



**HAL**  
open science

## Une méthode basée modèle pour le réglage des PID appliquée aux machines-outils sérielles

Julien Le Flohic, Flavien Paccot, Nicolas Bouton, Helene Chanal

► **To cite this version:**

Julien Le Flohic, Flavien Paccot, Nicolas Bouton, Helene Chanal. Une méthode basée modèle pour le réglage des PID appliquée aux machines-outils sérielles. CFM 2013 - 21ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2013, Bordeaux, France. hal-03440556

**HAL Id: hal-03440556**

**<https://hal.science/hal-03440556>**

Submitted on 22 Nov 2021

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Une méthode basée modèle pour le réglage des PID appliquée aux machines-outils sérielles

Julien Le Flohic, Flavien Paccot, Nicolas Bouton et Hélène Chanal<sup>a</sup>

a. Institut Pascal UMR 6602 UBP/CNRS/IFMA  
Campus des Cézeaux BP 265 - 63175 Aubière Cedex, FRANCE  
Email: Julien.Le-Flohic@ifma.fr, Telephone: (0033) 04.73.28.80.00

## Résumé :

*Les stratégies de commande à base de régulation PID sont très largement utilisées pour les machines-outils à commande numérique. Cependant, il n'existe toujours pas de méthode universelle de réglage des gains. Ainsi, le but de ce papier est de proposer une méthode de réglage générique qui repose sur les modèles géométrique et dynamique de la structure de la machine-outil. Ce faisant, les gains obtenus sont adaptés au comportement dynamique de la machine. Les paramètres des modèles géométrique et dynamique de la machine-outil sont identifiés de manière à garantir la fiabilité de la méthode. L'étude est illustrée sur la machine-outil cinq axes HURON KX15*

## Abstract :

*PID control strategies are widely used for numerically controlled machine-tools. However, no universal industrial tuning method is commonly used. Therefore, the aim of this paper is to propose a generic tuning method based on kinematic and dynamic model of machine-tool structure. Thus, the obtained tuning gains are adapted to the dynamic behavior of the machine. The machine-tool kinematic and dynamic model parameters are identified in order to guarantee the reliability of the method. The study is illustrated with the five axis machine-tool HURON KX15.*

**Mots clefs : Réglage, Machines-outils, Identification**

## 1 Introduction

De nos jours, les exigences de productivité et de maîtrise des coûts ont incité les industriels à développer de nouvelles machines. Ainsi, la complexité des structures des machines-outils et des processus d'usinage a augmenté alors que les stratégies de commande sont toujours basées sur de simples régulations Proportionnelle/Intégrale/Dérivée (PID) linéaires [10]. En effet, ce type d'asservissement permet d'obtenir des performances acceptables dans un contexte industriel. Pourtant, même si les boucles de commande PID contiennent peu de paramètres, le réglage des gains n'est pas trivial [7]. Ainsi, de nombreuses méthodes de réglage des PID ont été développées et peuvent être classées en quatre catégories : empirique, basée sur la fonction de transfert, optimisation et basée modèle.

Les méthodes empiriques se basent sur l'étude de la réponse du système à un signal donné, généralement un échelon, comme dans la méthode de Ziegler & Nichols [12]. Pour les procédés simples, ce type de réglage permet d'obtenir des résultats d'une manière simple et efficace, il est d'ailleurs largement utilisé dans l'industrie. Cependant, il n'est pas issu d'un degré de modélisation très élevé, ce qui peut entraîner une baisse des performances dans le cas de sollicitations spécifiques et particulièrement pour les processus à fort retard ou sensibles aux dépassements, comme l'usinage. Certains auteurs ont tenté de rendre les réglages empiriques moins sensibles aux perturbations extérieures en y ajoutant des contraintes robustes [1] [9]. Cependant, ces méthodes restent principalement adaptées aux processus impliquant des signaux en échelons et ne peuvent pas éviter les dépassements en cas de fortes perturbations.

Les réglages théoriques basés sur la fonction de transfert du système mènent à des synthèses de correcteurs temporelles (respect d'un temps de réponse, d'une précision et de dépassements donnés) ou fréquentielles classiques (respect d'une marge de phase et de gain données, placement de pôles, etc) [3]. Ils imposent souvent de devoir résoudre des équations complexes et peuvent nécessiter des approximations ou des calculs numériques [2].

