

# Détermination des Coefficients Dynamiques de Force de Coupe (CDFC) pour le cas du Tournage (Coupe Orthogonale) et Validation de Méthode de Compensation Accélérométrique

Brahim BENMOHAMMED

Laboratoire de Recherche en Productique (LRP)  
Université de Batna. Faculté des Sciences de l'Ingénieur.  
Département de Mécanique.  
01 Rue Chahid Boukhrouf Mohamed El Hadi  
Batna, Algérie  
Tél/Fax : 033.81.21.43  
b\_benmohammed@yahoo.fr

François LAPUJOLADE

Laboratoire de Mécanique et des Systèmes de Production (LMSP)  
Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers (ENSAM)  
151, Boulevard de l'Hôpital 75013  
Paris, France  
Tél : 00.331.44.24.62.99  
Fax : 00.331.45.85.87.04  
Francois.Lapujolade@paris.ensam.fr

**Abstract**— In a mechanical parts manufacturing process, the abduction matter operations by cutting tools have a variable importance according to the nature of manufacturing part and to its raw elaboration method. On one hand, the characteristics of machining operations depend on some "studies office" choices during the part conception (shape, material ...). On the other hand, they also depend on some "methods office" choices (machining gamut, machines choice, tools, cutting parameters, tooling and tool paths ...). For the "methods office", some maladjusted choices due to misreading of cutting forces could change the part quality.

In this order, we have studied the dynamic cutting force coefficients (CDFC) determination method, by using a dynamometer, and the developed inertial compensation method. This consists in a conception of simplified phenomenological cutting force model in the case of turning under orthogonal machining conditions in the presence of vibrations.

**Keywords**— Dynamic cutting force law ; Cutting dynamic force coefficients ; Dynamometer ; Accelerometers ; Inertial compensation method.

## Introduction

Malgré l'énorme effort consacré à la modélisation des efforts de coupe, on est encore loin de fournir des modèles généraux traduisant de façon acceptable l'ensemble des résultats expérimentaux et concernant les conditions de coupe tridimensionnelle et instationnaire telles que celles observées en pratique, en particulier en présence d'un régime vibratoire. On expose dans ce travail une étude expérimentale pour déterminer les coefficients dynamiques de force de coupe (CDFC), pour le cas de la coupe orthogonale en tournage, en utilisant un dynamomètre sur lequel on positionne des accéléromètres. Par la suite, on valide la méthode de compensation accélérométrique (des effets d'inertie).

## I. LES PRINCIPES DE LA DETERMINATION EXPERIMENTALE DES LOIS DE FORCE DE COUPE DYNAMIQUES

On appelle loi de force de coupe dynamique, un ensemble de relations qui permettent de calculer les trois composantes de l'effort de coupe dans l'espace pour le cas d'un régime perturbé par des mouvements vibratoires. La loi de force de coupe dynamique peut se mettre sous la forme générale suivante "Fig. 1".

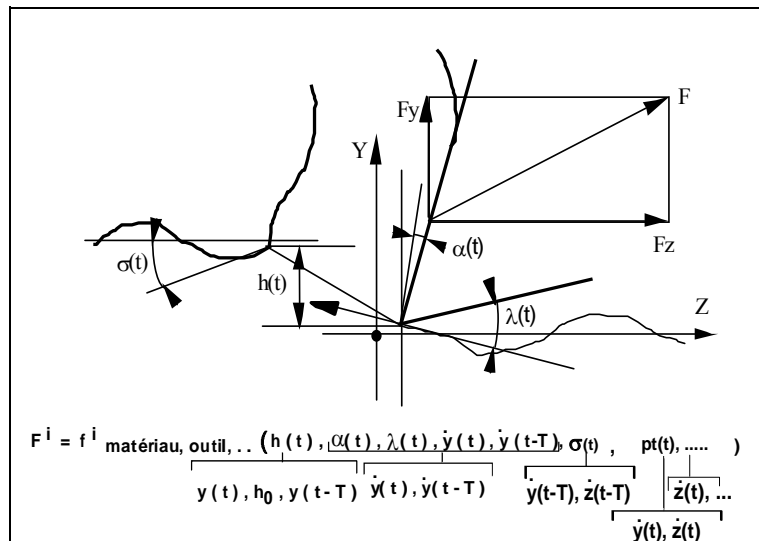


Figure 1. Loi de force de coupe dynamique pour la coupe orthogonale en tournage.

L'influence du mouvement vibratoire est introduite en terme de variation de :

- l'épaisseur de coupe :  $h(t)$ ,
- la vitesse relative orthogonale à la surface de la pièce usinée :  $\dot{y}(t)$ ,
- la vitesse relative dans la direction de la vitesse théorique de coupe :  $\dot{z}(t)$ ,
- l'angle de coupe dynamique :  $\alpha(t)$ ,
- l'angle de dépouille dynamique :  $\lambda(t)$ ,
- la pente de la surface en amont de l'outil :  $\sigma(t)$ ,
- la pente de la trajectoire de l'outil :  $pt(t)$ .

La pente de la surface générée est exprimée par la relation :

$$pt(t) = \arctg \left[ \frac{\dot{y}(t) - V_{av}}{V - \dot{z}(t)} \right] \quad (1), \text{ où :}$$

T est la durée d'un tour.

Cette pente de la surface peut également dépendre de l'angle de dépouille dans les cas où il y a talonnage. Elle deviendra la pente de la surface  $\sigma(t)$  au tour suivant.

