



**HAL**  
open science

# Identification paramétrique pour un modèle de comportement dynamique d'une machine de forge

Camille Jeanne Margot Durand, Heyu Song, Régis Bigot

## ► To cite this version:

Camille Jeanne Margot Durand, Heyu Song, Régis Bigot. Identification paramétrique pour un modèle de comportement dynamique d'une machine de forge. S-MART 2023 : 18ème Colloque national S.mart, Arts et Métiers Paristech ENSAM Aix-en-Provence; Université de Toulon [UTLN], Apr 2023, Carry-le-Rouet, France. hal-04398040

**HAL Id: hal-04398040**

**<https://hal.science/hal-04398040v1>**

Submitted on 16 Jan 2024

**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.

# Identification paramétrique pour un modèle de comportement dynamique d'une machine de forge

C. Durand <sup>a,\*</sup>, H. Song <sup>a</sup>, R. Bigot <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Arts et Metiers Institute of Technology, Université de Lorraine, LCFC, HESAM Université, F-57070 Metz, France

\* e-mail : camille.durand@ensam.eu

## 1. INTRODUCTION

Pour les procédés de forgeage nécessitant l'emploi de machines de forge limitées en énergie, comme les presses à vis ou les marteaux pilons, il est difficile de prédire avec précision la quantité d'énergie absorbée par le lopin en déformation plastique. Cela est dû au comportement dynamique des machines qui engendre des pertes d'énergie. C'est pourquoi des modèles dynamiques des machines de forge ont été développés : premièrement, des modèles masse-ressort pour des pilons simple effet [1,2] puis des modèles avec amortisseurs en parallèle des ressorts [3,4]. Pour ces modèles, les paramètres sont identifiés de façon théorique en se basant sur les spécifications machines. Mais de nos jours, avec le développement des caméras rapides et des systèmes de stéréovisions, des campagnes expérimentales seraient envisageables même sur les pilons. Par exemple, la vitesse d'impact a été mesurée sur un pilon contre frappe et l'énergie cinétique a été déduite afin de déterminer l'efficacité de la frappe [5,6]. De plus, Yoneyama [7] a été capable de surveiller l'effort, la pression, les frottements et la température de contact pendant le refoulement de cylindres d'acier sous un pilon simple effet. Différentes technologies de capteurs pour suivre le déplacement du coulisseau et les efforts de forgeage ont aussi été comparés dans le cas d'une presse à vis [8]. Et finalement, un modèle dynamique consistant en un modèle masse-ressort-amortisseur a été déterminé expérimentalement pour un pilon [9]. Pour identifier les paramètres d'un tel modèle, cela requiert des méthodes numériques d'optimisation. Mais pour garantir l'unicité du résultat, la justesse et la fiabilité des paramètres identifiés, la fonction de coût doit être correctement définie [10] et une étude de sensibilité peut être réalisée.

Dans cette étude, la méthode développée dans des travaux précédents pour déterminer un modèle dynamique à partir d'expériences [9], sera appliquée à une presse à vis. Une fois le modèle identifié, une

identification paramétrique sera conduite avec différentes fonctions de coûts et les résultats seront analysés. A partir de cette analyse, une fonction de coût sera choisie pour la suite et une étude de sensibilité sera conduite pour assurer une identification juste du modèle.

## 2. LE SYSTEME DE PRODUCTION ET SON MODELE DYNAMIQUE

L'étude se concentre sur la presse à vis de la plateforme Vulcain à Metz (Figure 1). C'est une presse à vis à commande directe SPR 400 de Lasco avec une énergie maximale de 28,9kJ et une vitesse maximale de 680mm/s.



Figure 1 – La presse à vis de la plateforme Vulcain à Metz

Un porte outil spécifique est monté sur la presse afin de pouvoir suivre des données comme l'effort de forgeage grâce à un capteur d'effort intégré sous la matrice inférieure (fixe) et le déplacement du coulisseau grâce à 3 capteurs laser fixés à la matrice inférieure et grâce au codeur magnétique incrémental intégré à la presse [11].