Les réglages basés sur l'optimisation consistent à maximiser ou minimiser une fonction coût basée sur des critères qui sont liés aux performances attendues. La difficulté de ces méthodes réside dans la définition d'un tel critère. Il est en effet souvent lié à la modélisation du processus et peut être très complexe. L'implémentation de l'optimisation peut également se révéler non-trivial et poser des problèmes de non-convergence [11].

Finalement, les méthodes basées modèle sont issues des modélisations géométrique et dynamique des machines. Les gains sont réglés en considérant les paramètres dynamiques identifiés ce qui conduit à un asservissement adapté au comportement réel de la machine. Les principaux écueils de ces méthodes sont liés à l'identification de ces paramètres [4]. A la connaissance de l'auteur, ces méthodes n'ont jamais été appliquées au contexte particulier des machines-outils.

En pratique, les industriels utilisent majoritairement des méthodes empiriques. Ce type de réglage a la particularité d'être intrinsèque à la fois à la machine et au régleur. Ainsi, les valeurs obtenues ne sont ni pérennes ni répétables, et ne proviennent pas d'un procédé universel qui pourrait garantir les performances dans tout l'espace de travail. De plus, des besoins spécifiques sont liés au contexte de l'usinage : précision statique, précision dynamique, pas de dépassements même en présence de fortes perturbations (notamment dues aux efforts d'usinages qui sont variables, non déterministes et élevés en comparaison avec les sollicitations dynamiques de la structure). Cependant, ces aspects ne sont pas pris en compte dans les réglages classiques.

Ce papier présente donc un réglage de PID d'une commande en couple linéaire avec une méthode basée modèle. L'intérêt de cette solution est d'être issue du modèle dynamique de la machine étudiée, ce qui garantit son universalité et sa répétabilité, sans pour autant mobiliser de manière excessive la machine. Les paramètres utilisés peuvent être trouvés grâce à un modèle CAO de la structure ou à la suite d'une procédure d'identification, en fonction du degré de précision nécessaire. Cette méthode est une première étape dans la définition d'un réglage adapté au comportement de la machine et aux spécificités de la tâche, tout en considérant les contraintes liées aux machines-outils, notamment la faible marge de manoeuvre dans la modification des asservissements des Commandes Numériques.

Ainsi, la partie 2 présente une méthodologie générale pour l'élaboration d'un modèle dynamique adapté aux machines-outils et appliquée à une machine-outil UGV sérielle cinq axes (HURON KX15). La partie 3 décrit le réglage basé sur ce formalisme. Ensuite, la partie 4 illustrera notre méthode avec des simulations et un cas pratique. Enfin, la partie 5 sera consacrée aux remarques et prévisions sur les travaux futurs.

## 2 Modèle Dynamique

La méthode de réglage présentée dans ce papier est basée sur le modèle dynamique d'une machine-outil donnée. Cette partie présente le formalisme de Lagrange, particulièrement utilisé et adéquat avec les objectifs [4]. Le modèle dynamique indirect d'une machine est la relation qui lie les accélérations cartésiennes  $\mathbf{q}$ ,  $\dot{\mathbf{q}}$  et  $\ddot{\mathbf{q}}$ , avec les efforts articulaires  $\Gamma$  [6]. En supposant qu'il n'y a pas d'efforts extérieurs qui s'exercent sur l'organe terminal, les équations du mouvement sont :

$$\Gamma = \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) \quad \text{et} \quad \Gamma_i = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial \dot{\mathbf{q}}_i} - \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial \mathbf{q}_i} \quad (1)$$

avec  $\mathbf{L} = \mathbf{E} - \mathbf{U}$  le lagrangien du système,  $\mathbf{E}$  et  $\mathbf{U}$  les énergies cinétique et potentielle du système.  $i$  désigne un axe : pour la machine-outil KX15 présentée ci-dessous,  $i \in (X, Y, Z, A, C)$ . Plusieurs paramètres rentrent en compte dans la définition du modèle dynamique indirect :

–  $R_j$  le repère lié au solide  $j$  en  $O_j$

–  $\mathbf{I}_{G_j} = \begin{bmatrix} A_j & -F_j & -E_j \\ -F_j & B_j & -D_j \\ -E_j & -D_j & C_j \end{bmatrix}$  la matrice d'inertie du solide  $j$  dans le repère  $R_j$

–  $G_j$  le centre de gravité du solide  $j$ ,  $M_j$  sa masse et  $g$  l'accélération de la pesanteur

–  $\omega_j$  et  $V_{G_j}$  les vitesses de rotation et de translation du solide  $j$  par rapport au repère fixe

