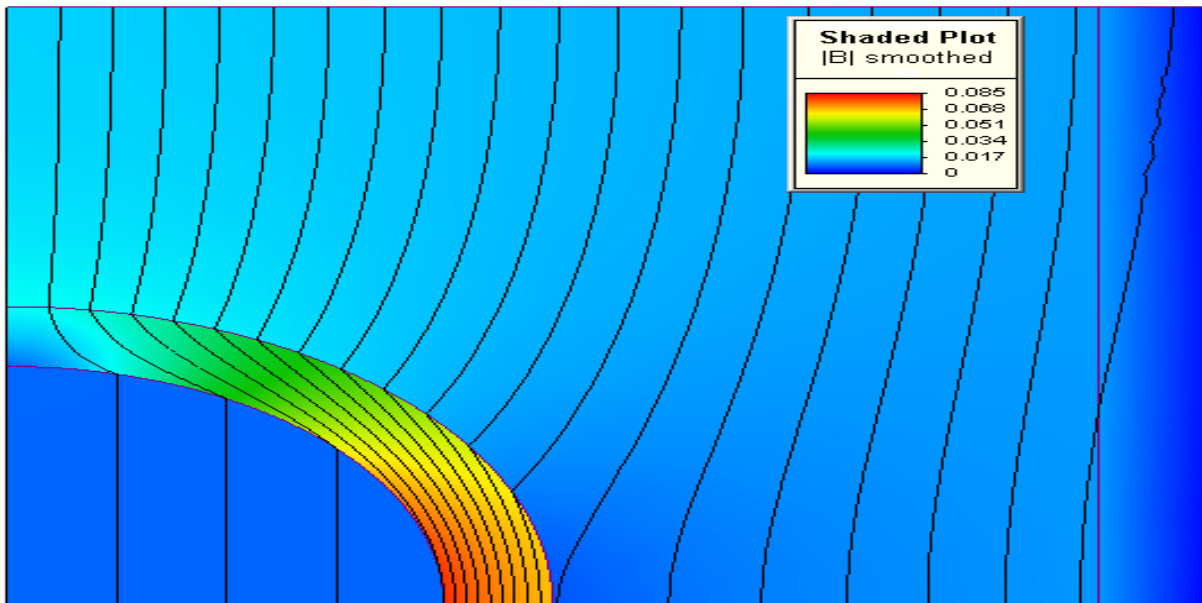


Figure 1 : Méthode des éléments finis

I -4/Modélisation du système dynamique :

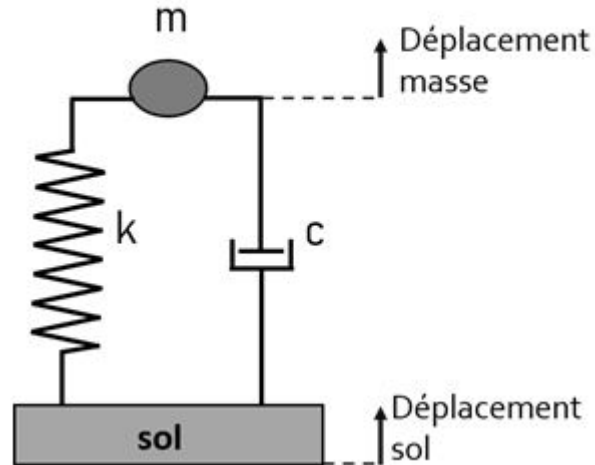


Figure2 : Modélisation du système dynamique

Les équations du mouvement d'un arbre tournant à la vitesse angulaire constante Ω s'écrit, sous forme matricielle :

Ou :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{C} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{K} + \mathbf{N})\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t)$$

\mathbf{M} est la matrice de masse symétrique ;

\mathbf{C} est la matrice symétrique d'amortissement ;

\mathbf{G} est la matrice antisymétrique gyroscopique ;

\mathbf{K} est la matrice de raideur symétrique des roulements ou du palier ;

\mathbf{N} est la matrice gyroscopique de déflexion ; elle permet d'introduire l'effet de forces centrifuges ;

\mathbf{q} est le vecteur des coordonnées généralisées de l'arbre dans le repère inertiel ;

\mathbf{f} est une fonction d'excitation, qui inclut généralement le déséquilibre.

La matrice gyroscopique G est proportionnelle à la vitesse angulaire Ω . La solution générale de ce système fait généralement intervenir des vecteurs propres complexes qui dépendent de la vitesse. Les ingénieurs spécialisés dans ce domaine font usage du diagramme de Campbell pour représenter ces solutions.

Un aspect particulièrement intéressant de ces équations est le rôle des termes croisés (non-diagonaux) de la matrice de raideur : ils traduisent qu'une flexion provoque à la fois une réaction antagoniste pour compenser le chargement et une réaction dans le sens de la rotation. Si cette réaction est suffisamment importante pour compenser l'amortissement, l'arbre devient instable et il faut immédiatement le freiner pour éviter la ruine du mécanisme.

Les principaux coefficients intervenant dans le système dynamique peuvent également être déterminés par les techniques d'identification modale.

Diagramme de Campbell

Diagramme de Campbell pour un seul arbre.

Le diagramme de Campbell, ou diagramme des fréquences d'interférence, représente l'évolution des pulsations propres en fonction de la vitesse de rotation. Le diagramme d'un arbre seul est représenté ci-contre. La courbe rose représente le mode « rotation inverse » (BW), et la courbe bleue le mode « rotation directe » (FW) : elles divergent à mesure que la pulsation augmente. Lorsque les pulsations propres sont égales à la pulsation de l'arbre Ω , aux points d'intersections A et B, l'amplitude des vibrations est maximum[3] : c'est la pulsation critique.

Historique

Le développement de la dynamique des vibrations est ponctué d'allers-retours entre théorie et pratique.

C'est Rankine qui donna la première interprétation des vibrations des arbres tournants en 1869, mais son modèle s'est avéré inadéquat, puisqu'il prédisait que les pulsations supercritiques ne pouvaient être atteintes : or dès 1895, Dunkerley publiait des résultats d'expériences montrant comment il avait dépassé les pulsations de résonance. L'ingénieur suédois de Laval avait d'ailleurs poussé une turbine à vapeur au-delà de la pulsation critique en 1889

August Föppl confirme l'existence de pulsations supercritiques stables en 1895, et Kerr démontre l'existence de pulsations critiques secondaires en 1916.

La mécanique des vibrations et la théorie des instabilités ont connu un développement spectaculaire dans l'Entre-deux guerres, notamment après l'accident de Tacoma Narrows ; elles culminent avec le modèle de Myklestad[4] et de M. A. Prohl[5] qui annonce la méthode des matrices de transfert ; toutefois c'est la méthode des éléments finis qui allait bouleverser la discipline.

La sophistication des algorithmes ne gomme pourtant pas les difficultés de l'analyse : selon Dara Childs, « la qualité des prévisions d'un code de calcul informatique dépend essentiellement de la validité du modèle analogique et du bon sens de l'analyste [...] Les meilleurs algorithmes ne compenseront jamais les modèles incorrects ou le manque de jugement d'un ingénieur[6]. »

I -5/ Balourd :

Le balourd est un terme de mécanique classique caractérisant une masse non parfaitement répartie sur un volume de révolution entraînant un déséquilibre[7].

L'axe d'inertie ne se confond plus avec l'axe de rotation.

I -7/Force de balourd :

La force de balourd *est une force* tournante, égale à :

$$F = m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

avec :

F : force de balourd (N) ;

m : masse de déséquilibre (kg) ;

R : rayon de déséquilibre (m) ;

ω : vitesse de rotation (rad/s).

Le balourd est équivalent à une masse de déséquilibre située à une distance donnée de l'axe de rotation. Ainsi, le balourd est égal à :

$$U = m \cdot R$$

Par conséquent, la force de balourd devient :

$$F = U \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$$

Les unités du balourd sont :

dans le Système international : **m kg** (mètre kilogramme) ;

dans l'industrie : **cm g** (centimètre gramme) ;

pour la mécanique de précision : **mm g** (millimètre gramme) ;

pour l'aéronautique : **N m/g** (newton mètre par g d'accélération) [8]. La valeur numérique est la même que pour une mesure en **m kg**

I -9/Types de balourd :

Il existe plusieurs types de balourd : balourd statique, balourd de couple, balourd dynamique et balourd thermique.

Balourd statique :

L'axe d'inertie est parallèle à l'axe de rotation[9]

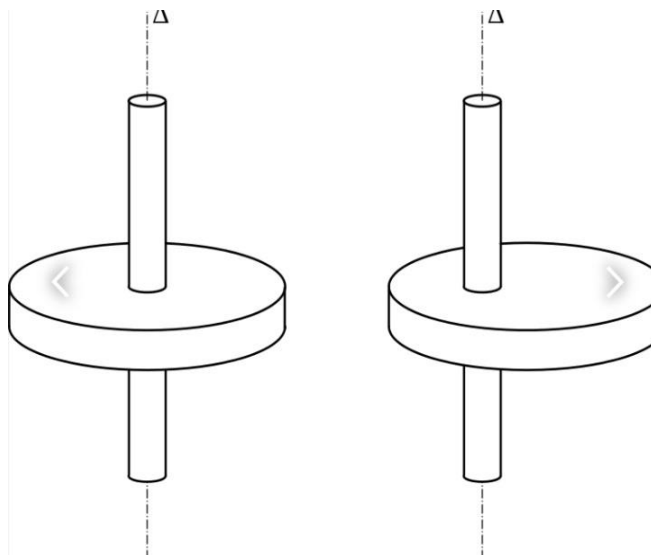


Figure3 : Le système de droite présente du balourd statique.

Balourd de couple :

L'axe d'inertie et l'axe de rotation sont sécants[10].

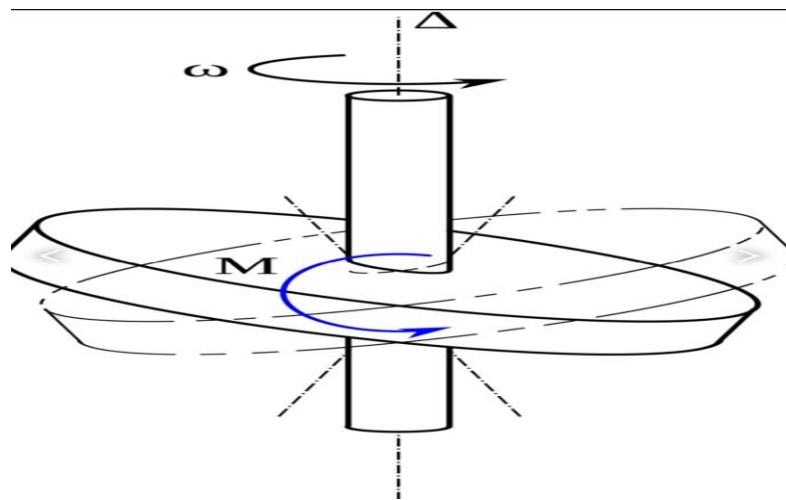


Figure4 : Le système présente du balourd de couple.

Balourd dynamique :

Le balourd dynamique est une combinaison des deux précédents[11].

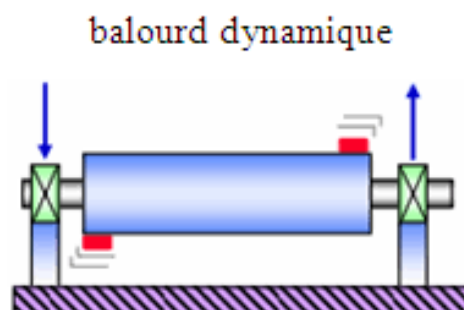


Figure 5: balourd dynamique

I -10/Équilibrage :

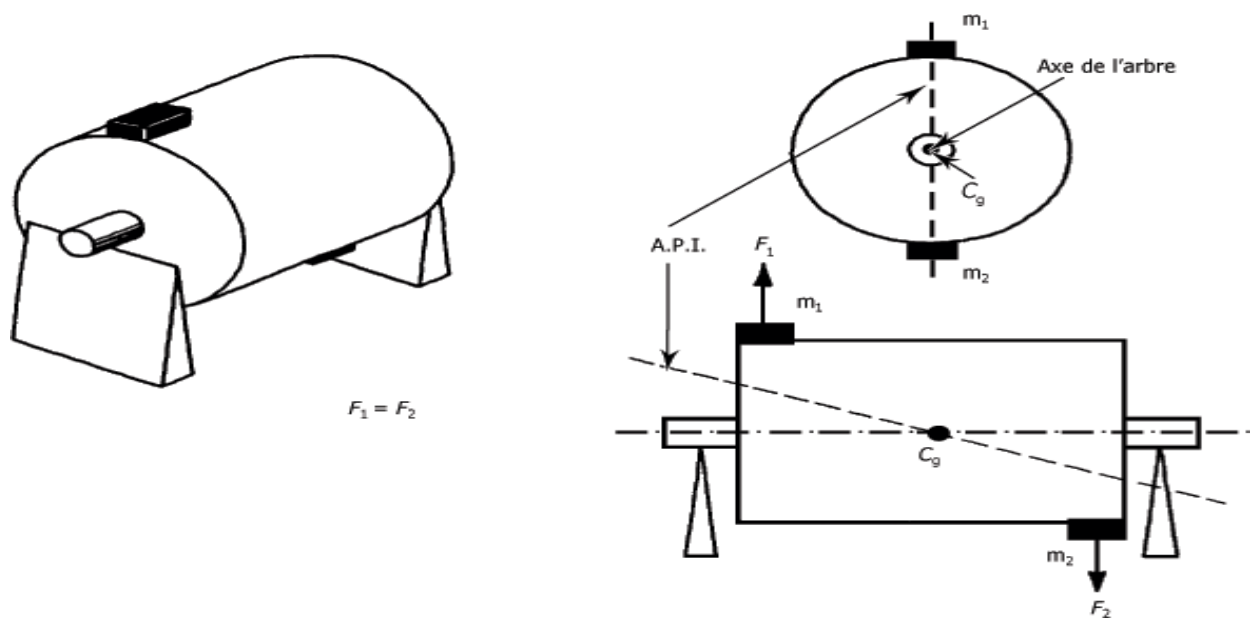


Figure : Phénomène de déséquilibre et équilibrage

L'action de corriger le déséquilibre mécanique d'un système est appelée « équilibrage » [12].