Une campagne expérimentale a été lancée pour déterminer le modèle dynamique, appelé modèle BIM (Billette Interface Machine) [9], de la presse à vis. Connaissant les conditions initiales et enregistrant l'effort de forgeage en fonction du temps pour des frappes à vide (Figure 2), c'est-à-dire des frappes sans lopin mais avec contact entre l'outil inférieur et supérieur, le modèle peut être déterminé selon la méthode décrite par [9]. La fréquence d'acquisition de tous les capteurs est fixée à 500Hz. Une transformée de Fourier rapide (FFT) est réalisée sur le signal de l'effort enregistré pendant la frappe (Figure 3). Dans l'idéal il faudrait une analyse avec plus de niveaux de fréquences, mais la courte durée de l'impact ne le permet pas dans l'expérience choisie.

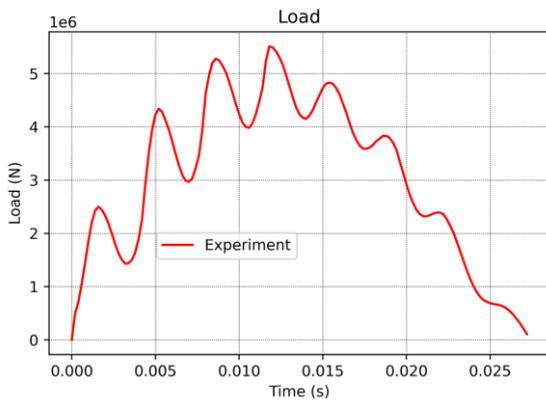


Figure 2- L'effort enregistré par le capteur intégré à la matrice inférieure

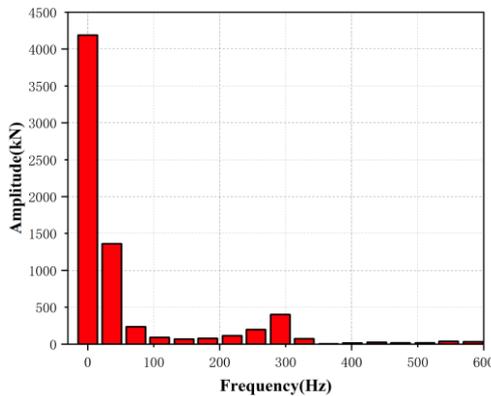


Figure 3- Transformée de Fourier (FFT) du signal de l'effort

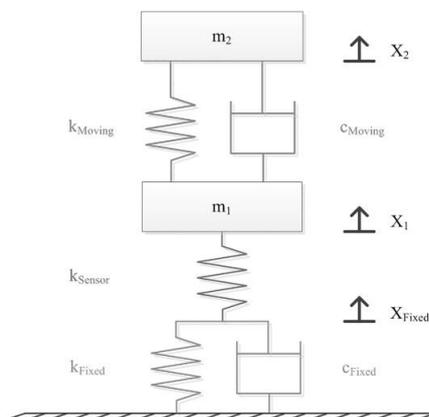


Figure 4- Le modèle de la presse à vis et de ses outillages pendant une frappe à vide (sans lopin)

Deux pics sont identifiés, donc un modèle à deux degrés de liberté sera capable de décrire le comportement dynamique de la presse (Figure 4). Le capteur d'effort est considéré dans le modèle au travers du ressort  $k_{sensor}$  et sa valeur de raideur est fixée à  $3,3997 \cdot 10^{10}$  N/m comme donnée par le constructeur. L'ajout de ce ressort permettra la comparaison des courbes d'efforts expérimentales et simulées. La vitesse d'impact initiale est connue grâce au capteur de déplacement du coulisseau et est de 365mm/s. Cette vitesse correspond à la vitesse initiale des masses  $m_1$  et  $m_2$ , ces vitesses sont notées  $v_1$  et  $v_2$ .