–  $\Lambda_j$  la longueur  $O_j G_j$

$j$  désigne un solide. Pour la machine-outil KX15 présentée ci-dessous,  $j \in (1, 2, 3, 4, 5)$ . Ensuite, l'énergie cinétique  $\mathbf{E}$  et l'énergie potentielle  $\mathbf{U}$  peuvent s'exprimer comme :

$$\mathbf{E} = \sum_j \frac{1}{2} (\omega_j^T \mathbf{I}_{G_j} \omega_j + M_j V_{G_j}^T V_{G_j}) \quad \text{et} \quad \mathbf{U} = \sum_j -M_j g \Lambda_j \quad (2)$$

L'équation (2) permet de calculer le modèle dynamique (1). Cette méthode est maintenant illustrée au travers de la modélisation dynamique d'une machine-outil sérielle cinq axe. La HURON KX15 est une machine-outil UGV sérielle cinq axes qui comporte trois axes en translation  $X$ ,  $Y$  et  $Z$  (fig. 1) et deux axes en rotation  $A$  et  $C$  grâce à un berceau.

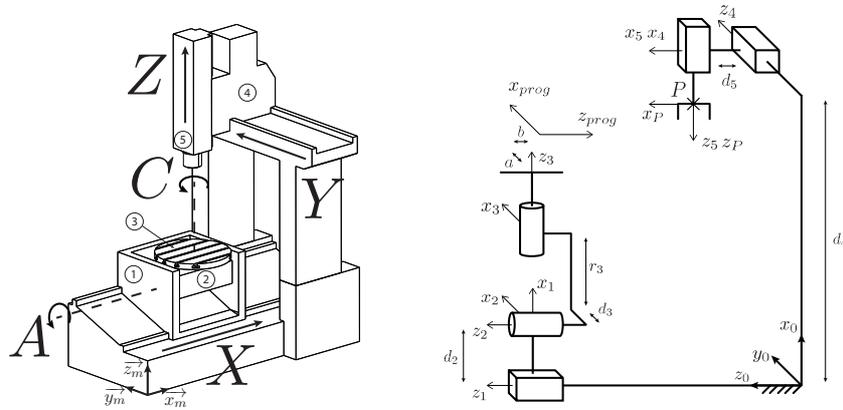


FIGURE 1 – Huron KX15

On a alors  $\mathbf{q} = [q_X \ q_Y \ q_Z \ q_A \ q_C]^T$  (la position de chaque axe) et  $\boldsymbol{\xi} = [a \ b \ d_2 \ d_3 \ r_3 \ d_4 \ d_5]^T$  le vecteur des paramètres géométriques issu de la méthode de Denavit-Hartenberg (fig.1). De plus, les frottements secs  $\mathbf{F}_s$  et visqueux  $\mathbf{F}_v$  dans les liaisons doivent être pris en considération [4]. Finalement, le modèle dynamique complet de la KX15 est :

$$\Gamma = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(\mathbf{q}) + \mathbf{F}_s \text{Sign}(\dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}} \quad (3)$$

avec

$$- \mathbf{A}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} M_1 + M_2 + M_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_4 + M_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_2 + A_3 \sin^2(q_C) + B_3 \cos^2(q_C) + M_3 r_3^2 + M_3 d_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_3 \end{bmatrix} \text{ la matrice d'inertie de la machine}$$

$$- \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (A_3 \cos(q_C) - B_3 \sin(q_C))\dot{q}_C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ la matrice des forces de Coriolis/centrifuges}$$

$$- \mathbf{K}(\mathbf{q}) = [0 \ 0 \ M_5 g \ M_3(d_3 g \cos(q_A) - r_3 g \sin(q_A)) - M_2 \Lambda_2 g \cos(q_A) \ 0]$$

Ce modèle est utilisé par la suite pour établir la méthode de réglage de l'asservissement. Les paramètres du modèle sont identifiés expérimentalement suivant la méthode présentée dans le travail de Prevost [8].