Les conditions de coupe instantanées ne dépendent pas seulement des positions et des vitesses relatives de l'outil/pièce au même instant, mais également de la surface laissée par l'outil au tour précédent ( $t-T$ ) et éventuellement aux tours antérieurs ( $t-2.T$ ,  $t-3.T$ , ...), si l'outil quitte la pièce au cours des vibrations.

Les forces de coupe sont mesurées par des capteurs piézo-électriques fixés sous l'outil ou sous la pièce. Les dynamomètres constitués par ces capteurs piézo-électriques possèdent une grande rigidité et par conséquent une fréquence propre élevée. Leur haute résolution permet de mesurer les moindres variations pour d'importantes forces de coupe. Les gammes de mesure vont de 1 mN à 10 kN. La résolution avec un amplificateur standard est d'environ 20 mN.

Pour mesurer les accélérations de l'outil, on utilise des accéléromètres qui vont être fixés sur l'outil de coupe. La mesure des accélérations évite les erreurs provenant des dérivations numériques qui sont effectuées pour calculer les accélérations à partir des déplacements (principe de la compensation des effets d'inertie). Les vitesses de déplacement de l'outil sont calculées par une dérivation numérique des déplacements. Ces déplacements relatifs de l'outil/pièce sont mesurés à l'aide de capteurs de déplacement de type inductif. Le dispositif composé de ces capteurs associés à des amplificateurs est caractérisé par une résolution inférieure au  $\mu\text{m}$ , une bande passante de 50 kHz et une linéarité de l'ordre de 1 %.

Pour déterminer une loi de force de coupe dynamique, plusieurs formulations ont été développées, mais elles sont quelquefois très compliquées. Ces formulations reposent sur des hypothèses parfois contestables, elles comportent un nombre trop élevé de paramètres difficiles à évaluer et elles ne

sont pas extensibles à des configurations d'usinage tridimensionnel. Dans le but de minimiser ces complications, on a proposé dans notre travail des formules empiriques qui sont basées sur les principes suivants :

- la loi de force de coupe dynamique doit englober le cas stable pour lequel il existe des formules éprouvées,
- le nombre de paramètres doit être faible. La précision des résultats expérimentaux ne permet pas l'évaluation simultanée d'un nombre élevé de coefficients plus ou moins indépendants,
- la loi de force de coupe dynamique doit prendre en compte en priorité l'effet des petits mouvements vibratoires.

C'est pourquoi on fait intervenir les facteurs dynamiques linéairement comme des corrections à la loi de force de coupe statique. Pour chacune des deux composantes  $F_y$  et  $F_z$  de la force de coupe, on propose par exemple la loi de force de coupe suivante :

$$F(t) = (F_0 + C \cdot \dot{y}(t)) \cdot \left( \frac{h(t)}{h_0} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{b}{b_0} \right)^\beta \quad (2), \text{ avec :}$$

- $F_0$  : effort statique de référence dans les conditions de référence ( $h_0, b_0$ ) (N),
- $C$  : coefficient d'amortissement du couple outil – matière (N.s/m),
- $\dot{y}(t)$  : vitesse de vibration orthogonale à la surface (m/s),
- $h(t)$  : épaisseur instantanée de coupe (m),
- $h_0$  : épaisseur de coupe de référence (m),
- $b$  : largeur de coupe (m),
- $b_0$  : largeur de coupe de référence (m),
- $\alpha$  : exposant de l'épaisseur de coupe,
- $\beta$  : exposant de la largeur de coupe, ( $\beta \cong 1$  en général).

On appelle les paramètres ( $F_0, C, \alpha, \beta$ ), les coefficients dynamiques des forces de coupe (CDFC).

## II. COMPENSATION DES EFFETS D'INERTIE

### A. Modélisation de l'ensemble dynamomètre-outil

On a utilisé une méthode de compensation des effets d'inertie (accélérométrique) qui nécessite une modélisation du comportement vibratoire du dynamomètre, [1]. Le dynamomètre utilisé est le modèle Kistler 9257B. Ce dernier comprend quatre éléments de mesure tridirectionnels insérés entre une plaque de base et une plaque supérieure sur laquelle vient se fixer l'outil. La modélisation du dynamomètre repose sur les hypothèses suivantes :

- la plaque de base et la plaque supérieure sont indéformables,

- chaque élément de mesure est assimilé dans chacune des trois directions à un ressort associé à un amortisseur visqueux.

Dans ces conditions, le mouvement de la plaque supérieure du dynamomètre par rapport à la base est caractérisé par 6 degrés de liberté : trois translations et trois rotations. On trouve dans [2] le modèle dynamique du dynamomètre complet à six composantes.

On limite notre étude au cas simplifié caractérisé par les hypothèses suivantes :

- la répartition des masses est symétrique par rapport au plan YZ "Fig. 2",
- l'ensemble des caractéristiques du dynamomètre (raideurs des capteurs, facteurs d'amortissement, sensibilités) sont symétriques par rapport au plan YZ,
- l'effort est appliqué en un point du plan YZ et sa composante suivant X est nulle,
- il n'y a pas d'interaction d'une direction du dynamomètre sur une autre.