### 3. IDENTIFICATION PARAMETRIQUE

Une fois le modèle défini, et les conditions initiales déterminées ( $v_1$  et  $v_2$ ), les paramètres du modèle ( $m_1$ ,  $m_2$ ,  $k_{fixed}$ ,  $k_{moving}$ ,  $c_{fixed}$ ,  $c_{moving}$ ) doivent être identifiés grâce à des méthodes numériques d'optimisation. Les optimisations sont programmées sur Python. Tout d'abord, une première fonction de coût a été définie en se basant sur l'effort en fonction du temps et en utilisant la méthode des moindres carrés, mais dans la plupart des cas, le second mode de vibration disparaissait. Ainsi, même si cela peut paraître redondant, la FFT a été ajoutée à la fonction de coût afin de garantir la prise en compte du second mode de vibration. Pour garantir une bonne identification, trois fonctions de coûts différentes ont été analysées. Pour minimiser la valeur de ces fonctions de coût, des algorithmes des moindres carrés (1) ou des algorithmes de gradient (2) (3) [10] ont été utilisés :

$$FC1(\text{effort}, FFT) = f \cdot \sum_{i=1}^n \frac{(\text{effort}_i^{exp} - \text{effort}_i^{sim})^2}{\|\text{effort}^{exp}\|^2} + \quad (1)$$

$$(1-f) \cdot \sum_{i=1}^m \frac{(FFT_i^{exp} - FFT_i^{sim})^2}{\|FFT^{exp}\|^2}$$

$$FC2(\text{effort}, FFT) = f \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\text{effort}_i^{exp} - \text{effort}_i^{sim})^2}{\|\text{effort}^{exp}\|^2}} + \quad (2)$$

$$(1-f) \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m \frac{(FFT_i^{exp} - FFT_i^{sim})^2}{\|FFT^{exp}\|^2}}$$

$$FC3(\text{effort}, FFT) = f \cdot \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(\text{effort}_i^{exp} - \text{effort}_i^{sim})^2}{\text{effort}_i^{exp^2}}} + \quad (3)$$

$$(1-f) \cdot \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \frac{(FFT_i^{exp} - FFT_i^{sim})^2}{FFT_i^{exp^2}}}$$

Avec  $\text{effort}^{exp}$  l'effort enregistré par le capteur intégré à la matrice inférieure et  $FFT^{exp}$  la FFT déduite à partir du signal d'effort, et  $\text{effort}^{sim}$  l'effort simulé avec le modèle et  $FFT^{sim}$  la FFT déduite de l'effort modélisé.

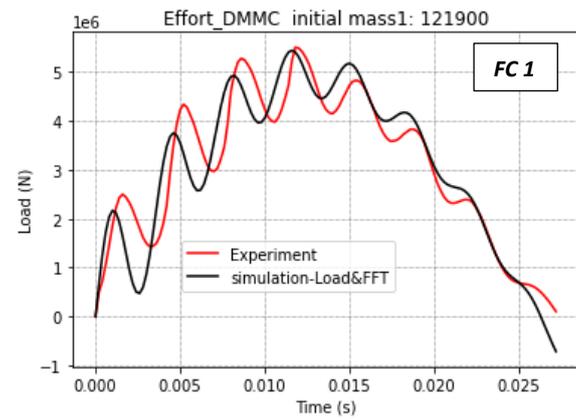
Avec  $f$  un coefficient de poids pour l'effort et la FFT,  $f$  a été choisi égal à 0,5 suite à une étude préalable.

Avec  $n$  et  $m$  le nombre de points disponibles avec une fréquence d'acquisition de 500 Hz sur une durée de 0.025s de contact lors de la frappe.