### 3 La méthode de réglage

Dans un premier temps, nous allons considérer un réglage pour un usinage 5 axes positionnés sur la machine-outil Huron KX15. Ainsi, les forces de Coriolis et centrifuges sont nulles. De plus, il n'y a pas d'effets inertiels couplés sur les solides en translation. De plus,  $\mathbf{A}$  et  $\mathbf{K}$  dépendent de la position  $\mathbf{q}$  pour les axes de rotations. Cependant, comme ces axes sont positionnés, nous pouvons les considérer comme constante pour une opération donnée.  $\mathbf{A}(\mathbf{q})$  est donc diagonale et constante. Finalement, le modèle dynamique utilisé pour le réglage est :

$$\Gamma = \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q} \quad \text{avec} \quad \mathbf{Q} = [Q_X \quad Q_Y \quad Q_Z \quad Q_A \quad Q_C]^T = \mathbf{K} + \mathbf{F}_s \text{Sign}(\dot{\mathbf{q}}) \quad (4)$$

On note  $\mathbf{q}_d$  le vecteur des positions articulaires désirées. Le vecteur des erreurs de position est définie comme  $\mathbf{e} = \mathbf{q}_d - \mathbf{q}$ . Afin de garantir des performances optimales, on impose un second ordre au comportement de l'erreur  $\mathbf{e}$  ce qui implique :

$$\ddot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e} = 0 \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \mathbf{K}_d = \text{Diag}([K_{dX} & K_{dY} & K_{dZ} & K_{dA} & K_{dC}]) \\ \mathbf{K}_p = \text{Diag}([K_{pX} & K_{pY} & K_{pZ} & K_{pA} & K_{pC}]) \end{cases} \quad (5)$$

où  $K_{pi}$  et  $K_{di}$  sont les gains proportionnels et dérivés de l'axe  $i$ . Pour éviter les oscillations, et en accord avec le temps de réponse à 5%  $tr_{5\%}$  admissible, ils sont réglés avec :

$$\begin{cases} K_{pi} = \omega_d^2 \\ K_{di} = 2\xi\omega_d \end{cases} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \xi = 1 \\ \omega_d = \frac{5}{tr_{5\%}} \end{cases} \quad (6)$$

D'après les équations (4) et (5), les forces et couples articulaires deviennent :

$$\Gamma = \underbrace{\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}}_d}_{\text{Anticipation en accélération}} + \underbrace{\mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}}_d}_{\text{Compensation des frottements visqueux}} + \underbrace{\mathbf{A}(\mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e})}_{\text{Signal de commande du correcteur PD}} + \underbrace{\mathbf{Q}}_{\text{Compensation de la gravité et des frottements secs}} \quad (7)$$

Ainsi, la fig. 2 présente le schéma de commande correspondant.

D'après Paccot, le comportement de la machine peut s'écrire [7] :

$$\Gamma = (\hat{\mathbf{A}} + \tilde{\mathbf{A}})\ddot{\mathbf{q}} + (\hat{\mathbf{F}}_v + \tilde{\mathbf{F}}_v)\dot{\mathbf{q}} + (\hat{\mathbf{Q}} + \tilde{\mathbf{Q}}) \quad (8)$$

où  $\hat{\cdot}$  désigne l'estimation et  $\tilde{\cdot}$  l'erreur d'estimation. Dans la commande, seulement l'estimation est utilisée, ainsi l'équation (7) devient :

$$\Gamma = \hat{\mathbf{A}}\ddot{\mathbf{q}}_d + \hat{\mathbf{F}}_v\dot{\mathbf{q}}_d + [\hat{\mathbf{A}}\mathbf{K}_d - \hat{\mathbf{F}}_v]\dot{\mathbf{e}} + \hat{\mathbf{A}}\mathbf{K}_p\mathbf{e} + \hat{\mathbf{Q}} \quad (9)$$

ce qui permet d'obtenir le comportement de l'erreur :

$$\ddot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e} = \hat{\mathbf{A}}^+(\tilde{\mathbf{A}}\ddot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{F}}_v\dot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{Q}}) \quad (10)$$

Plusieurs remarques peuvent ainsi être formulées.

- Les perturbations résultent principalement des erreurs de modélisation. Une étape d'identification est nécessaire.
- Les stratégies de commande de type PD sont asymptotiquement stables quand les effets dues à la gravité sont compensés [4].

- Le gain Intégral n'est théoriquement pas nécessaire, du fait que le système se comporte comme un double intégrateur et que les erreurs d'identification peuvent être compensé par l'anticipation [7].
- En usinage, il est coutume d'utiliser des anticipations car on connaît parfaitement la trajectoire et il y a peu de perturbations.
- $\omega_d$  doit être inférieur à  $\omega_r$ , la pulsation de résonance, pour éviter d'exciter le mode normal. Le temps de réponse à 5% peut être ajusté dans ce but.
- Les précharges et autres couples résistants ne sont pas directement pris en compte dans le modèle, mais l'identification permet d'intégrer leur effets dans les paramètres définis ( $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{F}_v$  et  $\mathbf{Q}$ ).
- Si les axes de rotation sont utilisés entre deux opérations, le réglage peut être adapté avant le début de l'usinage. Si les axes de rotation sont utilisés pendant l'usinage, la valeur maximale de leur position est utilisée pour le réglage.