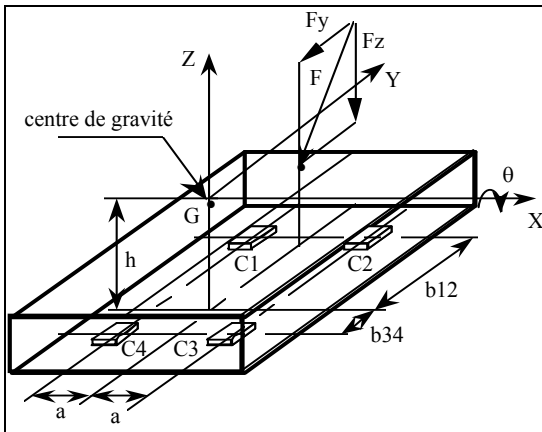


Figure 2. Disposition géométrique du dynamomètre.

La "Fig. 2" représente la plaque supérieure du dynamomètre qui est supportée par les quatre éléments de mesure et à laquelle est appliquée l'effort de coupe par l'intermédiaire de l'outil. Dans ces conditions, on a affaire à un mouvement plan caractérisé par les deux translations y et z du centre de gravité et par la rotation  $\theta$  de la plaque supérieure du dynamomètre autour de l'axe X. L'équation qui donne le mouvement de l'ensemble composé par la plaque supérieure du dynamomètre et par l'outil est la suivante :

$$M \cdot \ddot{q}(t) = F_e(t) + \sum_{i=1}^4 F_{c_i}(t) \quad (3), \text{ avec :}$$

$$q = [y \quad z \quad \theta]^t, F_e = [F_y \quad F_z \quad M_x]^t,$$

$$F_{c_i} = [F_{c_{y_i}} \quad F_{c_{z_i}} \quad M_{c_{x_i}}]^t \text{ et } M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_{xx} \end{bmatrix}.$$

On fait l'hypothèse que les valeurs des forces appliquées par les éléments de mesure sur la plaque supérieure sont celles qui sont délivrées par le système de mesure. Dans ces conditions on a :  $F_{c_i}(t) = F_{m_{e_i}}(t)$  et l'équation (3) peut être remplacée par la relation suivante :

$$M \cdot \ddot{q}(t) = F_e(t) + \sum_{i=1}^4 F_{m_{e_i}}(t) \quad (4)$$

Cette relation permet de calculer les composantes de l'effort à mesurer  $F_e(t)$  à partir des deux autres termes. Le terme  $\sum_{i=1}^4 F_{m_{e_i}}(t)$  est fourni par le dynamomètre à condition de traiter séparément les signaux émis par les différents capteurs. Le terme  $M \cdot \ddot{q}(t)$  est obtenu à partir des mesures d'accélération.

L'expression finale des composantes de l'effort de coupe selon Y et Z est donnée par les relations suivantes :

$$F_{exty} = m \cdot \left( A_y + cgz \cdot \frac{Az_{12} - Az_{34}}{d_{12} - d_{34}} \right) - F_y \quad (5)$$

$$F_{extz} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left( \frac{Az_{12} + Az_{34} - (d_{12} + d_{34})}{\dots \frac{Az_{12} - Az_{34}}{d_{12} - d_{34}}} \right) - (F_{z_{12}} + F_{z_{34}}) \quad (6)$$

Le dispositif expérimental de la "Fig. 3" représente une opération de tournage en coupe en plongée et les positions des accéléromètres ( $A_y$ ,  $A_{z_{12}}$ ,  $A_{z_{34}}$ ) et des capteurs de déplacements selon Y et Z.

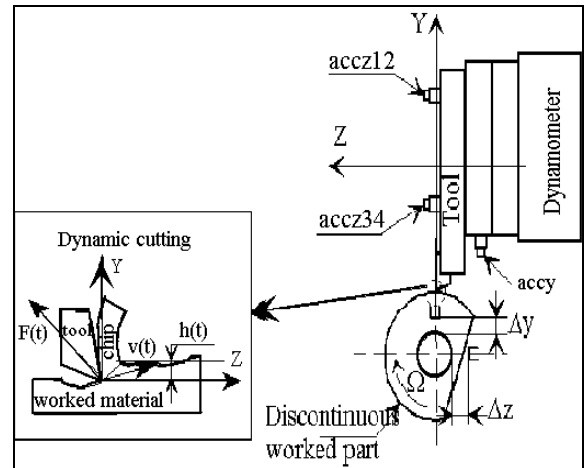


Figure 3. Dispositif expérimental.

### B. Identification des paramètres du dynamomètre

On traite les composantes de la force de coupe suivant les directions Y et Z. On pose  $D_y = d_{12} - d_{34}$ , où  $D_y$  représente la distance entre les accéléromètres  $A_{z_{12}}$  et  $A_{z_{34}}$ . On pose

aussi  $C_{gy} = d_{12} + d_{34}$ , où  $C_{gy}$  est la position du point milieu des accéléromètres  $Az_{12}$  et  $Az_{34}$  par rapport au centre de gravité, "Fig. 4". Dans ces conditions, les paramètres à identifier sont ( $m$ ,  $C_{gy}$  et  $C_{gz}$ ).

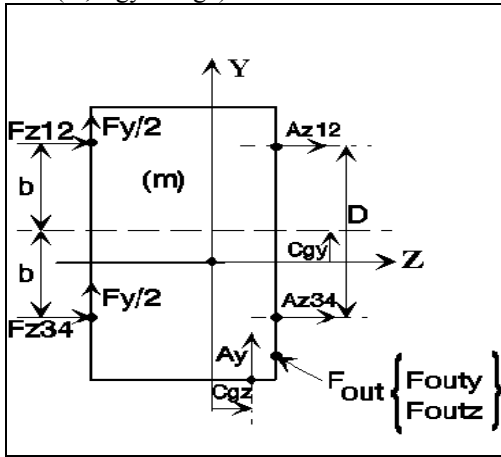


Figure 4. Modélisation du dynamomètre.