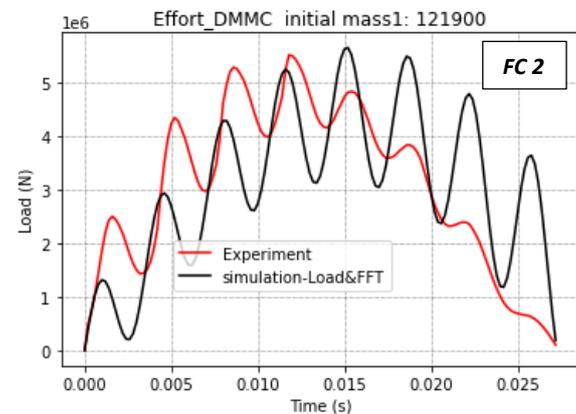
#### 4. RESULTATS ET DISCUSSION

L'effort en fonction du temps et la FFT ont été tracés pour trois fonctions de coûts différentes et sont comparés aux résultats expérimentaux (Figure 5 et Figure 6). Pour chaque fonction, la valeur du coût est aussi indiquée. Les trois courbes d'effort obtenues sont significativement différentes mais les trois FFT sont assez proches et se superposent assez bien à la FFT issue de l'expérimental. Concernant les courbes d'effort, un déphasage est observé dans toutes les courbes ainsi qu'une différence d'amplitude.

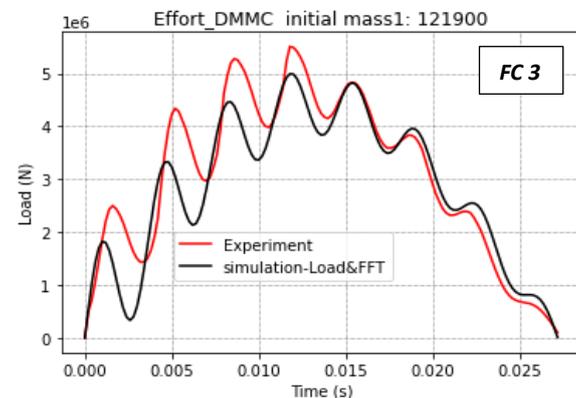
Comme FC1 et FC2 ont des définitions très proches (FC2 a juste une racine carrée en plus), les résultats devraient être proches également, mais ce n'est pas le cas. La courbe d'effort pour FC2 est singulière comparé à celle de FC1 et FC3. L'effort issu de l'expérience peut être décrit ainsi : au début de l'impact, l'effort augmente avec d'importantes variations jusqu'à atteindre un maximum, puis l'effort diminue avec des variations plus faibles et plus lisses, sous l'effet de l'amortissement. FC1 et FC3 suivent cette même tendance, mais ce n'est pas le cas de FC2. Cela peut être expliqué par le fait que les fonctions de coûts trouvent des minimums locaux différents.



Target value :  $4,68 \cdot 10^{-3}$



Target value : 1,29



Target value :  $1,11 \cdot 10^{-3}$

Figure 5- Comparaison des signaux d'efforts expérimentaux et simulés pour les 3 fonctions de coûts différentes