Pour valider la loi de commande proposée, des simulations sont effectuées dans la prochaine partie.

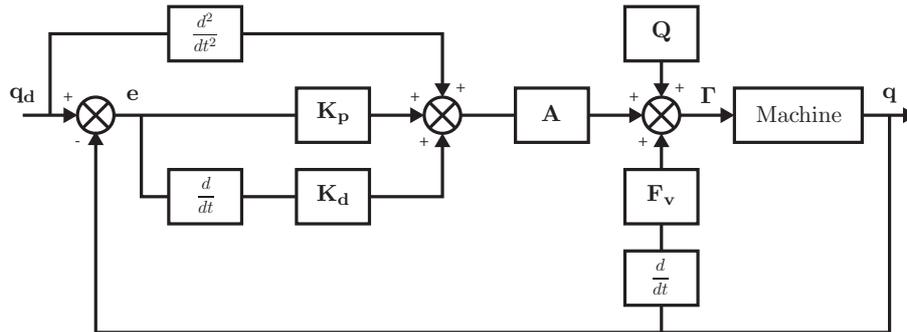


FIGURE 2 – Schéma de commande

## 4 Résultats de la simulation

En se basant sur le modèle dynamique présenté ci-dessus, une simulation est réalisée. Matlab/Simulink<sup>®</sup> est utilisé pour la partie commande et MSC Adams<sup>™</sup> simule le comportement dynamique de la machine. L'identification des paramètres des matrices  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{Q}$  et  $\mathbf{F}_v$  de l'équation (7) est réalisée sur la machine réelle en utilisant une mesure du courant des moteurs lors d'un déplacement en translation pour différentes vitesses. Par exemple, le parcours d'une ligne droite suivant l'axe  $X$  permet d'identifier la masse totale en mouvement  $A_X = M_1 + M_2 + M_3 = 1867$  kg, le coefficient de frottement visqueux  $F_{vX} = 2779,1$  et le coefficient de frottement sec  $Q_X = F_{sX} = 35,32$ . Cette dernière étape d'identification permet de finaliser la définition de la commande schématisée sur la fig. 2.

La fig. 3 présente la comparaison d'une réponse à un échelon du système avec différents réglages de la commande de la fig. 2 : le réglage basé modèle présenté dans ce papier, un réglage de Ziegler-Nichols et la méthode de Khalil pour PID [4]. Les méthodes classiques ne prennent pas en compte la mécanique de la structure : de grands dépassements apparaissent dues à l'inertie non négligeable des axes. La méthode de Khalil montre que, comme ce qui a été supposé, l'action intégrale n'est pas nécessaire. La méthode basée modèle présentée dans ce papier donne un bon réglage sans retouches supplémentaires.

Une loi de commande classique de machine-outil est ensuite implémentée. Elle est composée d'une boucle de position régulée par un PD et une boucle de vitesse régulée par un PI, avec des anticipations en vitesse et en accélération [10]. Le réglage est réalisé manuellement avec la méthode itérative utilisée par les industriels (*Classique*). On remarque sur la fig. 3 que le comportement est sensiblement identique. Cependant, on s'aperçoit que sur une trajectoire à jerk contrôlé (translation de 0.1 m sur l'axe  $X$ ), le réglage classique nécessite d'être reconsidéré, l'erreur de suivie étant bien plus importante (fig. 4). Ces résultats montrent la pertinence du réglage basé modèle qui est directement issu du modèle dynamique et qui ne nécessite que peu de modifications manuelles.

Enfin, fig. 5 montre la robustesse de la méthode proposée aux erreurs d'identification. L'erreur  $e$  est présentée avec une identification exacte et avec une erreur de 20% sur les paramètres. Seul un très faible impact sur le temps de réponse est perceptible.