Pour diverses raisons, les valeurs de la masse  $m$  qui sont obtenues à partir des deux équations dynamiques ne sont pas les mêmes. On appelle  $m_y$  et  $m_z$  ces deux valeurs. On présente quelques résultats des paramètres identifiés pour deux essais de choc, "Fig. 5".

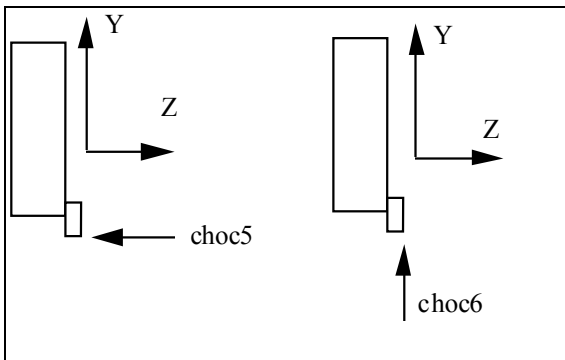


Figure 5. Les directions du choc.

Les "Fig. 6" et "Fig. 7" présentent les résultats des traitements des essais (choc5) et (choc6).

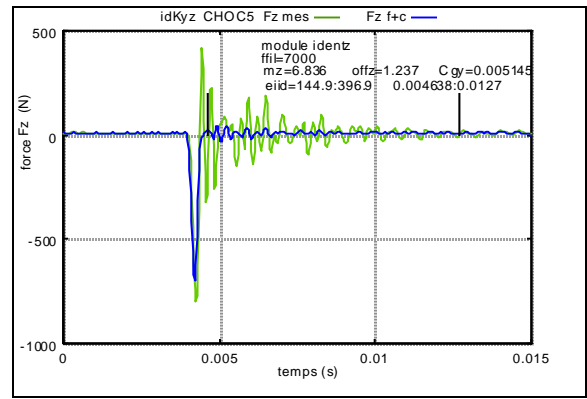


Figure 6. Résultats des traitements de l'essai (choc5).

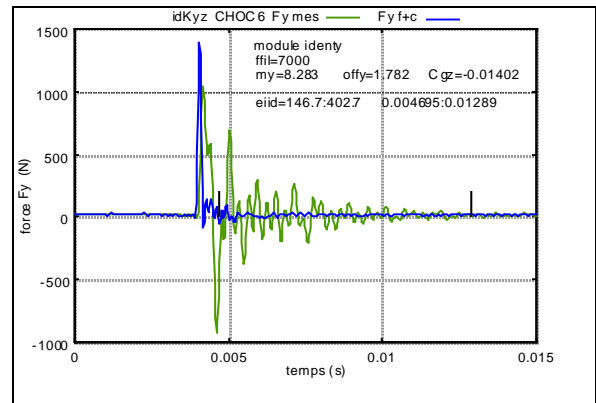


Figure 7. Résultats des traitements de l'essai (choc6).

Les valeurs des paramètres du dynamomètre identifiés selon Y et Z sont données sur le tableau suivant :

$m_y$ (kg)	$C_{gz}$ (m)	$m_z$ (kg)	$C_{gy}$ (m)
8.283	-0.01402	6.836	0.005145

On constate une différence entre les masses  $m_y$  et  $m_z$  qui correspondent en principe à la même masse qui est celle de l'ensemble plaque supérieure du dynamomètre - outil. La différence peut s'expliquer par plusieurs raisons. En premier lieu, on ne connaît pas bien le mode de fixation des capteurs piézo-électriques à l'intérieur du dynamomètre et le modèle utilisé ne peut être qu'approximatif. En deuxième lieu, il semble subsister des problèmes d'étalonnage tant au niveau de la mesure d'efforts que dans la mesure d'accélération.

### III. ETUDE DE LA COUPE DYNAMIQUE EN TOURNAGE

Le travail expérimental qu'on a effectué concerne une opération d'usinage particulière qui est le tournage, cas de la coupe orthogonale. L'expérimentation consiste à usiner en coupe en plongée des bagues tronquées de différents matériaux. Ces bagues sont fixées sur le porte - pièces

présentant une section affaiblie permettant de localiser les déformations du système pièce – outil - machine.

Le schéma de montage présenté par la "Fig. 8" montre le déroulement d'un essai de coupe en régime dynamique. Les principaux phénomènes physiques observables durant la coupe sont :

- les efforts de coupe,
- les déplacements de la pièce par rapport à l'outil.

Les relations entre les grandeurs physiques qui les caractérisent sont complexes, mais la connaissance de celles-ci permet une maîtrise accrue de l'usinage. La mesure simultanée des composantes de l'effort de coupe et des petits déplacements de la pièce doit permettre de simuler l'usinage en régime dynamique. On considère généralement que les efforts de coupe sont donnés en fonction de l'épaisseur de coupe. En fait, pour obtenir l'épaisseur de coupe il faut tenir compte des déplacements relatifs de la pièce par rapport à l'outil à l'instant considéré ainsi qu'aux tours précédents de la pièce.