Par exemple, dans une automobile, l'équilibrage des roues évite les vibrations dans le volant, en continu ou à certaines vitesses, et une usure anormale des roulements de guidage et des pneumatiques.

I -11/Résonance :

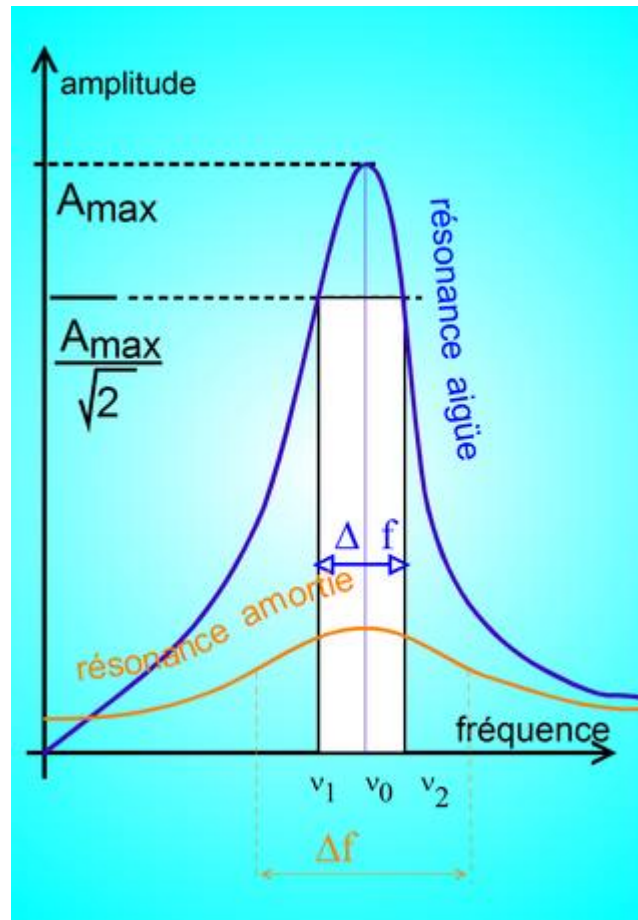


Figure6 :phénomène de résonance

La résonance est un phénomène selon lequel certains systèmes physiques (électriques, mécaniques...) sont sensibles à certaines fréquences. Un système résonant peut accumuler une énergie, si celle-ci est appliquée sous forme périodique, et proche d'une fréquence dite « fréquence de résonance ». Soumis à une telle excitation, le système va être le siège d'oscillations de plus en plus importantes, jusqu'à atteindre un régime d'équilibre qui dépend des éléments dissipatifs du système, ou bien jusqu'à une rupture d'un composant du système.

Si on soumet un système résonant à un degré de liberté, non plus à une excitation périodique, mais à une percussion (pour les systèmes mécaniques), ou à une impulsion (pour les systèmes électriques), alors le système sera le siège d'oscillations amorties, sur une fréquence proche de sa fréquence propre et retournera progressivement à son état stable.

Les domaines où la résonance intervient sont innombrables : balançoire enfantine, mais aussi résonances acoustiques de la voix parlée ou chantée et des instruments de musique, la résonance des marées, la résonance orbitale en astronomie, la résonance de la membrane basilaire dans le phénomène d'audition, les résonances dans des circuits électroniques et, pour finir : tous les systèmes, montages, pièces mécaniques sont soumis au phénomène de résonance. Les systèmes abstraits sont également soumis à des résonances : on peut, à titre d'exemple, citer la dynamique des populations. Dans le domaine du génie civil, on peut observer ce phénomène principalement dans les passerelles piétonnes soumises à des marches militaires, par exemple, ou, de façon plus générale, dans les constructions soumises à un séisme

I -12/Principe physique :

Un système susceptible d'entrer en résonance, c'est-à-dire susceptible d'être le siège d'oscillations amorties, est un oscillateur. Un tel système a la particularité de pouvoir emmagasiner temporairement de l'énergie sous deux formes : potentielle ou cinétique. L'oscillation est le phénomène par lequel l'énergie du système passe d'une forme à l'autre, de façon périodique.

I -13/Amortissement :

Quand l'excitation aura cessé, le système résonant va être le siège d'oscillations amorties : il va revenir plus ou moins vite à son état d'équilibre stable. En effet, l'énergie de départ sera peu à peu absorbée par les éléments « dissipatifs » du système (amortisseur visqueux en mécanique, résistances en électricité...). Un système peu amorti sera le siège d'un grand nombre d'oscillations qui diminueront lentement avant de disparaître complètement.

Si on soumet un système peu amorti à une excitation périodique permanente selon sa fréquence de résonance, l'énergie ainsi apportée va s'accumuler lentement et se traduira par des oscillations de grande amplitude. En régime stabilisé, l'énergie apportée à chaque période est égale à l'énergie dissipée, ce qui explique la grande amplitude des oscillations du système peu amorti. L'énergie accumulée sera importante, mais un amortissement accru peut diminuer l'amplitude des oscillations, l'énergie dissipée par période est donc l'énergie accumulée.

En électricité, on peut chiffrer l'amortissement en définissant le « coefficient de surtension » ou la « sélectivité ».

I -14/Modes propres :

Implicitement, l'introduction concerne des systèmes à un degré de liberté ou supposés tels dont l'évolution est décrite par un seul paramètre fonction du temps. On rencontre de tels systèmes, entre autres, en mécanique avec le pendule simple ou le système masse-ressort, en électricité avec le circuit RLC. Leurs oscillations libres ne peuvent se produire qu'à une fréquence bien définie susceptible d'induire une résonance.

Si on couple deux pendules par un ressort, le système est alors décrit par les inclinaisons généralement distinctes des deux pendules. Ce système à deux degrés de liberté possède deux modes propres dans lesquels les pendules oscillent à la même fréquence. Toute oscillation libre est une somme des deux modes propres correspondants et, face à une excitation sinusoïdale, chacun d'eux peut engendrer une résonance. En supposant les deux pendules identiques, l'origine des deux types

d'oscillation devient évidente. Dans un cas les pendules oscillent de concert, comme s'ils étaient liés par une barre rigide ; la fréquence propre du système est la même que celle du pendule simple. Dans l'autre, ils oscillent en opposition, comme si le milieu du ressort avait été fixé ; une moitié de ressort accroît donc la raideur associée à chacun d'eux, ce qui, comme il est précisé plus loin, augmente la fréquence propre.

I -15/Réponse à une excitation :

Dans un système oscillant à un degré de liberté, on constate que le rapport de l'amplitude X de la réponse à l'amplitude F de l'excitation dépend de la masse M (ou inertie ou, en électricité, auto-inductance), de la raideur K (ou inverse de la capacité) et de l'amortissement B (ou résistance) :

Cette formule montre, ce qui se généralise qualitativement à des systèmes beaucoup plus complexes, voire non linéaires, que la fréquence propre croît avec la raideur et décroît lorsque l'inertie augmente.

Quantitativement, pour un système linéaire, la généralisation se ferait en définissant un effort généralisé, en projetant les efforts extérieurs sur le mode concerné. Un mode n'est pas excitable sur les nœuds de vibration. L'amplification ne varie pas seulement en fonction de la fréquence. Elle dépend également de l'amortissement du système : lorsque celui-ci décroît, l'amplification augmente dans une bande de fréquences de plus en plus étroite. Ce phénomène d'amplification est mis à profit dans divers domaines pour séparer une fréquence déterminée de ses voisines.

À l'inverse, il peut être fréquemment à l'origine de dommages causés au système. Dans ce dernier cas, on cherche soit à l'atténuer en augmentant l'amortissement, soit à déplacer la fréquence propre en jouant sur l'inertie ou sur la raideur. [13]

II -1/Généralités

L'usinage à grande vitesse ou UGV (en anglais, high speed machining ou HSM) est une technique d'usinage caractérisée par des conditions de coupe quatre à dix fois plus élevées que lors d'usinage conventionnel. Mais cette définition n'est pas figée car la frontière entre UGV et usinage conventionnel reste floue.

L'UGV est particulièrement utilisé dans des domaines tels que l'aéronautique pour l'usinage dans la masse, la fabrication de moules pour la forge ou la fonderie. [14]

II -2/Principe physique :

Grâce aux vitesses de coupe élevées, les phénomènes de coupe intervenant entre la pièce, l'outil et le copeau sont différents de ceux observés en usinage conventionnel. La chaleur dégagée lors du cisaillement du copeau n'a pas le temps de se propager dans la pièce et l'outil. Par conséquent, la majeure partie de cette chaleur est évacuée par le copeau (environ 80 % en UGV contre 40 % en usinage conventionnel). On remarque aussi que plus la vitesse de coupe augmente, plus l'énergie spécifique de coupe diminue (puissance électrique consommée par la machine divisée par le débit copeaux). . [15]



Figure7 : processus de fraisage

II -3/La vitesse de coupe :

Il est aujourd'hui possible d'usiner des pièces mécaniques sur de larges plages de vitesses de coupe. Selon le matériau utilisé, ces plages varient, mais il est toujours possible de distinguer trois zones de vitesses de coupe distinctes :

- une zone de vitesses correspondant à « l'Usinage Conventionnel »,
- une zone de vitesses inexploitable, parfois surnommée « Vallée de la mort », où les conditions de coupe sont dégradées (usure rapide de l'outil, mauvais état de surface...),
- une zone de vitesses de coupe correspondant à « l'Usinage Grande Vitesse ».

Par exemple, pour l'acier, l'usinage conventionnel correspond aux vitesses de coupe comprises entre 30 et 200 m/min, et l'UGV aux vitesses de coupe comprises entre 500 et 2000 m/min. Ces valeurs dépendent du matériau, et également de l'opération effectuée (fraisage, tournage...). La figure 1 donne quelques ordres de grandeur. .

[16]

II -4/ Les caractéristiques de l'usinage à grande vitesse :

L'usinage grande vitesse (UGV) est une opération d'enlèvement de matière à des vitesses de coupe élevées. Ces grandes vitesses engendrent un phénomène de coupe spécifique. . [17]

II -6/ Vitesse de coupe en fonction des matériaux :

La vitesse de coupe est fonction à la fois de la matière à usiner et de la matière de l'outil. Il existe une méthode nommée « couple outil-matière » qui permet de déterminer la vitesse de coupe correcte pour usiner le matériau. La vitesse de coupe est supérieure quand il y a lubrification par rapport à la coupe « à sec ».

Unité de v_c : mètres par minute, symbole : **m/min**.

Matériau à usiner	Outil en <u>acier rapide supérieur</u>	Outil en <u>carbure</u>	<u>Outil en céramique</u>	<u>Usinage grande vitesse (UGV)</u>
<u>Acier (résilient)</u>	15 - 18	60 - 70		-
Acier doux	30 - 38	110 - 140		-
<u>Fonte (moyenne)</u>	18 - 24	70 - 85		-
<u>Bronze</u>	24-45	100-140		-
<u>Laiton (recuit)</u>	45 - 60	100-200		-
<u>Aluminium</u>	75 - 400	150 - 1 000		2 000
<u>Titane</u>	30	60 - 70		-
<u>Superalliages base Nickel (Inconel)</u>		30 - 50	200 - 300 (tournage)	
			700 - 1000 (fraisage)	

Figure8 : Vitesse de coupe pour différent matériaux à usiner (en m/min)

II -7/Mouvement de coupe circulaire :

Lorsque le mouvement de coupe est circulaire, par exemple pour le tour ou la fraiseuse, la fréquence de rotation **n** est déterminée par la formule :

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot d} \times 1000$$

n : fréquence de rotation (en **tr/min**)

M_c : vitesse de coupe (en **m/min**)

π: constante **Pi**

d : diamètre de l'outil pour le fraisage et diamètre de la pièce de révolution pour le tournage (en **mm**)