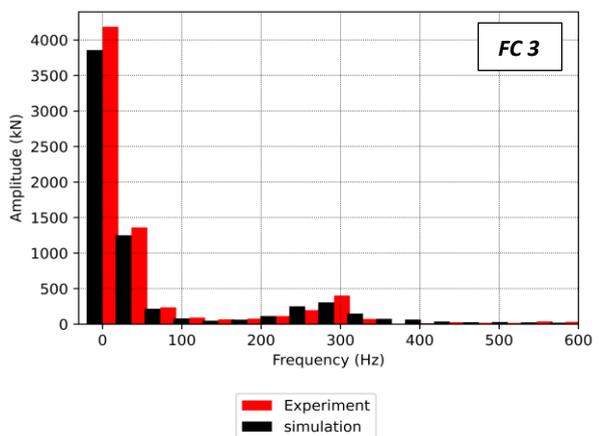
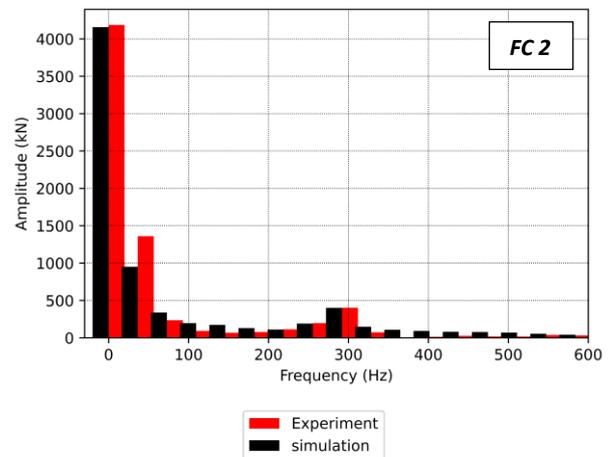
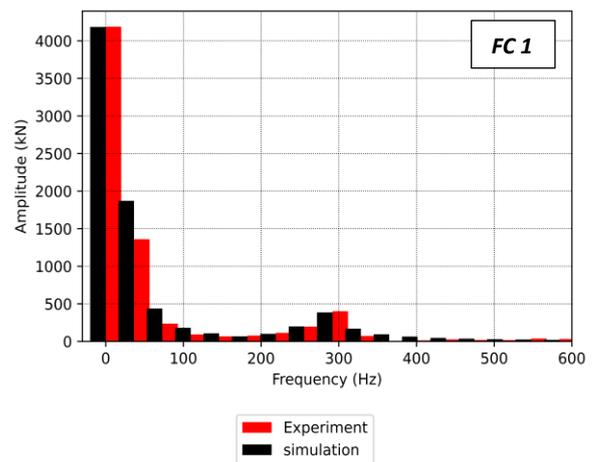


Figure 6- Comparaison des FFT sur les signaux d'effort expérimental et simulés pour les 3 fonctions de coûts différentes

En se basant sur ces résultats, seule la fonction de coût FC3 est choisie pour réaliser une étude de sensibilité car elle présente la meilleure adéquation avec les résultats expérimentaux : elle parvient bien à prédire le second mode de vibration et son amortissement en étant proche du maximum d'effort et avec seulement un léger déphasage.

## 5. ETUDE DE SENSIBILITE

Pour assurer la convergence des algorithmes vers un minimum, un critère sur la variation de la fonction de coût est définie et appelée *TolFun*. La minimisation est stoppée si à l'incrément  $i+1$  l'équation (4) est vérifiée :

$$\frac{|FC3(\text{effort}, FFT)_i - FC3(\text{effort}, FFT)_{i+1}|}{|FC3(\text{effort}, FFT)_i|} < TolFun \quad (4)$$

La valeur de *TolFun* est obtenue grâce à une étude de convergence : l'optimisation est lancée avec une valeur de plus en plus petite et l'identification des paramètres et des valeurs de coût pour chaque valeur de *TolFun* sont comparées. Quand la variation de ces paramètres est inférieure à 1%, la valeur de *TolFun* est considérée comme adéquate. Il n'y a pas d'amélioration significative de la fonction de coût ou de variation des paramètres identifiés pour les valeurs de *TolFun* inférieures à 0,1. Donc *TolFun* est fixée à 0,1.