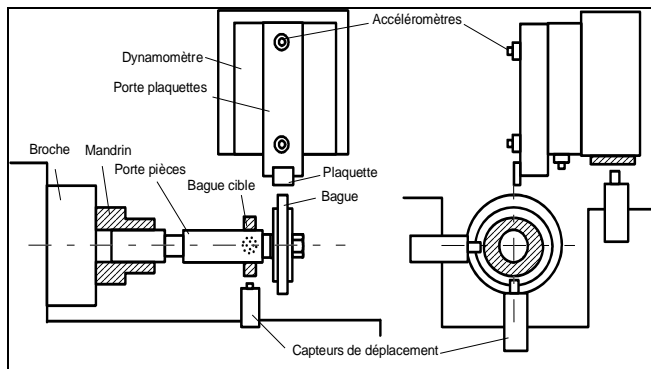


Figure 8. Banc d'essais pour mesurer les forces, les déplacements et les accélérations.

#### A. Validation de la méthode de compensation accélérométrique

Au cours d'une opération de tournage (coupe en plongée), on a mesuré les déplacements relatifs outil/pièce dans les directions Y et Z, le déplacement de la tourelle inférieure du tour par rapport à la table Kistler dans la direction Y, les accélérations de l'ensemble dynamomètre - outil selon Y et Z, les efforts de coupe selon Y et Z et le nombre de tours effectués par la pièce au cours de l'usinage.

Pour effectuer ces essais de coupe en régime dynamique, on a utilisé les moyens suivants :

- Machine : tour RAMO-RVS à 5 axes.
- Outil de coupe : constitué d'un porte plaquettes de dimensions (58\*45\*174 mm) et de plaquettes de types [SPUN 120308 HERTEL P2F (P25) et SAFETY FM15KP12 03GR S25S], dont les angles de coupe et de dépouille ont pour valeurs :  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\lambda = 11^\circ$ .

Les conditions de coupe et le matériau utilisé pour nos essais sont donnés sur le tableau suivant :

N° d'essai	Matériau pièce	N (tr/min)	V (m/min)	avance (mm/tr)	largeur (mm)
24	Z200C13	1200	178	0.25	2

Après l'acquisition des signaux, on a effectué un traitement des résultats en utilisant un logiciel de traitement de signal "Matlab", dans le but d'identifier une loi de force de coupe dynamique. Les étapes du traitement des fichiers de mesures sont exposées comme suit :

- lecture du fichier de mesures,
- séparation des vecteurs de la matrice de mesures,
- traitement du signal top (repérage des tours),
- compensation dynamique des forces mesurées :
  - \* choix des zones de non contact pour l'identification des paramètres du dynamomètre,
  - \* compensation des fonctions de transfert des amplificateurs de forces et d'accélération,
  - \* filtrage passe-bas des différents signaux pour éliminer les hautes fréquences non prises en compte par le modèle,
  - \* identification des paramètres en Z : ( $m_z$ ,  $C_{gz}$ ),
  - \* identification des paramètres en Y : ( $m_y$ ,  $C_{gy}$ ),
  - \* calcul des forces compensées  $F_y$  et  $F_z$ .

On présente sur la "Fig. 9" la composante  $F_z$  de la force de coupe avant et après compensation accélérométrique, ainsi que la zone d'identification des paramètres du dynamomètre selon Z.

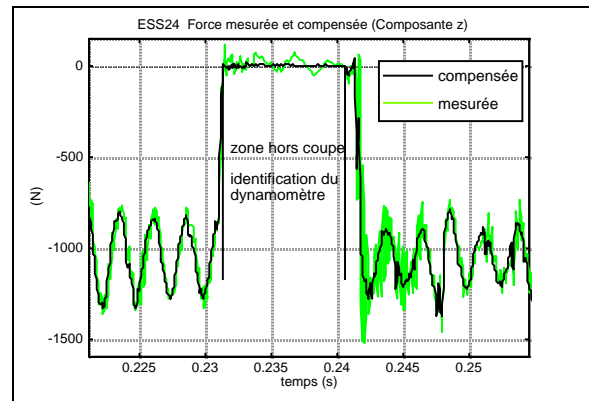


Figure 9.  $F_z$  compensée et mesurée. Zone d'identification des paramètres du dynamomètre selon Z.

Des résultats similaires sont obtenus pour la composante  $F_y$  de l'effort de coupe, "Fig. 10".

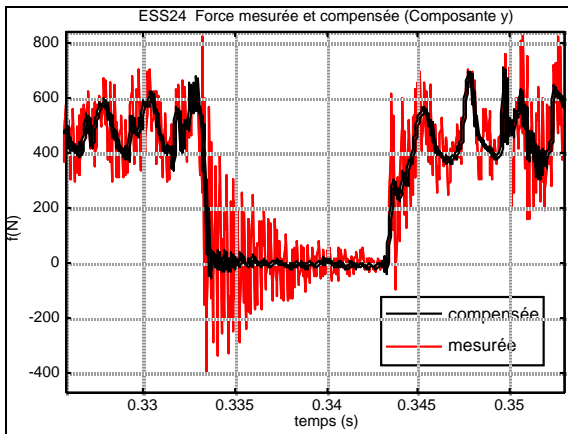


Figure 10.  $F_y$  compensée et mesurée. Zone d'identification des paramètres du dynamomètre selon Y.