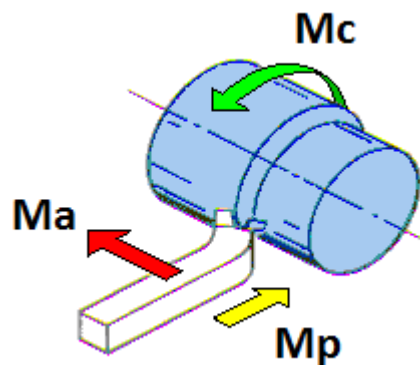


Figure : vitesse de coupe en tournage

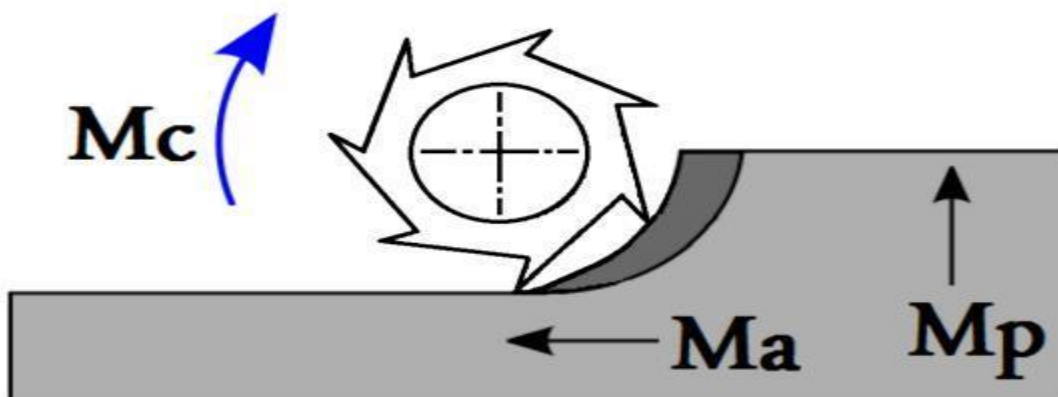


Figure9 : vitesse de coupe en fraisage

II -8/Le phénomène de coupe :

L'UGV offre des conditions de coupe excellentes, qui s'expliquent par les phénomènes de formation du copeau. La discontinuité du copeau L'image ci-dessous montre le résultat d'un test courant appelé « Quick Stop Test » (la pointe de l'outil est retirée brutalement par un système explosif), qui permet d'étudier un copeau en cours de formation pour trois vitesses de coupe différentes

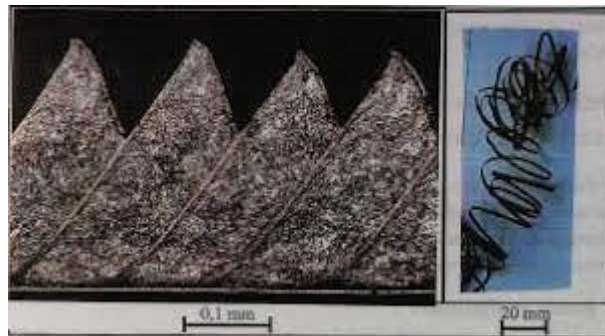


Figure10 : Modélisation de la coupe en usinage a grand vitess

Pour les métaux, le processus de formation du copeau est principalement basé sur des déformations plastiques (permanentes) de cisaillement. Aux faibles vitesses de coupe, le copeau est continu et ces déformations sont quasi-stationnaires

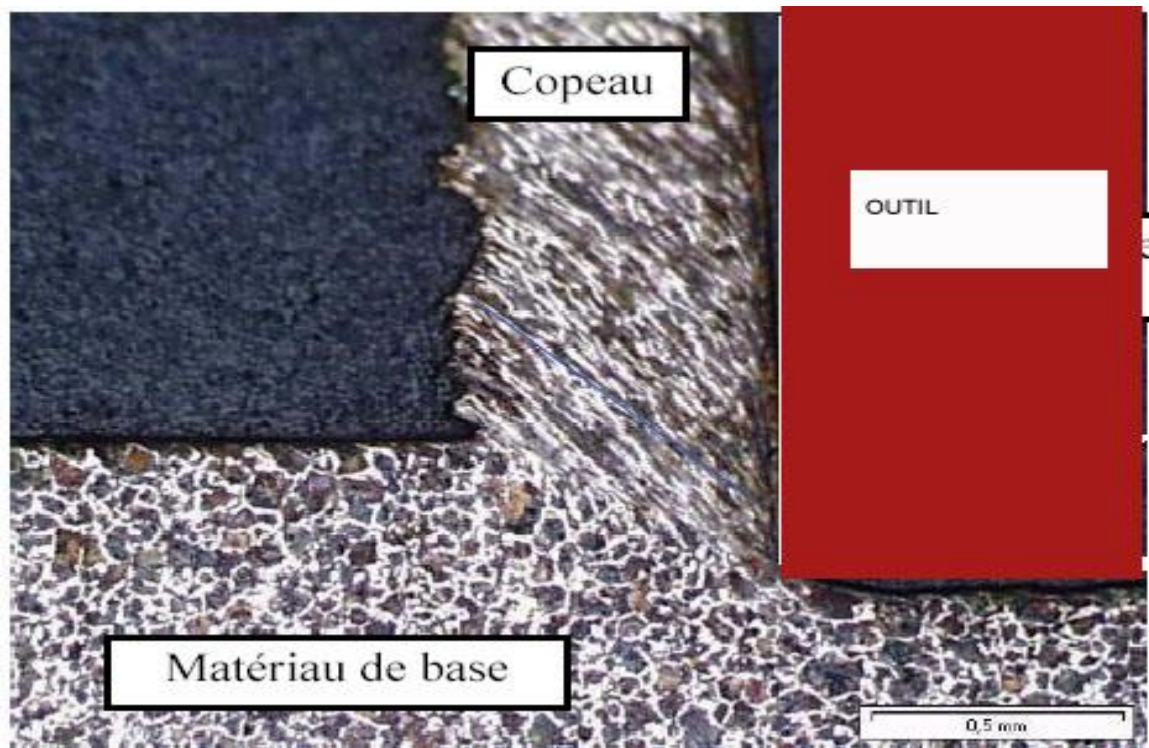


Figure11 :Formation du copeau en usinage conventionnel

Aux hautes vitesses de coupe, le copeau est dentelé et formé d'éléments séparés (figure 2C), ce qui semble être généré par une rupture du matériau plus que par un cisaillement. En UGV, des fragments de copeaux se détachent par la propagation de fissures .

II -9/Avantages :

Les avantages de l'UGV sont donc les suivants :

augmentation de la productivité : directement lié à l'augmentation des vitesses de coupe et d'avance.

amélioration de l'état de surface

conservation de l'intégrité matière : la chaleur transmise à la pièce étant plus faible, il y a moins de modification de sa structure.

amélioration de la précision

usinage à sec : la majeure partie de la chaleur étant évacuée avec le copeau, une lubrification de refroidissement n'est plus forcément nécessaire.

possibilité d'usiner des voiles minces : les forces de coupe tangentielles diminuent lorsque la vitesse de coupe augmente, il devient donc possible d'usiner des parois minces.

possibilité d'usiner des aciers traités thermiquement (trempe, cémentation) sans pour autant que le traitement ne soit abîmé par la chaleur. . [18]

II -10/ Les critères de conception :

- **Les épaisseurs des pièces :**

Les efforts exercés par l'outil sur la pièce lors de la coupe sont plus faibles en UGV qu'en usinage conventionnel (la diminution des efforts est directement liée aux conditions de coupe choisies). En conséquence, pour un même critère de déformation de la pièce lors de l'usinage, il deviendra possible d'usiner des pièces d'épaisseur plus faible. Il devient également possible d'usiner des peaux sans porte-pièces spéciaux.

Les efforts de coupe plus faibles auront aussi pour conséquence une diminution des efforts de bridage. . [19]

- **La géométrie des pièces :**

Sous certaines conditions, le débit copeaux est multiplié par 10. De plus la réduction des efforts de coupe permet l'utilisation d'outils de formes différentes (outil boule par exemple). Ces deux paramètres autorisent la réalisation dans la masse de pièces prototypes par des stratégies de contournage, aux géométries différentes de celles que l'on peut réaliser en usinage conventionnel.

Il est possible d'obtenir une meilleure définition géométrique de la pièce finie et des meilleurs états de surface en UGV, notamment parce que la surface de la pièce n'est pas dégradée par un traitement thermique superficiel. La précision dimensionnelle est plus grande qu'en usinage conventionnel, et un bon état de surface peut être obtenu sans rectification. [20]

- **Les matériaux :**

Les efforts de coupe étant réduits, il devient possible d'usiner certains matériaux qui demandaient un effort de coupe trop important en usinage conventionnel. Il est par exemple possible de faire subir un traitement thermique à la pièce avant usinage, ce qui garantira une meilleure définition géométrique de la pièce usinée que si le traitement est effectué par la suite.

Lors d'un usinage conventionnel, les phénomènes locaux (déformation plastique) entraînent un écrouissage superficiel de la surface usinée. En UGV, les efforts de coupe étant réduits, ce phénomène n'apparaît plus. La résistance à la fatigue pouvant être améliorée par un écrouissage superficiel (qui élimine les causes de formation de micro-fissures à la surface de la pièce), il faudra penser à effectuer le traitement adéquat sur une pièce usinée en UGV.

De la même façon, la surface de la pièce subit une trempe superficielle due à la propagation de l'énergie calorifique en usinage conventionnel. En UGV, il faudra effectuer le traitement nécessaire sur la pièce finie pour obtenir les propriétés mécaniques souhaitées.

II – 11/L'importance d'usinage à grand vitesse :

Malgré la complexité du procédé et les contraintes liées à sa mise en place, l'usinage à grande vitesse assure des gains importants en performances techniques et économiques. Globalement, l'UGV apporte :

- l'obtention d'un excellent état de surface de l'ébauche jusqu'à la finition (souvent sur une même machine) ce qui permet une réduction du temps de polissage de finition, voire sa disparition dans la gamme de production,
- une précision dimensionnelle plus grande et une meilleure répétabilité pour la production de séries,

- une meilleure qualité des pièces usinées en termes d'intégrité de surface,
- une réduction des efforts d'usinage,
- l'usinage de matériaux très durs, difficilement usinés auparavant,
- l'usinage de formes complexes et de parois minces,
- l'obtention de copeaux fragmentés, plus simples à évacuer,
- une réduction des délais de fabrication qui se traduit par une augmentation de la productivité,



Figure12 : bonne état de surface dans les pièces usinée

II –12/Problèmes liés à l'UGV :

À cause des fréquences de rotation élevées des outils, des phénomènes d'instabilité dynamique (broutement, vibrations) surviennent régulièrement lors d'opérations d'UGV.

Parmi les principaux inconvénients liés à la pratique de l'usinage à grande vitesse on peut signaler [Sandvik 2004] :

- les opérateurs et programmeurs des machines doivent suivre des formations particulières qui diffèrent considérablement de celles nécessaires pour l'usinage conventionnel,
- une erreur humaine peut avoir des conséquences très significatives sur la machine, du fait des importantes vitesses et des accélérations mises en jeu lors du déplacement des différents composants,
- des précautions maximales au niveau de la sécurité doivent être adoptées : les machines doivent être dotées de carters résistant à des sollicitations du type impact. De même, les outils et pièces tournantes doivent faire l'objet de contrôles fréquents afin de détecter de possibles défaillances par fatigue.

Actuellement, la recherche et le développement dans l'usinage à grande vitesse sont axés sur deux grands thèmes : l'usinage assisté (usinage assisté par laser, usinage assisté par jet d'eau à haute pression) et l'usinage écologique.

Le développement d'initiatives gouvernementales concernant la prévention de la pollution et l'intérêt accru des consommateurs pour des produits élaborés dans le respect de l'environnement ont mis en place une pression croissante sur l'industrie afin de minimiser le flux de ses rejets. La lubrification représente en effet une

source énorme de dépenses pour l'industrie de l'usinage. En plus des coûts des lubrifiants, s'ajoutent les coûts de traitement des fluides usagés. De plus, dans des conditions de vitesses et températures élevées, le fluide de coupe est évaporé, atomisé sous forme d'un brouillard qui représente un risque majeur pour la santé des opérateurs.

L'usinage écologique est souhaitable et sera considéré dans un avenir proche comme une nécessité. L'usinage écologique pourra déboucher sur l'usinage à sec (sans aucun fluide de coupe) dont les avantages sont :

- la non pollution de l'atmosphère ou de l'eau, ce qui réduit les risques sanitaires en particulier ceux conduisant à des maladies respiratoires ou de la peau.
- la suppression des résidus de fluides de coupe sur les pièces usinées, permettant d'éliminer les opérations de nettoyage et de lessivage de ces pièces, et les coûts et énergies consommés associés à ces opérations.
- la suppression des résidus de lubrifiant sur les copeaux, réduisant ainsi les coûts de traitement de ces copeaux et les énergies consommées associées. . [21]

II –14/ Spécificités liées à l'UGV :

L'augmentation des conditions de coupe implique une spécificité de tous les composants intervenant lors de l'usinage. On peut citer :

l'augmentation de la rigidité de la structure des machines-outils ;

l'augmentation des vitesses de rotation des broches (20 000 tr/min et plus) ;

l'utilisation de cônes d'attachement de type HSK ;

la partie commande des machines-outils qui doit s'adapter aux vitesses d'avances plus élevées ;

le développement d'outils spécifiques qui doivent être capables d'accepter les conditions de coupe, mais aussi de proposer une durée de vie qui soit économiquement rentable ;

une attention particulière doit être portée sur l'équilibrage de l'ensemble outil-porte outil. [22]

III-1/Introduction :

En 1907, dans son ouvrage fondateur sur l'art de la coupe des métaux, Frederick Winslow Taylor disait : « le problème des vibrations d'usinage est le problème le plus obscur auquel ait à faire face l'usineur ». En 2018, les études sur le sujet rapportaient que les vibrations restent un enjeu majeur pour l'usinage et que de nombreux industriels l'identifient encore comme un des facteurs les plus limitant du process.

Les coûts associés à ce problème sont rarement chiffrés et l'usineur les anticipe naturellement, notamment pour les situations telles que l'usinage de pièces ou d'outils particulièrement flexibles.