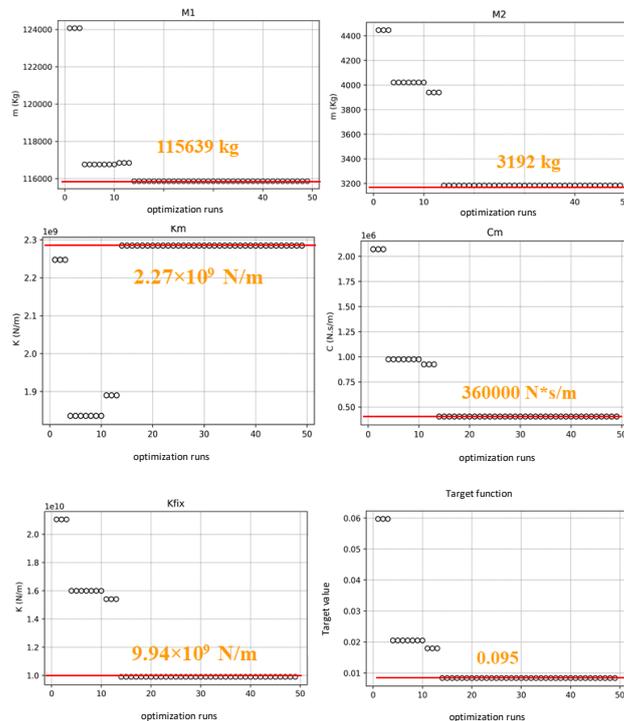
**Tableau 1 – fonction de coût et valeurs des paramètres pour différents critères de convergence**

Critère convergence	Fonction de coût	M <sub>2</sub> [kg]	C <sub>moving</sub> [N.s/m]	K <sub>moving</sub> [N/m]
1	1,5.10 <sup>15</sup>	3207	730117	2,07.10 <sup>9</sup>
1e <sup>-1</sup>	1,1.10 <sup>-3</sup>	3192	360000	9,94.10 <sup>9</sup>
1e <sup>-2</sup>	1,1.10 <sup>-3</sup>	3192	360000	9,94.10 <sup>9</sup>
1e <sup>-3</sup>	1,1.10 <sup>-3</sup>	3192	360000	9,94.10 <sup>9</sup>
1e <sup>-4</sup>	1,1.10 <sup>-3</sup>	3192	360000	9,94.10 <sup>9</sup>

Satisfaire l'équation (4) n'est pas suffisant pour assurer la convergence vers un minimum global. Le set de paramètres initiaux peut aussi avoir un impact sur la solution trouvée par l'algorithme. Les paramètres initiaux sont définis grâce aux documentations fournisseurs quand c'est possible, et une analyse de sensibilité de l'optimisation sur les paramètres initiaux est réalisée. Pour cela 50 nouveaux sets de paramètres initiaux sont générés en créant une perturbation de +/- 10% selon une loi uniforme sur les paramètres références. 46 optimisations sur les 50 convergent vers la même valeur de coût avec les mêmes paramètres identifiés, ainsi un minimum global semble avoir été trouvé.

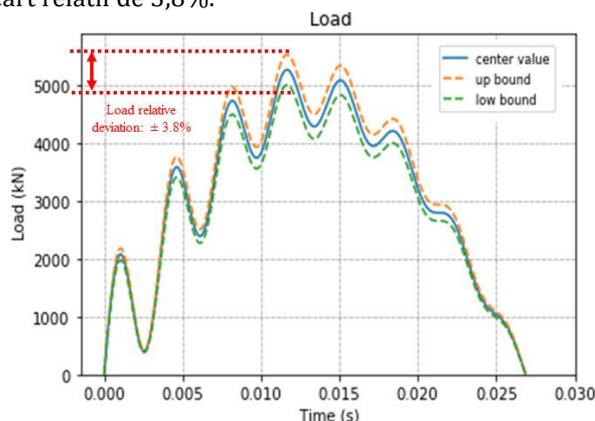
Ensuite une étude de sensibilité de l'optimisation sur la vitesse initiale du coulisseau est réalisée. 50 optimisations sont lancées avec 50 valeurs différentes pour les vitesses initiales  $v_1$  et  $v_2$  : les 50 valeurs de

vitesses initiales sont générées en créant une perturbation de +/- 5% selon une loi uniforme sur la valeur des vitesses initiales de référence. Les résultats sont tracés (Figure 7) : 37 optimisations convergent vers la même valeur coût avec les mêmes paramètres identifiés.