On peut dire que les signaux de la force de coupe dynamique après compensation présentent moins de bruit de fond et seront considérés afin d'identifier les CDFC. Ceci permet de bien valider cette nouvelle méthode de compensation accélérométrique (des effets d'inertie), qui a été développée au LMSP, ENSAM – Paris (France), [1].

**B. Évolution temporelle des paramètres influençant l'effort de coupe**

Pour le traitement de l'essai n°24 (Z200C13), on a obtenu les résultats suivants, "Fig. 11".

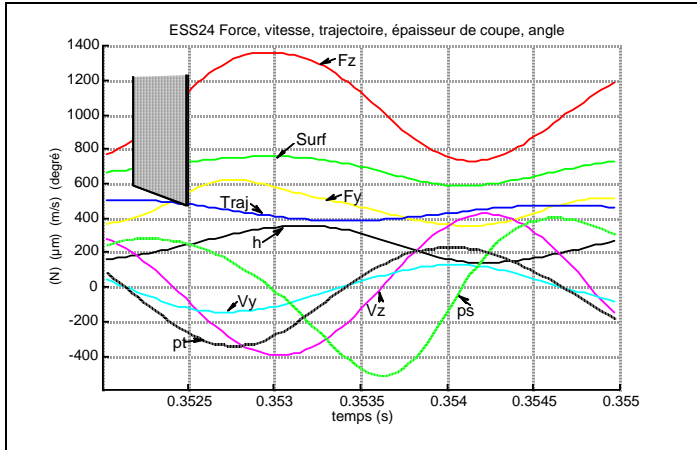


Figure 11. Forces, vitesses, trajectoire, épaisseur de coupe et angles.

- $F_y$  : composante de la force de coupe selon Y,
- $F_z$  : composante de la force de coupe selon Z,
- Surf : surface antérieure au passage de l'outil,
- Traj : trajectoire de l'outil,
- $h$  : épaisseur de coupe,
- $V_y$  : vitesse relative outil / Pièce selon Y,
- $V_z$  : vitesse relative outil - pièce selon Z (vibration uniquement),
- $ps$  : pente de la surface,

$pt$  : pente de la trajectoire.

D'après la "Fig. 11", on constate que l'outil de coupe suit une trajectoire sensiblement sinusoïdale. En s'engageant dans la matière, il génère deux composantes de la force de coupe  $F_y$  et  $F_z$ . La composante  $F_z$  prend des valeurs qui vont de 780 N à 1370 N, alors que la composante  $F_y$  prend des valeurs qui vont de 380 N à 630 N. On remarque aussi que  $F_z$  est plus importante que  $F_y$ , car c'est la composante qui agit dans la direction de la vitesse de coupe. Il y a un déphasage temporel entre ces deux composantes d'effort. Les vitesses relatives de outil / pièce selon Y et Z ainsi que les pentes de la surface de la pièce en amont et en aval peuvent influencer les efforts de coupe. Quand  $V_y$  est négative, l'outil s'enfonce dans la matière et dans la zone où  $V_y$  est positive ceci correspond au contraire à un recul de l'outil.

**C. Évolution de  $F_y$  et  $F_z$  en fonction de l'épaisseur de coupe**

L'épaisseur de coupe est le paramètre important qui influence l'évolution des forces de coupe. La "Fig. 12" montre l'influence de l'épaisseur de coupe sur les composantes  $F_y$  et  $F_z$  de l'effort de coupe.

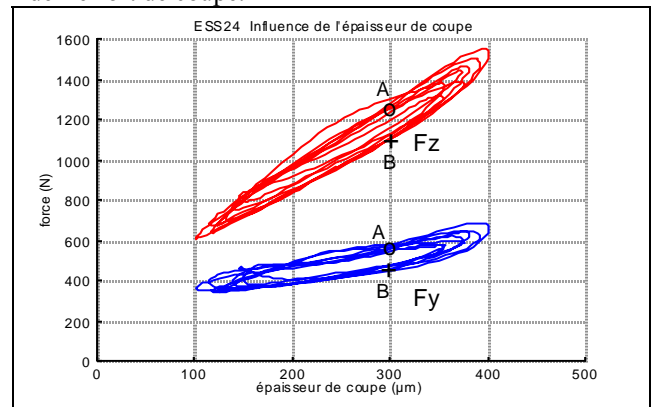
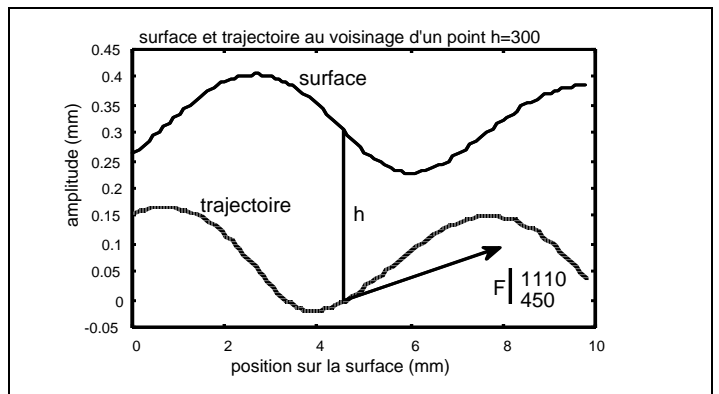


Figure 12. Influence de l'épaisseur de coupe sur les composantes  $F_y$  et  $F_z$ .