Le constructeur automobile Renault avait réussi à chiffrer à trois millions par an précisément ce coût pour des blocs cylindre usinés par séries. Ce surcoût était ici lié à l'usure prématurée des outils et représentait en 2002, par exemple, exactement 0,35 € par pièce, soit 120 k€ par an.

Des estimations montrent que la majorité des surcoûts sont liés à la perte de productivité et au temps perdu pour les mises au point ou les reprises, ensuite viennent les usures d'outil et de machines, et enfin les pièces rebutées.

Les solutions trouvées par les usineurs sont souvent obtenues par tâtonnement et par le fruit de l'expérience : modifier la vitesse, changer l'outil, augmenter le nombre de passes, brider la pièce différemment, mettre des éléments en caoutchouc, etc. Avec pour conséquence, une diminution significative de la productivité.

La théorie dite des « lobes de stabilité », apparue dans les années 1950, a semblé apporter une solution globale, mais force est de constater qu'elle n'est pas si facile à appliquer et qu'elle ne résout pas la majorité des problèmes.

Ainsi, comme Taylor le disait déjà, il persiste toujours un manque criant de méthodes prédictives robustes et un manque de logique d'ensemble pour attaquer le problème concrètement.

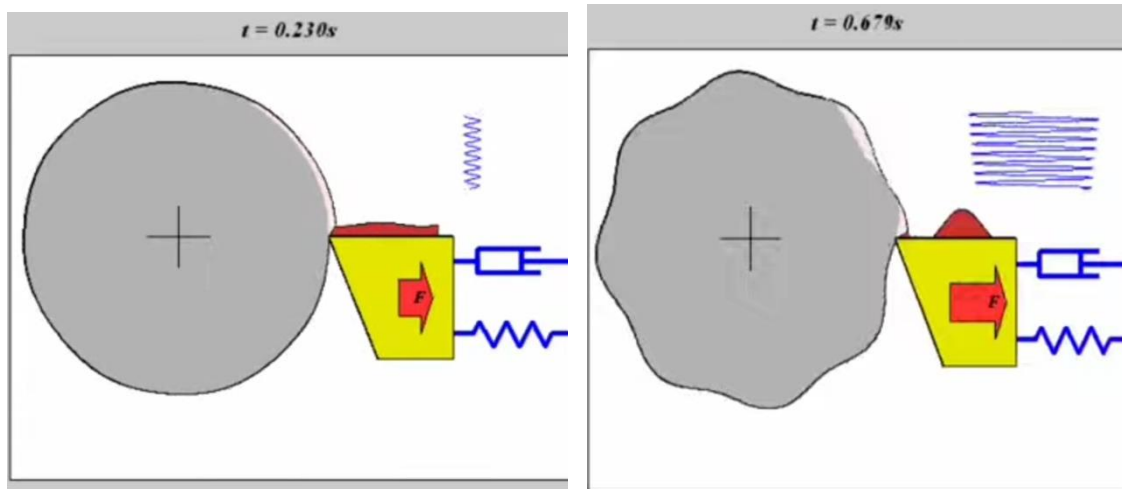


Figure 13 : Développement des vibrations avec le temps .

III-2/ Les enjeux industriels :

Le constructeur automobile Renault a chiffré précisément le coût des vibrations d'usinage sur 3 millions de blocs-cylindres usinés par an. Le surcoût, ici uniquement lié à l'usure prématurée des outils, représentait en 2002 exactement 0,35 € par pièce, soit 120 000 €. Des estimations montrent que la majorité des surcoûts viennent d'abord de la perte de productivité et du temps perdu pour les mises au point, puis des usures d'outils et de machines, et enfin des pièces rebutées.

1. Les multiples facettes du problème Certains éléments sont systématiquement associés au risque de vibrations :

- les pièces flexibles, à cause de leurs parois minces ou d'un porte-à-faux important
- les outils longs et fins ;
- les machines peu rigides, et récemment les robots d'usinage ;

- les engagements importants, car ils sollicitent la rigidité machine, aussi élevée soit-elle.

Un état de surface dégradé par des ondulations assez régulières ou des bruits stridents sont les manifestations les plus classiques. L'ébranchage ou l'usure rapide des arêtes de coupe sont aussi des signatures de vibrations d'usinage, qu'elles fassent du bruit ou non. Autre conséquence fréquente des vibrations puissantes, la détérioration rapide de la broche ou même des axes machines, même si les chocs accidentels restent ce qui dégrade le plus ces éléments.

La faible productivité est la conséquence la plus importante du problème. En effet, il est très courant de constater que ni les engagements outils ni la puissance machine ne sont exploités à 10



Figure 14: l'effet des vibrations sure une pièce usinée

III-3/Un phénomène complexe

Un outil, ou une pièce flexible, peut se ramener, en première approximation, à un modèle simplifié masse-ressort .L'interruption de la coupe, lorsque l'outil entre et sort de la matière, génère naturellement des vibrations, dites forcées. Ces vibrations sont assez faciles à maîtriser en pratique, soit en réduisant la

section copeau, soit en augmentant la continuité de la coupe (engagement, nombre de dents, hélice), soit en rigidifiant le système. Ce sont les vibrations spontanées qui posent le plus de problèmes, c'est-à-dire celles qui s'amplifient spontanément à chaque passage de dent, indépendamment des chocs de la coupe. De telles vibrations peuvent même apparaître en filetage, alors même que l'outil ne repasse pas à chaque tour sur sa trace. En fonction des paramètres de coupe, une infinité de configurations sont possibles (les mathématiciens disent même «non dénombrables») ; en voici trois :

Cas 1 : vibrations basse fréquence Soit un outil rigide à 2 dents tournant à 12 000tr/min, ce qui donne une fréquence de passage de dent à $(12\ 000/60) \times 2=400\text{Hz}$. Considérons l'usinage d'une pièce ou une machine de grande dimension sujettes à des vibrations basse fréquence, par exemple 40Hz. De larges vagues apparaîtront alors sur la surface usinée 3, image des vibrations basse fréquence

● **Cas 2 : vibrations haute fréquence** Considérons maintenant que l'outil, ou la pièce, vibre à 300Hz. À nouveau de larges vagues apparaissent 4, mais elles sont liées cette fois à la différence de phase entre les harmoniques de la fréquence de rotation et celles de la fréquence de vibration. Il existe alors de nombreux types de profils usinés, selon les fréquences en jeu.

● **Cas 3 : une dent sur deux qui coupe** Cette fois, considérons toujours le même outil générant des coups de dents à 400Hz, mais avec une fréquence de vibration à 200Hz, c'est-à-dire exactement la moitié. Cette fois, si l'amplitude des vibrations est suffisamment importante, l'une des dents passe dans le vide, et la suivante coupe à sa place 5, ce qui conduira à une usure accélérée de l'outil. Comme à chaque prise de passe ce n'est pas forcément la même dent qui coupe, l'usure paraîtra uniforme sur l'outil, ce qui rendra mystérieux le phénomène d'usure accélérée, le même outil s'usant beaucoup moins sur une autre pièce ou dans des conditions d'usinage différentes.

On tombe souvent par hasard sur cette configuration, car elle produit un son d'usinage agréable, sans les variations du **cas 1** ni les sifflements stridents du **cas 2**. Ces trois cas illustrent la variété des phénomènes, et la difficulté à les comprendre et à les distinguer sans mesures précises pendant l'usinage.

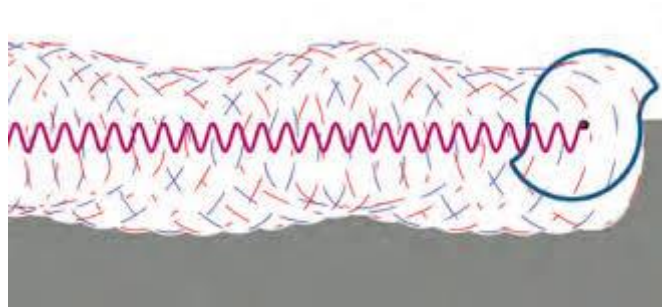


Figure 15 : Vibrations à haute fréquence

Les types des vibrations

Le processus de coupe peut générer deux types de vibrations :

- Vibrations forcées,
- Vibrations auto-entretenues;

III-4/Vibrations forcées:

Elles sont propres à la coupe discontinue comme le fraisage, mais elles peuvent apparaître aussi lors du tournage de pièces n'ayant pas de symétrie de révolution.

Elles résultent de l'excitation périodique de la coupe, qui naît en fraisage suite au passage successif des dents lors d'une excentration de la chaîne cinématique (outil de coupe, plaquette, porte-outils, pièce, broche), ou hétérogénéité de la matière usinée.

Les vibrations forcées peuvent également être provoquées par des irrégularités technologiques des éléments dans l'ensemble de la machine outil.

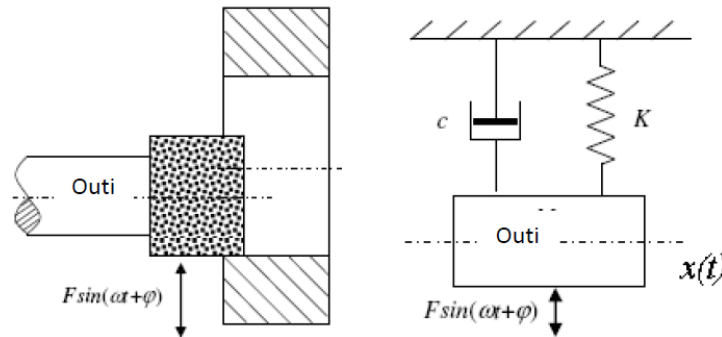


Figure16: Vibrations forcées

III-5/Vibrations auto-entretenues;

L'apparition des vibrations auto-entretenues correspond à l'instabilité dynamique de la machine-outil. Les vibrations auto-entretenues sont aussi appelées vibrations régénératives.

Les vibrations à l'interface outil de coupe/copeau, lors de l'usinage sont principalement dues aux variations du frottement à l'interface, au contact sur la face en dépouille de l'outil et aux variations d'épaisseur et de largeur usinée. Ces dernières proviennent de la génération d'une surface ondulée lors de la passe précédente, qui influence le comportement dynamique de l'ensemble outil de coupe/porte-outils lors de la passe suivante.

Le mouvement de l'outil est alors entretenu. La fluctuation des efforts de coupe excite le système. Ces mécanismes se produisent simultanément, sont interdépendants et sont à l'origine des vibrations autoentretenues.

III-6/ critère de stabilité

L'apparition des vibrations auto-entretenues correspond à l'instabilité dynamique de la machine-outil. Les vibrations auto-entretenues sont aussi appelées vibrations régénératives.

Les vibrations à l'interface outil de coupe/copeau, lors de l'usinage sont principalement dues aux variations du frottement à l'interface, au contact sur la face en dépouille de l'outil et aux variations d'épaisseur et de largeur usinée. Ces dernières proviennent de la génération d'une surface ondulée lors de la passe précédente, qui influence le comportement dynamique de l'ensemble outil de coupe/porte-outils lors de la passe suivante.

Le mouvement de l'outil est alors entretenu. La fluctuation des efforts de coupe excite le système. Ces mécanismes se produisent simultanément, sont interdépendants et sont à l'origine des vibrations autoentretenues.

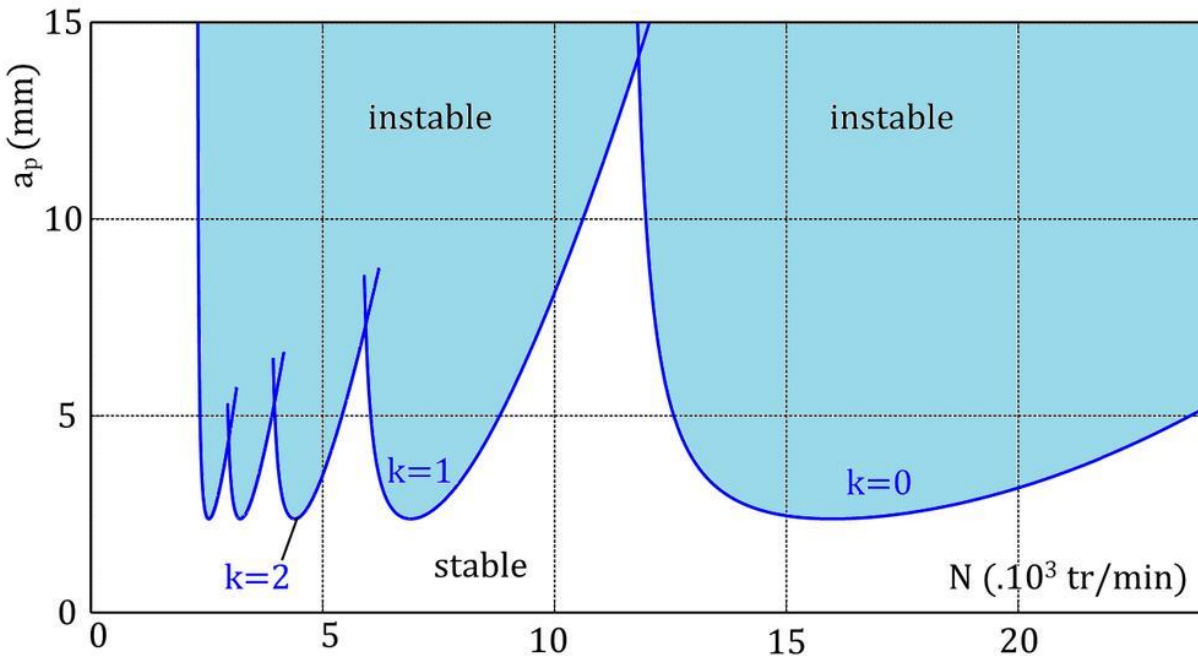


Figure 17: Les lobes de stabilités

III-7/Le broutage

Dans les opérations d'usinage, il est fréquent que l'on se heurte à des phénomènes de broutage en cherchant d'où ils proviennent. S'il est difficile d'éliminer vraiment ces broutages, des solutions ont été mises au point pour les éviter, d'autres pour faire en sorte qu'ils ne perturbent pratiquement plus, d'autres sont encore actuellement en perfectionnement par des chercheurs. Voici un aperçu des recours dont on dispose aujourd'hui

pour aider à accroître la productivité danses ateliers, on a tendance à accroître les vitesses de coupe et les avances. Mais, cette action risque de donner naissance à du broutage qui, à son tour, va affecter négativement le fini de surface, la durée de vie d'outil, la longévité de la machine-outil et le temps de cycle. En fin de compte, il n'y a rien de gagné.