**Figure 7- Valeurs des paramètres identifiés ( $m_1$ ,  $m_2$ ,  $K_{moving}$ ,  $K_{fixed}$ ,  $C_{moving}$ ) et les valeurs coûts pour les 50 optimisations lancées avec 5% d'incertitudes sur les vitesses initiales**

L'impact de la vitesse sur l'effort simulé au ressort  $k_{sensor}$  est aussi intéressant. Ainsi, des optimisations ont tourné avec +/-10% d'incertitudes sur la vitesse initiale et l'influence sur l'effort a été tracée (Figure 8). Des erreurs d'incertitudes sur la détermination de la vitesse à l'impact affecte seulement l'amplitude de l'effort avec un écart relatif de 3,8%.



**Figure 8 – Courbes de l'effort simulé pour les +/- 10% d'incertitudes sur la vitesse initiale du coulisseau**

Finalement l'impact de l'identification des paramètres sur l'effort simulé est étudié. Pour cela, 10% d'incertitudes sur la valeur des paramètres identifiés est prise en compte et l'effort obtenu par simulation est tracé

(Figure 9). Une erreur d'incertitude sur l'identification des paramètres entraîne une erreur sur l'effort de 1,5% et affecte à la fois l'amplitude et les modes de vibrations.

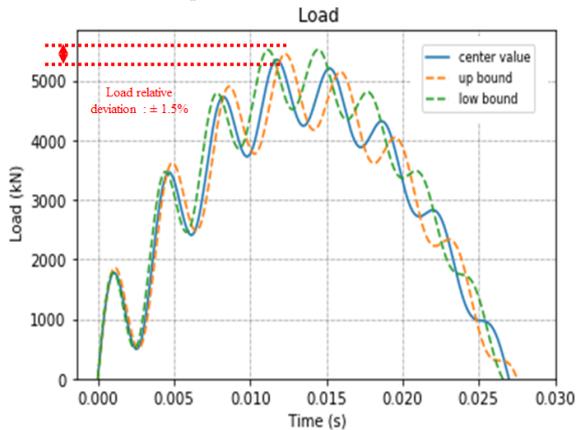


Figure 9 – Courbes de l'effort simulé pour les +/-10% d'incertitudes sur le set de paramètres identifiés

## 6. DISCUSSION

Concernant l'identification paramétrique, déjà trois fonctions de coût différentes ont été testées et celle qui semblait donner les meilleurs résultats a été choisie. Malgré ces différents tests, d'autres fonctions de coût pourraient encore être testées et le choix de la meilleure fonction de coût pourrait être différent. L'étude pourrait aussi être élargie en testant différents algorithmes pour s'assurer de trouver un minimum global. Par ailleurs, actuellement la fonction de coût considère l'effort en fonction du temps ainsi que la FFT de ce signal, mais il se pourrait que la fonction de coût puisse être encore d'avantage améliorée si le déplacement du coulisseau était pris en compte. Dans ce cas, le coefficient  $f$  de la fonction de coût devrait être modifié, pour donner un poids différent à chaque terme.

Puis, avec la fonction de coût choisie, une étude de sensibilité de l'algorithme sur le set de paramètres initial a été conduite. Les résultats convergent, donc il semble qu'un minimum global ait été trouvé. Pour s'assurer de ce fait, l'étude pourrait être encore élargie avec une plus grande étendue de perturbation sur le set de paramètres initiaux et avec un plus grand nombre d'optimisations.

L'impact de l'incertitude des conditions de vitesses initiales sur les paramètres identifiés ainsi que sur l'effort simulé a été considéré. Pour l'identification paramétrique, les résultats sont convergents, plus de la moitié des paramètres identifiés sont les mêmes malgré les incertitudes sur les vitesses initiales. Ainsi l'optimisation n'est pas vraiment sensible aux incertitudes sur la vitesse du coulisseau. Quant à l'effort simulé, des écarts inférieurs à 4% sont observés lorsque des incertitudes sur les vitesses initiales sont introduites. Ces écarts concernant l'effort simulé sont donc négligeables.