On constate que  $F_y$  et  $F_z$  décrivent plusieurs cycles en fonction de l'épaisseur de coupe. On remarque aussi qu'il y a la présence de plusieurs valeurs distinctes de forces pour une même valeur de l'épaisseur de coupe, "Fig. 13".



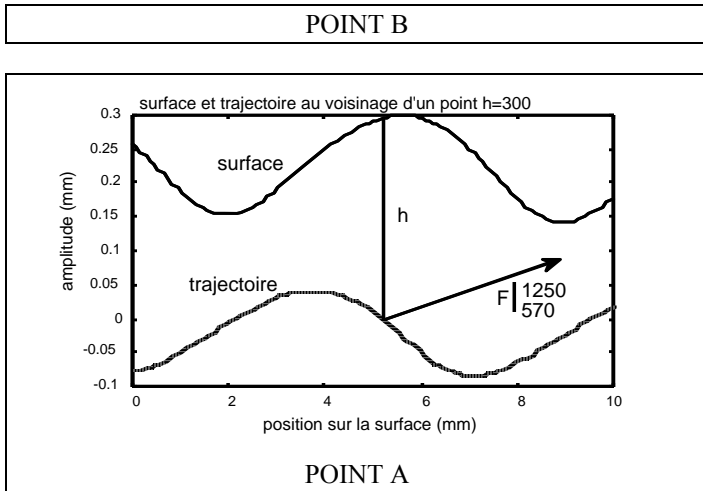


Figure 13. Surface et trajectoire au voisinage d'un point h=300 μm.

Au point A,  $F_y$  et  $F_z$  prennent les valeurs 1250 N et 570 N. Cette partie du cycle d'effort de coupe correspond à une pénétration de l'outil dans la matière et à une croissance de  $h$ . Pour le point B,  $F_y$  et  $F_z$  prennent des valeurs plus faibles de 1110 N et 450 N et cette partie du cycle d'effort de coupe correspond à un recul de l'outil et à une décroissance de  $h$ . La différence entre les point A et B s'explique par l'influence des autres paramètres instantanés, tels que : la pente de la surface générée, la pente de trajectoire de l'outil, les vitesses relatives outil / pièce selon Y et Z. Au point B la pente de la surface diminue, par contre au point A elle augmente. Donc, il faut tenir compte des angles de la surface et de la trajectoire pour la détermination d'une loi de coupe dynamique.

IV. IDENTIFICATION D'UNE LOI DE FORCE DE COUPE DYNAMIQUE ET DETERMINATION DES CDFC

Le problème d'identification de la loi de force de coupe dynamique est d'exprimer les composantes  $F_y$  et  $F_z$  en fonction des paramètres de coupe instantanés. A partir de l'analyse des résultats précédents, on a choisi de rechercher une relation du type :

$$F(t) = F_0 \cdot (1 + cps.ps(t) + cpt.pt(t)) \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right) \quad (7)$$

Pour ce modèle de la loi de force de coupe, on définit des valeurs de référence ( $h_0, b_0$ ) avec :  $h_0=0.2$  mm/tr et  $b_0=2$  mm. Le coefficient  $F_0$  est l'effort de coupe statique pour les valeurs ( $h_0, b_0$ ). Cette loi de force de coupe peut être réécrite sous la forme suivante :

$$F(t) = \frac{F_0}{h_0 \cdot b_0} \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{\alpha-1} \cdot (1 + cps.ps(t) + cpt.pt(t)) \cdot h(t) \cdot b$$

$K_{s0}$  : pression spécifique de coupe de référence  
 correction dynamique de la loi de coupe statique  
 $K_h$  : pression spécifique de coupe pour la valeur  $h(t)$

Pour le premier modèle de la loi de force de coupe qui est défini par la relation (7), on fait intervenir l'épaisseur de coupe  $h$ , l'angle de la surface  $ps$ , l'angle de la trajectoire  $pt$  et la largeur de coupe  $b$ .

Les coefficients de la loi de force de coupe sont obtenus en utilisant une procédure d'approximation au sens des moindres carrés, qui consiste à minimiser l'écart quadratique entre le modèle de la loi de force de coupe et l'effort de coupe déterminé expérimentalement. Cet écart est défini par la relation suivante :

$$e = \sum_{i=1}^N [F_{cal}(ti) - F_{th}(ti)]^2 \quad (8), \text{ avec :}$$

$F_{ycal}(ti)$  et  $F_{zcal}(ti)$  les valeurs expérimentales des forces de coupe corrigées.

Les deux composantes de la force de coupe sont exprimées comme suit :

$$F_{yth}(ti) = K_y \cdot (1 + cyps.ps(ti) + cypt.pt(ti)) \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{\alpha_y} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right) \quad (9)$$

$$F_{zth}(ti) = K_z \cdot (1 + czps.ps(ti) + czpt.pt(ti)) \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{\alpha_z} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right) \quad (10)$$

Cette procédure a été appliquée aux valeurs expérimentales relevées pour l'essai n°24. On obtient selon Z les CDFC suivants :

$F_z0$ (N)	$\alpha_z$	$czps$ (deg <sup>-1</sup> )	$czpt$ (deg <sup>-1</sup> )	ermoy $F_z$ (N)
891.3315	0.8323	0.0271	0.0062	30.1132 = 3.37%

ermoy $F_z$  représente l'écart moyen des points expérimentaux par rapport au modèle de la loi de coupe dynamique.