Le broutage et ses conséquences indésirables est un effet des vibrations. Or, dans une certaine mesure, toutes les fraises vibrent sous l'effet de l'entrée en contact de leur denture avec la pièce. Chaque dent en vibration laisse une surface ondulée et, lorsque les dentasse présentent sur l'ondulation de la dent quilles ont précédées, l'épaisseur du copeau reste constante générant une surface lisse. Si les ondulations ne sont pas synchronisées, néanmoins, l'épaisseur de copeau varie et une vibration régénérative - qui est le broutage - redéveloppe. Le secret pour maîtriser ce broutage consiste à maintenir constante l'épaisseur du copeau ou bien d'absorber ou de rediriger l'énergie générant la vibration. En fait, l'ensemble du système de coupe, allant depuis la structure de la machine-outil jusqu'à la géométrie de l'arête de coupe, affecte le niveau du broutage qui se développe.

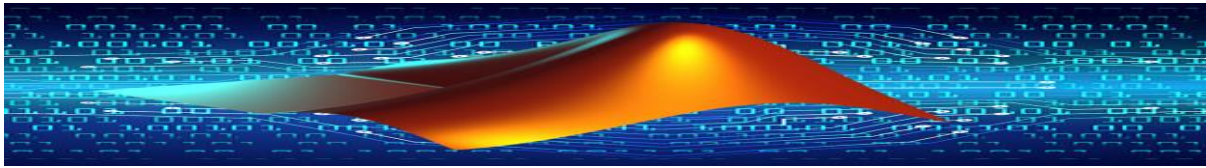
Plus gros ne signifie pas toujours mieux :

Une masse importante absorbe bien mieux l'énergie vibratoire qu'une faible masse, aussi est-ce pourquoi les machines-outils sont, historiquement, lourdes et dotées de colonnes et de glissières creuses massives. Mais, la tendance manifestée depuis plusieurs années utiliser des vitesses et des avances plus élevées exige de disposer de machines répondant quasi instantanément à des accélérations et décélérations. De nos jours, le poids pour les machines-outils est ainsi l'ennemi numéro un. Les guidages linéaires utilisés sur les récentes générations sont précis et rapides mais ne sont pas aussi lourds ni capables d'absorber les vibrations que les bonnes vieilles glissières classiques. Pour cette raison, les constructeurs de machines-outils utilisent des guidages, et des patins sur lesquels ils se déplacent, légèrement surdimensionnés en montant souvent le système à des hauteurs différentes afin d'assurer une rigidité maximale. Au cours du processus de développement de ces machines, il est fait appel à un logiciel d'analyse par éléments finis qui opère une

simulation du comportement dynamique de la machine en permettant au constructeur de minimiser la masse tout en conservant la rigidité indispensable. Dans l'idéal, ce dont souhaiterait disposer le constructeur, c'est d'une colonne de masse nulle et de rigidité infinie. La rigidité de la broche est également un facteur où se développe ou non du broutage au cours du fraisage. Plus la précontrainte déformations de broche est élevée, plus cette broche est rigide. Seulement, du fait que la précontrainte a tendance à se modifier au furet à mesure de l'élévation de température de la broche pendant l'usinage, les précontraintes exercées sur les roulements à température de salle sont normalement établies plus faibles que ce qui serait optimal. Suivant une autre politique, certaines machines-outils sont équipées de roulements de broche refroidis par circulation d'huile. Un système détecteur maintient constante la température de brochée mettant en circulation l'huile par son centre et celui des roulements, tandis qu'un circuit séparé refroidit l'enveloppe de la broche. Dans ce cas, comme la température reste constante, il devient possible de prévoir une précontrainte plus élevée donc une meilleure rigidité de la broche en service.



Figure 18: Broutement a cause de vibration



IV-1/Introduction

Matlab (Laboratoire Matrix) est né des routines LINPACK écrites pour une utilisation avec C et Fortran. Le package Matlab fournit à la fois des interfaces de ligne de commande et de langage de programmation, permettant à l'utilisateur de tester des instructions simples à l'invite de commande, ou d'exécuter des codes compliqués en appelant un nom de fonction. Matlab est excellent pour gérer les quantités matricielles car il suppose que chaque variable est un tableau. Ainsi, l'appel à l'opérateur de multiplication seul amène Matlab à tenter une multiplication matricielle, pas une multiplication scalaire. De plus, Matlab inclut des opérateurs de tableau spéciaux qui permettent la multiplication de tableaux élément par élément. Par exemple, si nous définissons la variable $a = [1 \ 2 \ 3]$ et $b = [4 \ 5 \ 6]$; nous pouvons effectuer les multiplications matricielles[31] :

$$\begin{aligned} C &= a * b \\ D &= a' * b \end{aligned}$$

(l'apostrophe est l'opérateur de transposition dans Matlab.) Le résultat c serait un scalaire: La variable d contiendrait une matrice 3 par 3, dont les lignes seraient des multiples scalaires de b : Cependant, et si les valeurs stockées dans a sont trois masses, et celles de b leurs accélérations correspondantes ? Si l'on voulait trouver la force sur chaque masse, il faudrait multiplier le premier élément de a par le premier élément de b ; et ainsi de suite pour les deuxième et troisième éléments. Matlab fournit une multiplication de tableaux pour une telle instance[32] :

$$E = a.^b$$

Cela indique à Matlab d'ignorer ses règles de multiplication matricielles habituelles et de créer à la place e en multipliant les éléments correspondants de a et b : Le résultat ici serait $e = [4 \ 10 \ 18]$: C'est l'une des commandes spécialisées les plus utiles de Matlab, et un que nous utiliserons fréquemment. D'autres commandes seront discutées au fur et à mesure qu'elles surviennent. La grande majorité de ces exemples utilisera Matlab dans son mode de programmation. Le format général est

d'introduire un problème, en faisant référence au texte le cas échéant, et de montrer la solution analytique (si dérivable). Plusieurs chiffres suivent chaque exemple, montrant les résultats de chaque problème de vibration sous différents ensembles de paramètres et utilisant les capacités graphiques intégrées de Matlabs. [33]

Enfin, le code Matlab utilisé pour générer les graphes est présenté, avec des commentaires expliquant ce qui a été fait, pourquoi cela a été fait et d'autres façons dont cela aurait pu être fait dans Matlab. Le code devrait sembler quelque peu familier à ceux qui ont utilisé C et Fortran dans le passé ; Le langage Matlabs partage plusieurs structures communes avec ces deux langages, ce qui permet à un programmeur C ou Fortran expérimenté d'apprendre relativement facilement Matlab. Une distinction à faire avec la programmation Matlab est entre les scripts m-les et les fonctions m-les. Les deux sont des ensembles de commandes qui sont enregistrés dans un fichier. Les différences sont que les variables utilisées dans un fichier de script sont conservées dans l'espace de travail Matlab et peuvent être appelées une fois le script terminé. Les variables dans une fonction m-le ne peuvent pas être utilisées en dehors de la fonction à moins qu'elles ne soient renvoyées (un peu comme les fonctions C ou les sous-routines Fortran). De plus, une fonction doit commencer par la ligne `function output = nom_fonction(var1;var2;:::varN)`. Cette ligne indique à l'interpréteur Matlab que ce fichier est une fonction distincte de l'espace de travail. (Encore une fois, le formulaire devrait sembler familier aux programmeurs Fortran et C

Certaines des utilisations typiques de MATLAB sont données ci-dessous:

- Mathématiques et calcul .
- Développement d'algorithmes.
- Modélisation, simulation et prototypage.

IV-2/ Qui utilise MATLAB ?

Des millions d'ingénieurs et de scientifiques dans le monde utilisent MATLAB pour une gamme d'applications, dans l'industrie et le milieu universitaire, y compris l'apprentissage en profondeur et l'apprentissage automatique, le traitement du signal

et les communications, le traitement d'images et de vidéos, les systèmes de contrôle, les tests et la mesure, la finance informatique et la biologie informatique. [34]

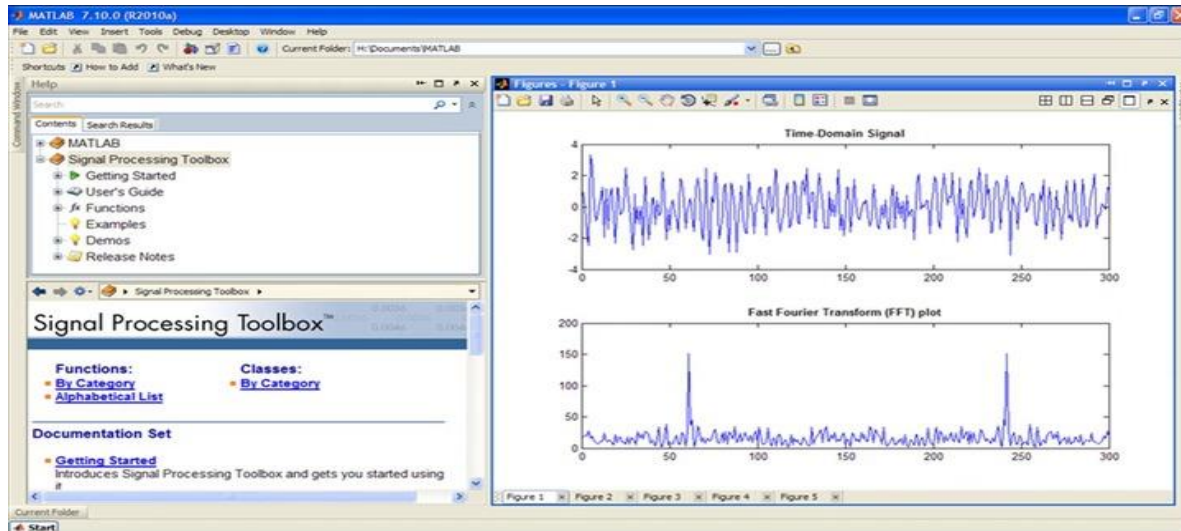


Figure19 : Analyser ,prétraiter et extraire des caractéristiques de signaux échantillonnés

IV-3/Histoire

Développé principalement par Cleve Moler dans les années 1970 à partir des bibliothèques Fortran LINPACK et EISPACK. Alors professeur de mathématiques à l'université du Nouveau-Mexique, il souhaitait permettre à ses étudiants de pouvoir utiliser ces deux bibliothèques sans connaître le Fortran. Cleve Moler l'utilisa ensuite pour des cours donnés à l'université Stanford où il reçut un accueil mitigé de la part des étudiants en mathématiques (habités au Fortran). Par contre, les étudiants en technologie, en particulier en traitement du signal, furent beaucoup plus intéressés. Un ingénieur, Jack Little en comprend rapidement les capacités et entreprend avec un collègue, Steve Bangert, de le recoder en langage C. Jack Little, Cleve Moler et Steve Bangert créèrent la société The MathWorks en 1984 afin de commercialiser la version 1.0 de MATLAB. [35]

MATLAB a ensuite évolué, en intégrant par exemple la bibliothèque LAPACK en 2007, en se dotant de nombreuses boîtes à outils (Toolbox) et en incluant les possibilités données par d'autres langages de programmation comme C++ ou Java.

Le logiciel MATLAB est construit autour du langage MATLAB. Une interface en ligne de commande, qui est un des éléments du bureau MATLAB, permet d'exécuter des commandes simples. Des séquences de commandes peuvent être sauvegardées dans un fichier texte, typiquement avec l'éditeur MATLAB, sous la forme d'un « script » ou encapsulées dans une fonction.