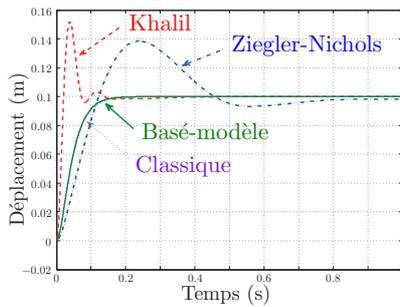


FIGURE 3 – Réponse à un échelon avec différents réglages

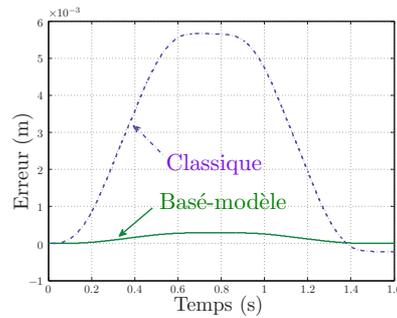


FIGURE 4 – Erreur sur une trajectoire à jerk contrôlé

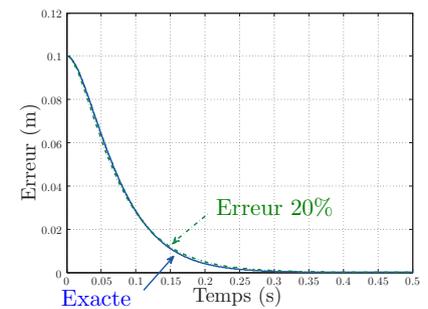


FIGURE 5 – Erreur avec une inexactitude dans l'identification

## 5 Conclusion

Ce papier présente une méthode de réglage des machines-outils basée sur le modèle dynamique, qui peut être calculé analytiquement grâce au formalisme de Lagrange. L'identification associée est présentée. Les simulations réalisées dans un cadre d'usinage trois axes ont montré que la méthode proposée peut aisément s'exporter à l'industrie. Ce papier propose donc une méthode clé en main pour le réglage des PID d'une machine-outil. En introduisant la mécanique de la structure et de la tâche dans le réglage, le comportement de la machine est mieux maîtrisé. Le second point est que, contrairement aux méthodes empiriques, les méthodes basées modèle proposent un réglage universel, pérenne et répétable car le réglage n'est plus intrinsèque au régulateur mais bien aux caractéristiques mécaniques de la machine. Enfin, cette méthode ne mobilise pas de manière excessive la machine : quand un régulateur a besoin d'en moyenne deux jours pour régler une machine-outil, seulement deux heures sont nécessaires à l'identification des paramètres de notre méthode. Elle doit cependant être validée expérimentalement.

Les conditions d'utilisation sont très variables dans le contexte de l'usinage. Nous avons montré que la méthode développée dans ce papier est robuste aux erreurs d'identification, mais nos travaux futurs se concentreront sur l'influence des conditions d'usinage et l'impact des efforts de coupe sur le réglage, ainsi que sur la validation expérimentale.

## Références

- [1] Astrom, K.J., Haggglund, T. 2004 Revisiting the Ziegler-Nichols step response method for PID control *In Journal of Process Control* **14**, pp. 1635-650
- [2] Chu, S.Y., Teng, C.C. 2009 Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specifications using fuzzy neural network *In Fuzzy Sets and Systems* **101**, pp. 21-30
- [3] Ho, W.K., Hang, C.C., Cao, L.S. 1995 Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specifications *In Automatica* **31**, pp. 497-502
- [4] Khalil, W., Dombre, E. 2002 Modeling, Identification & Control of Robots *HERMES*
- [5] Leva, A., Maggio, M. 2011 A systematic way to extend idel PID tuning rules to the real structure *In Journal of Process Control* **21**, pp. 130-136
- [6] Merlet, J.P. 1997 Les robots parallèles 2<sup>nd</sup>ed *HERMES, Paris*
- [7] Paccot, F., Andreff, N., Martinet, P. 2009 A review on dynamic control of parallel kinematic machine : theory and experiments *In International Journal of Robotics Research* **28**, pp. 395-416
- [8] Prevost, D. 2011 Modélisation avancée du couple Machine Outil / Commande Numérique dans un contexte UGV pour l'optimisation du calcul de trajectoires multi axes *PhD thesis, LURPA - ENS de Cachan / EA 1385 / Université Paris XI*
- [9] Skogestad, S. Simple analytic rules for model reduction and PID controller tuning *In Journal of Process Control* **13**, pp. 291-309
- [10] Tournier, C. and all. 2010 Usinage à Grande Vitesse. Technologies - Modélisations - Trajectoires *L'usine Nouvelle - Série Mécanique et Matériaux*
- [11] Zhiyong, Y., Tian, H. 2004 A new method for tuning PID parameters of a 3-DoF reconfigurable parallel kinematic machine *In International Conference on Robotics & Automation* pp. 2249-2254
- [12] Ziegler, J.G., Nichols, N.B. 1942 Optimum settings for automatic controllers *Trans. A.S.M.E.* **64**, pp. 759-768