Enfin les incertitudes sur l'identification du set de paramètres ont un impact sur l'amplitude et le déphasage de l'effort. Un écart de 1,5% sur l'amplitude de l'effort a été observé, ce qui reste très faible.

## 7. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce travail préliminaire sur l'identification paramétrique d'un modèle de comportement dynamique d'une machine de forge, une fonction de coût a été choisie et une étude de sensibilité sur l'optimisation a été conduite. Pour les intervalles d'incertitudes étudiés, les résultats sont encourageants car ils montrent une faible sensibilité de l'algorithme aux perturbations sur les conditions initiales et sur le set de paramètres initial. Mais l'étude doit être poursuivie en testant d'autres algorithmes et des intervalles d'incertitudes plus grand pour s'assurer que l'identification réalisée est bien correcte.

De plus, ici l'identification paramétrique est réalisée sur un modèle de presse et de ses outillages obtenu grâce à des frappes à vides (sans lopin). Il pourrait donc être intéressant de valider les paramètres identifiés dans le cas d'un modèle intégrant des frappes sur un lopin.

Par ailleurs, le modèle présenté est valide pour un système de production complet, comprenant la presse ainsi que ses outillages, mais comme plusieurs outils peuvent être montés sur une seule et même presse, il pourrait être judicieux de dissocier le modèle des outils de celui de la machine. Et cela nécessiterait une nouvelle fois des modifications dans la définition de la fonction de coût.

## RÉFÉRENCES

- [1] Tobias S (1985) Survey of the development of Petro-Forge forming machines. *Int J Mach Tool Des Res* 25:105–197
- [2] Vajpayee S, Sadek MM, Tobias SA (1979) The efficiency and clash load of impact forming machines to the second order of approximation. *Int J Mach Tool Des Res* 19:237–252.
- [3] Vajpayee S, Sadek MM (1977) Analytical study of forming efficiency as influenced by the process and the machine structure. *Int J P r o d Res* 15 : 2 03–218 .
- [4] Gregorian V, Sadek MM, Tobias SA (1976) Noise generated by a laboratory drop hammer and its interrelation with the structural dynamics and process parameters. *Int J Mach Tool Des Res* 16: 301–318.
- [5] Galdos L, de Argandoña ES, Herrero N et al (2014) The calibration of high energy-rate impact forging hammers by the copper-column upsetting method and high speed Camera measurements. *Key Eng Mater* 611–612:173–177.
- [6] Chen R, Li Z, Zhong K, Liu X, Wu Y, Wang C, Shi Y (2019) A stereo-vision system for measuring the ram speed of steam hammers in an environment with a large field of view and strong vibrations. *Sensors* 19:996.
- [7] Yoneyama T (2017) Development of a friction sensor for hot forging. *Int J Adv Manuf Technol* 90:2251–2261.
- [8] Durand, C., Freund, L., Baudouin, C., Bigot, R., & Guérin, J. D. (2021). Comparison of different sensor technologies to monitor a forging process. 24th Int. Conf. on Material Forming ESAFORM (2021), Liège, Belgique,
- [9] Mull, J. F., Durand, C., Baudouin, C., & Bigot, R. (2020). A new tailored solution to predict blow efficiency and energy consumption of hammer-forging machines. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 111(7), 1941–1954.
- [10] G Venet, C Baudouin, C Pondaven, R Bigot, T Balan, Parameter identification of 42CrMo4 steel hot forging plastic flow behaviour

using industrial upsetting presses and finite element simulations,  
International Journal of Material Forming 14 (2021) 929-945

- [11] Durand, C., Bigot, R., Baudouin, C., 2018b. Contribution to the characterization of metal forming machines: application to screw presses. 17th Int. Conf. Met. Form. Met. Form. 2018 16-19 Sept. 2018.