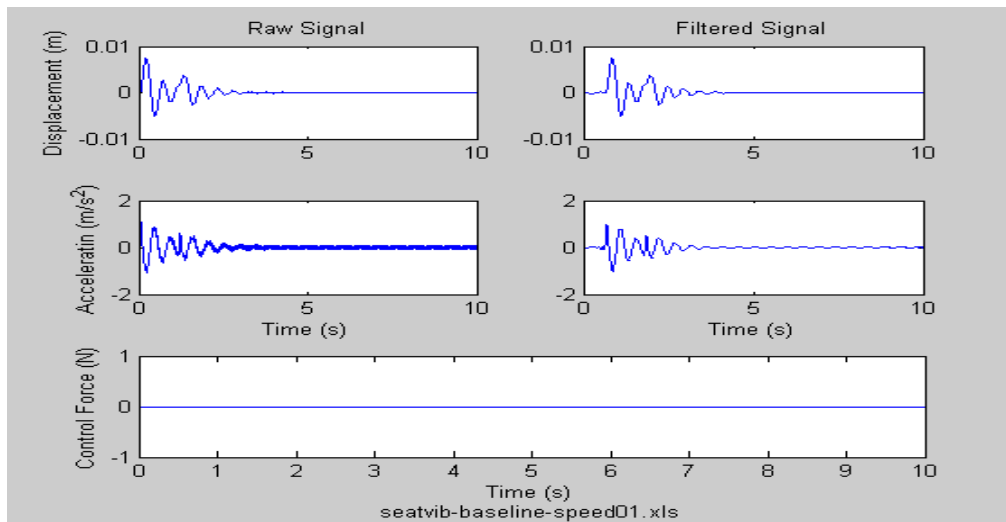


Figure 20 : analyser les données de vibration du siège à l'aide de produits matlab

IV-4/Variables

Les variables sont définies avec l'opérateur d'affectation =. MATLAB est un langage à typage faible (dans le sens où les conversions de type sont implicites). Les variables ne sont pas déclarées avec leur type, sauf pour les objets symboliques, Par exemple :

```
x = 0:pi/100:2*pi;
y1 = 2*cos(x);
y2 = cos(x);
y3 = 0.5*cos(x);
plot(x,y1,'--',x,y2,'-',x,y3,':')
xlabel('0 \leq x \leq 2\pi')
ylabel('Cosine functions')
legend('2*cos(x)', 'cos(x)', '0.5*cos(x)')
title('Typical example of multiple plots')
axis([0 2*pi -3 3])
```


IV-5/Vecteurs/matrices

Comme son nom l'indique, l'intérêt de MATLAB est de pouvoir manipuler facilement des tableaux à une dimension (« vecteur » dans le vocabulaire MATLAB) ou deux dimensions (« matrices ») ou plus. Par défaut, toutes les variables sont des tableaux, MATLAB permet de faire de la programmation matricielle (en). En pratique, les tableaux sont définis de la manière suivante [36]:

```
>> A = [3*4, pi/2]
A =
    12.0000    1.5708
>> B = 3*sin(A)
B =
   -1.6097    3.0000
>> C = 1:2:9
C =
    1    3    5    7    9
>> D = [16 3 2 13; 5 10 11 8; 9 6 7 12; 4 15 14 1]
D =
    16     3     2    13
     5    10    11     8
     9     6     7    12
     4    15    14     1

>> D(2,3)
ans =
    11
```

Lorsqu'on définit la variable nommée C (ou affecte une nouvelle valeur à cette variable si celle-ci existe déjà), on crée un tableau contenant les nombres 1, 3, 5, 7 et 9. soit un tableau débutant par 1 (valeur initiale), incrémenté à chaque valeur par 2 (l'incrément), et s'arrête avec la valeur (ou après avoir dépassé) 9 (valeur finale). La variable D est une matrice.

L'indexation des tableaux commence à 1¹¹, ce qui est la convention utilisée pour les matrices en mathématiques et par le langage Fortran, mais qui est contraire à certains langages de programmation où l'indexation commence à 0 (par exemple C ou Python). [37]

La plupart des fonctions MATLAB acceptent les matrices et s'appliquent à chacun de ses éléments. Par exemple, `mod(2*J,n)` multiplie chaque élément de « J » par 2,

puis divise chaque élément modulo « n ». Par ailleurs s'il est possible d'utiliser des boucles « For » ou « while » ; il est possible de se servir des notations vectorielles pour les remplacer. Par exemple, le code suivant, crée un carré magique de dimension n pour, n impair¹².

```
[J,I] = meshgrid(1:n);  
A = mod(I+J-(n+3)/2,n);  
B = mod(I+2*J-2,n);  
M = n*A + B + 1;
```

La fonction `meshgrid` permet de créer des matrices carrées contenant 1ⁿ

IV-6/Outils et modules associés

MATLAB est complété par de multiples boîtes à outils¹³. Parmi les plus utilisés, on trouve :

Communications Toolbox

Control System Toolbox

Simscape

Image Processing Toolbox¹⁴

MATLAB Compiler

Deep Learning Toolbox

Optimization Toolbox

Parallel Computing toolbox

Real-Time Workshop, renommé commercialement SimulinkCoder¹⁵

Robust Control Toolbox

Signal Processing Toolbox

Excel Link

Simulink

Statistics and Machine Learning Toolbox

System Identification Toolbox

Predictive Maintenance Toolbox

Stateflow

IV-7/Forces

- MATLAB peut se comporter comme une calculatrice ou comme un langage de programmation
- MATLAB combine parfaitement calcul et tracé graphique.
- MATLAB est relativement facile à apprendre
- MATLAB est interprété (non compilé), les erreurs sont faciles à corriger
 - MATLAB est optimisé pour être relativement rapide lors de l'exécution d'opérations matricielles
- MATLAB a des éléments orientés objet

IV-8/Faiblesses

- MATLAB n'est pas un langage de programmation à usage général tel que C, C++ ou FORTRAN
- MATLAB est conçu pour le calcul scientifique et n'est pas bien adapté à d'autres applications
- MATLAB est un langage interprété, plus lent qu'un langage compilé tel que C++
- MATLAB Les commandes sont spécifiques à l'utilisation de MATLAB. La plupart d'entre eux n'ont pas d'équivalent direct avec d'autres commandes de langage de programmation[38]

IV-9/Compétition

- L'un des concurrents de MATLAB est Mathematica, le programme de calcul symbolique.
- MATLAB est plus pratique pour l'analyse numérique et l'algèbre linéaire. Il est fréquemment utilisé dans la communauté des ingénieurs.
 - Mathematica a une manipulation symbolique supérieure, ce qui le rend populaire parmi les physiciens. [39] [40] [41]
- Il existe d'autres concurrents :
 - Scilab
 - GNU Octave
 - Rlab

V-1/Introduction

L'étude des taux de changement des systèmes vibratoires nous oblige à résoudre les équations différentielles de la structure recherchée. Ces problèmes nous permettent de comprendre comment ces vibrations fonctionnent et nous donnent une sorte de compréhension de ce qu'il faut prévoir plus tard, ce qui aide à prévenir les conséquences dangereuses.

de nombreux algorithmes ont été développés pour résoudre ces équations complexes bien que les solutions soient toujours approximatives. mais ça reste la solution la plus proche .

Dans ce chapitre, nous décrivons l'algorithme de newmark pour résoudre les équations différentielles.

La méthode de Newmark (Newmark, 1959) permet la résolution directe d'une équation différentielle du second ordre ou d'un système d'équations différentielles du second ordre sans qu'il soit nécessaire de la transformer en une paire d'équations différentielles du premier ordre simultanées.

V-2/Approche théorique [42]

Nous commençons la dérivation de la méthode de Newmark en considérant un système de p équations différentielles du second ordre :

$$m \frac{d^2}{dt^2} x + c \frac{d}{dt} x + k x = f(t)$$

ou en utilisant la notation en pointillés :

$$m x'' + c x' + k x = f(t)$$

avec les conditions initiales que $x = x(0)$ et $x' = x'(0)$ à l'instant $t=0$.

Ici, si \mathbf{m}, \mathbf{c}

et \mathbf{k} sont des tableaux de coefficients constants et que la fonction $\mathbf{f}(t)$ est une fonction du temps uniquement, alors les équations sont des équations différentielles linéaires, sinon ce sont des équations différentielles non linéaires. Nous ne traiterons que le cas des équations différentielles linéaires. Le développement initial de la méthode de Newmark utilise le théorème de la valeur moyenne pour \mathbf{x} , un élément de \mathbf{x} , et qui peut être énoncé comme suit. Il existe une valeur scalaire β telle que :

$$\mathbf{x}(t + \Delta t) - \mathbf{x}(t) = \mathbf{x}'(t + \beta \Delta t) \Delta t$$

où le tiret désigne la dérivée de \mathbf{x} et t est l'incrément de temps.

Newmark a utilisé le développement en série standard de Taylor des fonctions $\mathbf{x}(t + \Delta t)$ et $\mathbf{x}'(t + \Delta t)$ jusqu'à la dérivée du troisième ordre de \mathbf{x} . En notant $\mathbf{x}(t + \Delta t)$ par \mathbf{x}_{n+1} et $\mathbf{x}(t)$ par \mathbf{x}_n , ceux-ci sont donnés par : où le tiret désigne la dérivée de \mathbf{x} et t est l'incrément de temps.

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_n + \mathbf{x}_n' \Delta t + \mathbf{x}_n'' \frac{(\Delta t)^2}{2!} + \mathbf{x}_n''' \frac{(\Delta t)^3}{3!} + \dots$$

$$\mathbf{x}_{n+1}' = \mathbf{x}_n' + \mathbf{x}_n'' \Delta t + \mathbf{x}_n''' \frac{(\Delta t)^2}{2!}$$

En appliquant le théorème de la valeur moyenne généralisée, nous pouvons écrire ces équations sous la forme :

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_{n+1} + \mathbf{x}_n' \Delta t + \frac{\mathbf{x}_n'' (\Delta t)^2}{2!} + \beta \mathbf{x}_n''' (\Delta t)^3 + \dots$$

$$\mathbf{x}_{n+1}' = \mathbf{x}_n' + \mathbf{x}_n'' \Delta t + \gamma \mathbf{x}_n''' (\Delta t)^2 + \dots$$

où il existe $0 \leq \gamma \leq 1$ et $0 \leq \beta \leq 1$ tels que ces équations sont vraies.

La dérivée troisième u''' , si linéaire, peut s'écrire :

$$x_{n+1}''' = \frac{x_{n+1}'' - x_n''}{\Delta t}$$

Jusqu'à présent, nous avons considéré la dérivée troisième d'une seule variable x . Cependant, si nous considérons un système de p équations différentielles, alors x doit être généralisé à un vecteur colonne de p variable, \mathbf{x} . Ainsi l'équation précédente devient

En substituant tour à tour chaque élément de \mathbf{x}''' dans (5.38) et en collectant les valeurs de \mathbf{x}_{n+1}' dans un vecteur colonne, on obtient :

$$\mathbf{x}_{n+1}' = \mathbf{x}_n' + \Delta t(1 - \gamma) \mathbf{x}_n'' + \Delta t\gamma \mathbf{x}_{n+1}''$$

Et $0 \leq \gamma \leq 1$

Maintenant, substituer à chaque élément de \mathbf{x}_{n+1}''' dans (5.37) et collecter les valeurs de \mathbf{x}_{n+1} dans un vecteur colonne donne :

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_n + \Delta t\mathbf{x}_n' + (1 - 2\beta)(\Delta t)^2\mathbf{x}_n'' + \beta(\Delta t)^2\mathbf{x}_{n+1}''$$

Comme ci-dessus, nous plaçons une contrainte sur les valeurs de β , $0 \leq 2\beta \leq 1$ et donc $0 \leq \beta \leq 1/2$

Nous avons maintenant des formules pour les vitesses, (5.39) et les déplacements (5.40). Nous pouvons obtenir une formule pour les accélérations à partir de l'équation différentielle d'origine, (5.34), ainsi :

$$\mathbf{x}_{n+1}'' = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{f}(\mathbf{t}_{n+1}) - \mathbf{C}\mathbf{x}_{n+1}' - \mathbf{K}\mathbf{x}_{n+1})$$

Ainsi, les équations donnent des formules pour le déplacement, la vitesse et l'accélération. Cependant, comme celles-ci sont implicites, elles doivent être reformulées de manière à obtenir des expressions pour les valeurs mises à jour en fonction des valeurs précédemment connues à l'étape n. Ceci peut être réalisé par manipulation algébrique. Réorganisation de l'équation. (5.40) pour fournir une expression pour \mathbf{x}_{n+1}'' donne :

$$\beta(\Delta t)^2 \mathbf{x}_{n+1}'' = \mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n - \Delta t \mathbf{x}_n' - (1 - 2\beta) \left(\frac{(\Delta t)^2}{2} \right) \mathbf{x}_n''$$

En divisant maintenant cette équation par $\beta(\Delta t)^2$ donne:

$$\mathbf{x}_{n+1}'' = \frac{\mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n}{\beta(\Delta t)^2} - \frac{\mathbf{x}_n'}{\beta \Delta t} - \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \mathbf{x}_n''$$

L'insertion de l'expression pour \mathbf{x}_{n+1}'' de (5.42) dans (5.39) donne :

$$\mathbf{x}_{n+1}' = \frac{\gamma(\mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n)}{\beta \Delta t} + \mathbf{x}_n' \left(1 - \frac{\gamma}{\beta} \right) + \Delta t \mathbf{x}_n'' \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right)$$

Nous pouvons maintenant insérer les expressions explicites pour x_{n+1}'' et x_{n+1}' de (5.42) et (5.43) dans l'équation différentielle du second ordre d'origine (5.34) pour obtenir :

$$M\left[\frac{x_{n+1} - x_n}{\beta(\Delta t)^2} - \frac{x_n'}{\beta\Delta t} - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)x_n''\right] \dots + C\left[\frac{(x_{n+1} - x_n)\gamma}{\beta\Delta t} + x_n'\left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) + \Delta t x_n''\left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\right] \dots + Kx_{n+1} = f(t_{n+1})$$

En réarrangeant maintenant (5.44) comme équation pour x_{n+1} , nous obtenons l'équation :

$$Ax_{n+1} = Bn$$

Il s'agit d'une expression explicite pour x_{n+1} en termes de valeurs à un cycle antérieur. Où A et Bn sont définis comme suit :

- $A = \frac{M}{\beta(\Delta t)^2} + \frac{\gamma C}{\beta\Delta t} + K$
- $Bn = f(x_{n+1}) + M\left[\frac{x_n}{\beta(\Delta t)^2} + \frac{x_n'}{\beta\Delta t} + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)x_n''\right] \dots \dots$
 $\dots + C\left[\frac{\gamma x_n}{\beta\Delta t} - x_n'\left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) - \Delta t x_n''\left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\right]$

Tapez une équation ici. Notez qu'une fois que β et t reçoivent des valeurs numériques spécifiques, A est un tableau de valeurs constantes pour un ensemble particulier d'équations différentielles. Ce n'est bien sûr pas le cas pour Bn qui change à chaque itération. Après avoir déterminé x_{n+1} , nous utilisons les équations. (5.42) et (5.43) pour déterminer x_{n+1}'' et x_{n+1}' .