Un traitement similaire a permis d'obtenir selon Y les CDFC suivants :

$F_y0$ (N)	$\alpha_y$	$cyps$ (deg <sup>-1</sup> )	$cypt$ (deg <sup>-1</sup> )	ermoy $F_y$ (N)
434.5375	0.4966	0.0216	-0.0107	22.4990=5.17%

On constate que les valeurs des exposants  $\alpha_y$  et  $\alpha_z$  ne dépassent jamais l'unité. Elles traduisent le fait que la zone de

coupe proche de l'arête de l'outil a une influence prépondérante pour les petites valeurs de  $h$ .

L'erreur sur le modèle selon  $Y$  est plus importante. Les valeurs de  $F_y$  sont de moins bonne qualité et il ne faut pas exclure des perturbations liées au contact de l'outil avec la bride de fixation de la plaquette. Ces perturbations sont surtout importantes dans la direction  $Y$ .

#### CONCLUSIONS

On a pu mettre en place un dispositif expérimental permettant d'analyser finement les relations entre la force de coupe et les paramètres de coupe instantanés. Ceci a été rendu possible par la mise au point d'une méthode performante de compensation des effets inertiels (accélérométrie), au niveau de la table dynamométrique, et par l'élaboration d'un processus de traitement assurant le bon synchronisme des mesures de forces et de déplacements ; ce qui nous a permis d'identifier les coefficients dynamiques de force de coupe (CDFC).

L'essentiel du travail a porté sur la mise au point du dispositif expérimental et du système d'acquisition de données et de traitements. Néanmoins, il appelle les remarques suivantes :

- La première concerne la stratégie de conduite des essais et de traitements. A chaque instant  $t$ , on détermine la force  $F(t)$  et un ensemble de paramètres  $\{p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t)\}$  sensés caractériser l'interaction outil / pièce. La procédure d'essai utilisée permet d'obtenir des configurations  $\{p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t)\}$  assez variées mais situées le long d'une trajectoire plus ou moins cyclique. Ceci signifie que ces paramètres n'évoluent pas de manière indépendante et que le domaine couvert est assez restreint. Une première amélioration consiste à faire varier les conditions de travail nominales pour couvrir un plus grand domaine. Il faut faire des essais avec des épaisseurs de coupe nominales différentes ou faire varier l'avance en cours des essais.
- On a utilisé un modèle de loi de force de coupe purement phénoménologique qui ne prend pas en compte la physique sous-jacente du procédé. La forme adoptée n'est sans doute pas la meilleure, mais l'analyse des causes d'écart par rapport à ce modèle suggère qu'il est vraisemblablement

impossible de relier la force  $F(t)$  connue à l'instant  $t$ , aux valeurs des paramètres calculés à l'aplomb de l'arête de coupe à l'instant  $t$ . L'effort de coupe dépend de la zone de matière située à l'avant de l'outil qui peut être approximativement décrite par l'épaisseur de coupe à l'avant de la zone primaire de cisaillement et par la pente de la surface.

On peut dire aussi que la méthode de compensation accélérométrique, qui a été développée et validée expérimentalement, peut être appliquée au procédé du fraisage dans ses différentes formes (de profil, de face, en bout, ...).

#### REFERENCES

- [1] B. Benmohammed, "Identification des lois d'effort de coupe de tournage en régime dynamique". Thèse de Doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, ENSAM, Paris - France, 1996.
- [2] Y. L. Chung, S. A. Spiewak, "A model of high performance dynamometer", *Journal of Engineering for Industry*, vol. 116, pp. 279-288, 1994.
- [3] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, A. Moisan, H. Mazouz, M. Assas, "Evaluation of the dynamic cutting force coefficients under dynamic behaviour", *Matériaux et Techniques*, vol. 93, pp. 369-373, 2005.
- [4] P. Albrecht, "Self-induced vibrations in metal cutting", *Journal of Engineering for Industry*, vol. 84, pp. 405-417, 1962.
- [5] R. L. Kegg, "Cutting dynamics in machine tool chatter", *Journal of Engineering for Industry*, vol. 87 B, n°4, pp. 464-470, 1965.
- [6] G. Marot, "Coefficient dynamique de coupe. Théories actuelles et proposition d'une méthode de mesure directe en coupe". Thèse de Doctorat 3<sup>e</sup> cycle de l'Université Pierre et Marie Curie, Paris - France., 1980.
- [7] S. A. Spiewak, J. Di-Corpo, "Adaptive compensation of dynamic characteristics for in-process sensors", *Journal of Engineering for Industry*, vol. 113, pp. 198-206, 1991.
- [8] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, A. Moisan, "Determination of the dynamic cutting force coefficients during orthogonal cutting", *Advances Manufacturing Technology-XIV, Proceedings of the Sixteenth National Conference on Manufacturing Research*, University of East London, U.K. ISBN 1 86058 26721, pp. 303-307, 2000.
- [9] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, A. Moisan, "Evaluation of the dynamic cutting force coefficients under dynamic behaviour (turning case)", *Premier Congrès International Conception et Modélisation des Systèmes Mécaniques*, Hammamet - Tunisie, pp. 1-9, 2005.
- [10] F. Lapujoulade, "Measuring of cutting forces during fast transient periods", 1<sup>st</sup> French and German conference on H.S.M., 1997.
- [11] N. Tounsi, A. Otho, "Dynamic cutting force measuring", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 40, pp. 1157-1170, 2000.