Connaissant \mathbf{x}_{n+1}'' nous pouvons déterminer \mathbf{x}_{n+1}' le processus itératif peut alors être poursuivi. Nous procédons maintenant ainsi pour le nombre d'itérations nécessaires.

C'est le cas si la condition suivante est Il reste à choisir des valeurs pour γ et β . Un système non amorti (c'est-à-dire $\mathbf{C} = \mathbf{0}$) est conditionnellement stable si $\gamma \geq \frac{1}{2}$, et inconditionnellement stable si $\gamma \geq \frac{1}{2}$ et $\beta \geq \frac{14}{(\gamma+12)^2}$.

Cependant, $\gamma > \frac{1}{2}$ introduit un amortissement artificiel dans la solution, et Newmark a donc choisi $\gamma = \frac{1}{2}$ et $\beta = \frac{1}{4}$. Ceci est parfois appelé la méthode d'accélération moyenne et il est inconditionnellement stable, ce qui signifie que la méthode convergera pour tous les incréments de temps. Si β est choisi égal à $\frac{1}{6}$ la méthode est appelée méthode d'accélération linéaire, mais elle n'est que conditionnellement stable.

Il est important de considérer la stabilité de la méthode de Newmark, c'est-à-dire les conditions dans lesquelles l'algorithme convergera vers la bonne solution. Dans certaines circonstances, la méthode de Newmark est inconditionnellement stable, cela signifie que la méthode convergera pour tous les incréments de temps.

C'est le cas si la condition suivante est t est importante pour considérer la stabilité de la méthode de Newmark, c'est-à-dire les conditions sous lesquelles l'algorithme convergera vers la bonne solution. Dans certaines circonstances, la méthode de Newmark est inconditionnellement stable, cela signifie que la méthode convergera pour tous les incréments de temps.

C'est le cas si la condition suivante est satisfaite :

$$2\beta \geq \gamma \geq \frac{1}{2}$$

Par exemple $\beta = \frac{1}{2}$ et $\gamma = \frac{1}{2}$ satisfont cette condition. Mais il est important de noter que certaines valeurs de β et γ introduisent des erreurs significatives dans le processus de calcul. La méthode est dite conditionnellement convergente lorsque la convergence n'est garantie que pour une plage limitée de la taille du pas. Cette condition est donnée par :

$$\Delta t \leq \frac{1}{\omega_{max} \sqrt{\frac{\gamma}{2} - \beta}}$$

où $\beta \geq 1/2$ et $\gamma \geq 1/2$.

La valeur max peut être calculée à partir de l'équation caractéristique ou du problème des valeurs propres des équations différentielles.

V-3/Etude et application :

nous avons choisi les caractéristiques de la pièce à usiner sur la base d'une recherche rapide sur quel est le matériau le plus utilisé dans l'industrie, les dimensions sont aléatoires et uniquement à des fins d'illustration .nous sommes venus nous installer sur l'acier c-1010 qui est très pratique en raison de sa rigidité et sa résistance.

Dimensions de la pièce : **(200 × 100 × 30) mm**

Matière : **acier c – 1010**

Masse volumique : $\rho = 7.87 \text{ g/cm}^3 \longrightarrow 7870 \text{ kg/m}^3$

Module de young : **$E = 205 \text{ GPA}$**

1-Calcul de la masse :

$$\rho = \frac{m}{v} \longrightarrow m = v \times \rho \text{ avec } v = \text{volume de la pièce } v = L \times b \times h$$

$$V = 200 \times 10^{-3} \times 100 \times 10^{-3} \times 30 \times 10^{-3}$$

$$V = 6 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m = 6 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7870$$

$$m = 4.8 \text{ kg}$$

2-calcul du moment d'inertie:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ avec } b: \text{ largeur}$$

h : hauteur

$$I = \frac{(100 \times 10^{-3} \times 30 \times 10^{-3})}{12}$$

$$I = 2.5 \times 10^{-4}$$

3-Calcul de la rigidité :

$$K = \frac{3EI}{L^3} \text{ avec } L \text{ est la longueur de la pièce,}$$

$$K = 3 \times \frac{2.5 \times 10^{-4} \times 205}{(200 \times 10^{-3})^3}$$

$$K = 19.2 \text{ N/m}$$

4-Calcul de la pulsation propre :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega_0 = 2 \text{ rad/s}$$

Calcul de la fréquence

$$T = \frac{2\pi}{\omega_0} = 3.14$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_0}{2\pi} = 0.31$$

5-Calcul de l'amortissement :

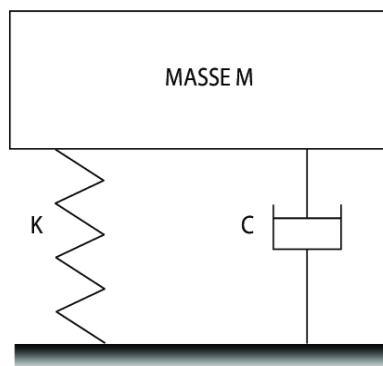
$$c_{cr} = 2\sqrt{km} \quad \text{avec } C_{cr} \text{ est l'amortissement critique}$$

$$c_{cr} = 19.2 \text{ kg/s} \quad \text{Le taux d'amortissement en usinage } \xi \leq 0.05$$

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} \quad \longrightarrow \quad c = \xi \times C_{cr}$$

$$C = 0.96 \text{ kg/s}$$

Nous discuterons de la méthode de Newmark pour résoudre un système amorti à un seul degré de liberté ici, nous avons une masse connectée à un ressort et un amortisseur :



En cas de vibration forcée nous appliquerons une Force harmonique :

$$f(t) = f_0 \sin \omega t$$

Pour la vibration libre nous appliquerons un déplacement initial ou une vitesse à notre système

$$x_0 \text{ et } x'_0$$

l'équation gouvernant les vibrations libres :

$$mx'' + c x' + k x = 0$$

Nous sommes intéressés à trouver dans la réponse pour obtenir le déplacement, la vitesse et l'accélération pour différents temps

$$\begin{aligned} & x_t \quad x_{(t+\Delta t)} \quad x_{(t+2\Delta t)} \quad x_{(t+3\Delta t)} \\ & x'_t \quad x'_{(t+\Delta t)} \quad x'_{(t+2\Delta t)} \quad x'_{(t+3\Delta t)} \\ & x''_t \quad x''_{(t+\Delta t)} \quad x''_{(t+2\Delta t)} \quad x''_{(t+3\Delta t)} \end{aligned}$$

Δt est le pas de temps .

Nous devons faire des conditions initiales aux limites :

$$x_0 = .$$

$$x'_0 = .$$

Nous fournirons le déplacement initial et la vitesse initiale à notre système pour obtenir la réponse pour les futurs pas de temps.

Toute méthode numérique ou analytique donnerait la réponse, ici nous appliquons la méthode de Newmark qui est une approximation numérique pour obtenir la réponse à un système de un seul degré de liberté.

La méthode numérique elle-même a différentes approches par exemple la méthode numérique implicite ou la méthode numérique explicite d'abord nous parlerons des méthodes numériques explicites et implicites et ensuite nous verrons la philosophie de la méthode Newmark suivie de l'implémentation Matlab à partir de nos conditions initiales.

Nous fournirons la vitesse et le déplacement initiaux puis nous calculerons la valeur au pas de temps suivant.

Dans le cas de l'approche explicite, nous considérons le pas de temps précédent pour trouver la valeur du pas de temps actuel pour obtenir la réponse pour le pas de temps donné, nous utiliserons les données de l'horodatage précédent. si nous voulons trouver la valeur x du $(t + \Delta t)$ nous utiliserons l'accélération de la vitesse de déplacement disponible dans le pas de temps t .

Dans le cas de la méthode implicite en plus du pas de temps précédent, nous considérons également les données du pas de temps actuel pour lequel nous voulons calculer les données $(t + \Delta t)$ nous allons utiliser la valeur précédente ainsi que la valeur actuelle.

alors comment allons-nous connaître le pas de temps de la valeur actuelle car notre objectif est de savoir quelle est la valeur de ce pas de temps actuel donc dans la méthode implicite lorsque nous faisons la formulation mathématique de notre équation, nous obtiendrons finalement des équations simultanées qui seront résolues en utilisant quelques techniques numériques.

La différence fondamentale entre les deux méthodes est :

1-Méthode implicite

- il faut résoudre des équations simultanées couplées

- plus d'efforts requis
- inconditionnellement stable
- à grand pas de temps

$$x_{(t+\Delta t)} = f(x_t, x'_t, x''_t,)$$

2-Méthode explicite

- on résout pour le pas de temps courant
- solution simple et rapide
- avec un petit pas de temps pour éviter l'instabilité

$$x_{(t+\Delta t)} = f(x_t, x'_t, x'_{(t+\Delta t)}, x''_{t+\Delta t},)$$

nous ne pouvons pas différencier quelle méthode sera la meilleure mais nous choisirons en fonction du problème donné .

la méthode de new Mark est une méthode implicite :

$$x_{(t+\Delta t)} = f(x_t, x'_t, x''_t, \alpha, \beta, \Delta t)$$

$$x''_{(t+\Delta t)} = f(x_t, x'_t, x''_t, x_{(t+\Delta t)}, \alpha, \beta, \Delta t)$$

$$x'_{(t+\Delta t)} = f(x'_t, x''_t, x'_{(t+\Delta t)}, \alpha, \beta, \Delta t)$$

α et β sont les deux constantes définies pour la méthode de Newmark fournissant la valeur Δt en utilisant la masse l'amortissement et la raideur des calculs précédents une fois que nous avons résolu la première équation nous passerons à l'équation suivante qui correspond à l'accélération pour l'horodatage actuel ici nous utilisons les trois valeurs précédentes en plus de cela, nous utiliserons la valeur de déplacement actuelle, nous appelons donc la nouvelle méthode Mark une méthode implicite, elle utilise à la fois le pas de temps actuel et le pas de temps précédent, autrement dit la solution actuelle dépend à la fois de la solution précédente et de la solution actuelle si cela a du sens .

Après avoir résolu l'accélération, nous résoudrons la vitesse qui a également la valeur d'accélération pour le pas de temps actuel en plus de l'accélération et de la vitesse pour le pas de temps précédent, voici les équations pour l'accélération et la vitesse de déplacement :

$$\bullet \quad x_{(t+1)} = \left[\frac{1}{\alpha \Delta t^2} m + \frac{\beta}{\alpha \Delta t} c + k \right]^{-2} \times \left[m \left(\frac{1}{\alpha \Delta t^2} x_t + \frac{1}{\alpha \Delta t} x'_t + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) x''_t \right) + c \left(\frac{\beta}{\alpha \Delta t} x_t + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) x'_t + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} x''_t \right) \right]$$

$$\bullet \quad x''_{(t+1)} = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} (x_{(t+1)} - x_t) - \frac{1}{\alpha \Delta t} x'_t - \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) x''_t$$

$$\bullet \quad x_{(t+1)} = x'_t + (1 - \beta) \Delta t x''_t + \beta \Delta t x''_{(t+1)}$$

Nous allons les implémenter dans le code Matlab pour obtenir la réponse.

α est le paramètre Newmark il varie entre 0 et $\frac{1}{4}$ β est le paramètre d'amortissement il varie entre 0 et $\frac{1}{2}$ il est lié à la stabilité et à la précision de notre approximation numérique, dans le cas où $\beta \leq \frac{1}{2}$ notre amplitude sera positive sinon l'amplitude sera négative, ici on considère dans tous les cas $\alpha = \frac{1}{4}$ et $\beta = \frac{1}{2}$.

V-4/Matlab code

```
clc;

clear all;

m=4.; %mass matrix

k=19.2;

c=0.96;

[a,b]=eig(k,m);

natural-frequency-inHZ=sqrt(b)/(2*pi) %natural
frequency

x0=.01; %initial displacement

v0=0; %initial velocity

time=50;

dt=.01; %time set up

i=1;

time_vector=0:dt:time;

plot(time_vector,xd)
```

Les deux premières lignes sont sur du texte standard que nous écrivons normalement lorsque nous démarrons un code Matlab `clear` et `clc`

clc correspondant à effacer dans l'affichage tandis que le bouton effacer tout efface la mémoire

Ici montraient les valeurs de M et K et c, ce qui signifie que nous envisageons un système où le ressort est de 19. 2 amortisseur de puissance est de 0,96 toutes les valeurs sont prises en compte dans les unités SI lignes 6 et 7 ou supplémentaires

Le problème des valeurs propres c'est une fonction Matlab standard dans la bibliothèque Matlab lorsque nous donnons une entrée à K & M nous allons en fait résoudre le problème des valeurs propres qui donnera deux sorties valeurs propres et vecteur propre la valeur propre nous dira la fréquence naturelle du système et le vecteur propre nous indiquera la forme modale du système puisqu'il s'agit d'un système de liberté unique, nous ne sommes pas intéressés par la forme modale

a va nous donner à la fois les fréquences naturelles ainsi que les différentes formes de mode

b va nous donner l'Omega

à la ligne 7, nous prenons la racine carrée de cela et divisons par 2 pi afin que nous obtenions une fréquence qui sera en hertz ou que nous pouvons calculer comme nous l'avons fait dans les étapes précédentes

la ligne neuf montre la valeur de déplacement initial donc nous donnons un déplacement initial de 0,01 et la vitesse initiale est 0 fois 50 cela montre que nous voulons la solution pendant 50 secondes

DT est le pas de temps que nous prenons à 0,01 seconde

la ligne 30 est la déclaration réelle qui calcule la vitesse de déplacement et l'accélération, donc les déclarations indiquant que la sortie de cette fonction nommée beta new Mark II est notre fonction et pour cela, nous en avons une séparée. M et la sortie de cette fonction sera la vitesse de déplacement et l'accélération tandis que les entrées seront la masse l'amortissement et la rigidité la vitesse initiale de déplacement initial de temps et le pas de temps donc quand nous exécutons la ligne 13 les sorties de cette ligne seront notre réponse de sortie de la vitesse de déplacement et de l'accélération c'est la fonction où m implémente trois équations que nous avons vues dans la newmark méthode

```

function [x xd xdd]=betanewmark2(m,k,c,time,x0,v0,dt);
a=1/4; b=1/2;
x=x0;
xd=v0;
xdd(:,1)=inv(m)*(c*xd(:,1)-k*x(:,1));
i=1;
for m1=dt:dt:time
x(:,i+1)=inv((1/(a*dt^2))*m+(b/(a*dt))*c+k)*...
(m*((1/(a*dt^2))*x(:,i)+(1/(a*dt))*xd(:,i)+(1/(2*a-
1)*xdd(:,i))...
+c*((b/(a*dt))*x(:,i)+(b/a-1)*xd(:,i)+(b/a-
2)*dt*0.5*xdd(:,i)));
xdd(:,i+1)=(1/(a*dt^2))*(x(:,i+1)-x(:,i))-
(1/(a*dt))*xd(:,i)-(1/(2*a)-1)*xdd(:,i);
xd(:,i+1)=xd(:,i)+(1-b)*dt*xdd(:,i)+b*dt*xdd(:,i+1);
i=i+1;
end

```

la première ligne indiquant la fonction qui sera la vitesse de déplacement et l'accélération de sortie le nom de la fonction est beta new Mark II puis la ligne 2 montre la valeur alpha et la valeur beta. Ici, nous désignons Alpha par a et bêta par b Lignes 3 et 4, nous définissons le déplacement initial et la vitesse initiale sur la ligne 5, nous calculons l'accélération initiale

L'équation de la ligne 5 nous donnera l'accélération initiale et nous pourrons ensuite utiliser les trois équations pour obtenir le déplacement, la vitesse et l'accélération pour le pas de temps suivant. Ici, nous utilisons une boucle for, nous obtiendrons la réponse à partir de notre deuxième pas de temps car au premier pas de temps, nous notons t égal à 0, donc le prochain pas de temps sera δt puis $2\delta t$ et $3\delta t$

ligne 14 indiquant que nous définissons le vecteur de temps pour tracer la vitesse de déplacement et l'accélération il s'agit simplement de créer Vector qui va de 0 à 50 secondes avec un incrément de t

la ligne 15 indique le tracé dans la commande ici, nous traçons le temps par rapport à la vitesse, nous pouvons le changer en déplacement ou en accélération

maintenant nous allons voir la réponse vibratoire libre dans l'environnement Matlab

maintenant nous allons voir la réponse vibratoire libre dans l'environnement Matlab

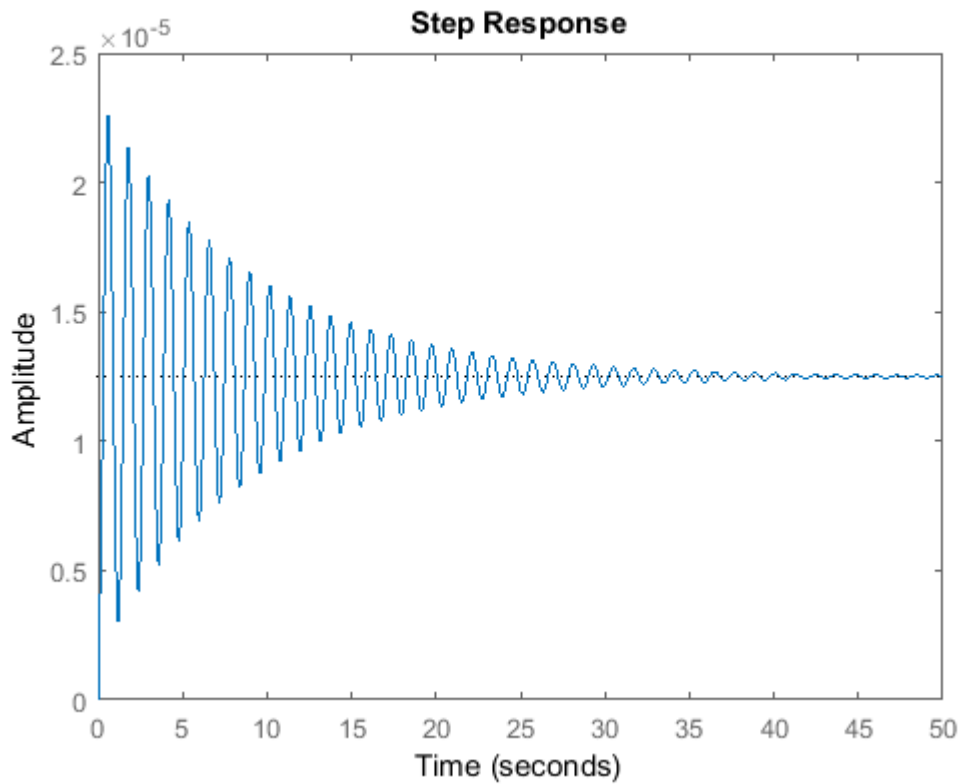


Figure21 : la réponse déplacement vs temps

ici nous pouvons voir que le système est un système amorti donc l'amplitude diminue par rapport au temps

Conclusion

Bibliographie

- [1] David Augeix, *Analyse vibratoire des machines tournantes*, coll. « Techniques de l'ingénieur », 2001.
- [2] Un modèle analogique simplifié d'usage courant est « l'arbre De Laval » (appelé également « arbre Jeffcott » aux États-Unis).
- [3] Thomas Gmür, *Dynamique des structures : analyse modale numérique*, Lausanne/Paris, Presses polytechniques universitaires romandes, 1997, 570 p. (ISBN 2-88074-333-8, lire en ligne [archive]), p. 303.
- [4] Nils Myklestad, « A New Method of Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Airplane Wings and Other Types of Beams », *Journal of the Aeronautical Sciences* (Institute of the Aeronautical Sciences), vol. 11, avril 1944, p. 153–162 (DOI 10.2514/8.11116).
- [5] M. A. Prohl, « A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors », *Trans ASME*, vol. 66, 1945, A-142.
- [6] Cité par K. Gupta en introduction aux Actes du symposium de l'IUTAM consacré aux Emerging Trends in Rotor Dynamics (éd. Springer, New Delhi, 2009) : the quality of predictions from a computer code has more to do with the soundness of the basic model and the physical insight of the analyst. [...] Superior algorithms or computer codes will not cure bad models or a lack of engineering judgment.
- [7] Définitions lexicographiques [archive] et étymologiques [archive] de « balourd » (sens A2) du Trésor de la langue française informatisé, sur le site du Centre national de ressources textuelles et lexicales.
- [8] *g* représente la gravité (une accélération), d'où l'italique, contrairement au *g* droit représentant le gramme.
- [9] Déséquilibre statique [archive], sur schenck-worldwide.com (consulté le 14 aout 2020).
- [10] Déséquilibres de couple [archive], sur schenck-worldwide.com (consulté le 14 aout 2020).
- [11] Les déséquilibres dynamiques [archive], sur schenck-worldwide.com (consulté le 14 aout 2020).
- [12] Pourquoi l'équilibrage est-il si important ? [archive], sur schenckworldwide.com (consulté le 14 aout 2020).
- [13] Jacques Jouhaneau, *Notions élémentaires d'acoustique*, 2e éd., 5.1 et 5.2, CNAM, TEC&DOC, 2000 (ISBN 2743003073) Duc E. - Usinage de formes, contribution à l'amélioration de la qualité des trajectoires d'usinage - Thèse de doctorat ENS de Cachan (1998)x

- [14] Thiébaud F., Lartigue C., Duc E. - A certification method for the milling process of free-form surfaces using a test part - International Journal of Production Research - v. 37.2, 315-327 (1999)
- [15] Duc E., Lartigue C., Thiébaud F. - A test part for the machining of free-form surfaces - Improving Machine Tool Performance, San Sebastian - 423-434 (1998)
- [16] Duc E., Bourdet P. - NC toolpaths generation with non-uniform B-spline curves for high speed machining of molds and dies - 1st French and German Conference on HIGH SPEED MACHINING Metz France, 240-248 (1997)
- [17] Schulz H. - High speed machining needs very fast and accurate machine tools - Improving Machine Tool Performance, San Sebastian - 57-64 (1998)
- [18] Schulz H. - Hochgeschwindigkeitsfräsen _ metallischer und nichtmetallischer Werkstoffe - Carl Hanser Verlag München - 1989
- [19] Klock F., Altmüller S. - High speed milling in tool and die making. Revolution or evolution ? - 1st french and german conference on HIGH SPEED MACHINING - 263 (1997)
- [20] Bernard A. - usinage tridimensionnel d'outillages de topologie complexe : analyse des contraintes de production et contribution à l'optimisation du processus d'usinage - Thèse de l'Ecole Centrale de Paris 1989
- [21] Mawussi K. - Modèle de représentation et de définition d'outillages de forme complexe, application à la génération automatique de processus d'usinage - Thèse de doctorat de l'Ecole Normale Supérieure de Cachan - 1995
- [22] Bagard P. - Tooling and complex shapes : technico-economic reports between high speed machining, conventionnal machining and electroerosion - 1st french and german conference on HIGH SPEED MACHINING - June 1997 - p. 249
- [23] Tournier C. - Evaluation des modes de génération des trajets outil pour l'usinage de formes gauches. Etude de cas - Mémoire de recherche, DEA de Production Automatisée - juillet 1996
- [24] König - New technology in milling, high speed milling, 3 and multi-axis machining working of hardened parts - Publication - Congrès ISTA - Bergamo 1992
- [25] Hock S. - High speed cutting (HSC) in die and mould manufacture - 1st french and german conference on HIGH SPEED MACHINING - June 1997 - p. 274
- [26] S.A. JENSEN, Y.C. SHIN, "Stability analysis in face milling operations", Journal of Manufacturing Science and Engineering, N°121, 1999, pp. 600-614.
- [27] J. TLUSTY, F. ISMAIL, "Basic non-linearity in machining chatter", Annals of the CIRP, N°30, 1981, pp. 299-304.
- [28] Y. ALTINTAS, E. BUDAK, "Analytical prediction of stability lobes in milling", Annals of the CIRP, N°44, 1995, pp. 357-362.
- [29] H. FU, R. DEVOR, S. KAPPOR, "The optimal design of tooth spacing in face milling via dynamic force model", Proc. of the 12th NAMRC, 1984, pp. 291-297.

- [30] T. DELIO, S. SMITH, J. TLUSTY, "Use of Audio Signals chatter detection and control", Journal of Engineering for Industry, N°114, 1992, pp. 146-157.
- [31] S. SOLIMAN, F. ISMAIL, "Chatter detection by monitoring spindle drive current", International Journal of Advanced Manufacturing Technology, N°13, 1997, pp. 27-34.
- [32] « <https://fr.mathworks.com/help/matlab/release-notes.html> » [archive] « Scripting Language vs Programming Language » [archive], sur Stack Overflow (consulté le 31 août 2019)
- [33] <https://fr.mathworks.com/company/aboutus.html> [archive] Cleve B. Moler, Design of an interactive matrix calculator, AFIPS '80 Proceedings of the May 19-22, 1980, national computer conference DOI:10.1145/1500518.1500576
- [35] (en) Cleve Moler, « The Origins of MATLAB » [archive] Code source [archive] de la première version de MATLAB (écrite en Fortran), sur le site FTP du FUNET
- [36] (en) Cleve Moler, « MATLAB Incorporates LAPACK » [archive] [37] (en) « MATLAB technical documentation » [archive], Mathworks.com (consulté le 7 juin 2010) « Comparison of MATLAB and Other OO Languages » [archive]
- [37] sym function [archive] Documentation for the MATLAB Symbolic Toolbox (en) « MATLAB Online Documentation » [archive], Mathworks.com (consulté le 7 juin 2010).
- [38] Experiments with MATLAB, Cleve Moler [archive] (chap. 10 - Magic Squares). Liste des produits de MathWorks [archive]
- [39] (en) Léonard et al., « Image analysis of X-ray microtomograms of soft materials during convective drying », Journal of Microscopy, vol. 2, 12 novembre 2003, p. 197-204 (DOI 10.1046/j.1365-2818.2003.01242.x)« Algorithms were developed using Matlab software and the image analysis toolbox version 6.0 from Matworks. »
- [40] <https://www.mathworks.com/products/simulink-coder> [archive] Simulink Coder
- [41] www.sciencedirect.com
- [42] www.researchgate.com
- [43] www.ethz.ch.co