

## Modèle de friction d'un amortisseur dans une bande de basse fréquence

M. ZUBIETA\*, H. URRETA, M. J. ELEJABARRIETA, M. M. BOU-ALI

Mondragon Unibertsitatea, Mondragon, Espagne

### Résumé

Dans ce travail on présente un modèle de friction qui mise en évidence la différence entre le comportement statique et dynamique. L'utilisation de ce modèle a été vérifiée par la technique d'essai de boucle ouverte dont la méthode d'analyse a été proposée par les auteurs dans un article précédant [1]. Le modèle développé montre une bonne prédiction et il est en bon accord avec les résultats expérimentaux obtenus à basses fréquences (1-10Hz).

### Introduction

Dans la majorité des modèles, on a l'habitude de représenter la friction avec le modèle de Coulomb [2] qui représente d'une forme très simple la friction. Ce modèle sert aux cas où la friction n'est pas très importante. Cependant, il se montre assez imprécis dans des cas où la friction acquiert une plus grande importance, comme, par exemple, le cas des amortisseurs de haute friction [3,4] ou les amortisseurs dans lesquels la sensibilité initiale est un paramètre très important dans son comportement. Dans un amortisseur c'est principalement la friction qui détermine l'initialisation du mouvement [5]. L'application d'une excitation à un amortisseur n'implique pas une réponse immédiate. Le premier effet sera toujours en relation avec la composante de friction, qui exposera un comportement statique, et jusqu'à ce que l'excitation ne surpasse pas des conditions imposées par la composante de friction le mouvement ne s'initiera pas, et donc à partir de ce moment on a le régime dynamique. Dans ce cas, la force diminuera progressivement d'une valeur statique jusqu'à une valeur constante qui correspond à la friction de Coulomb. Le comportement statique n'apparaît pas seulement dans le premier instant d'activation, sinon qu'il répercute aussi sur le fonctionnement cyclique. Dans ce comportement cyclique, le régime statique apparaît dans des fréquences les plus basses. Dans le cas des fréquences plus hautes, le régime a une inertie suffisamment grande pour maintenir le mouvement. Ainsi, on peut dire que le modèle de Coulomb résulte suffisamment précis pour des excitations de mouvement cyclique, mais pas pour le cas des excitations à basses fréquences, étant nécessaire, donc d'ajouter le comportement statique.

Le modèle de friction qu'on présente dans ce travail, pour une bande de basse fréquence, est la continuation d'un article précédant [1] dont ont été analysés les différentes méthodes d'essais et modèles pour la caractérisation des amortisseurs de haute friction. D'autre part, ce travail constitue la première étape d'un projet de recherche encore plus vaste. Après l'étude du comportement de l'amortisseur sans fluide et la validation de son modèle, la deuxième étape sera consacrée à une étude sur le couplage du comportement de l'amortisseur avec un fluide conventionnel. Une fois que le modèle couplé sera définie, s'étudiera finalement ce comportement avec un fluide

magnétorhéologique (MR), dont la caractérisation des propriétés de ces fluides sont analysées dans [6,7].

### Méthode d'essai

Les amortisseurs sont caractérisés habituellement dans des conditions dynamiques avec un mouvement contrôlé [8]. Mais, pour pouvoir modéliser le régime statique, dynamique et transitoire, on doit choisir une méthode d'essai qui fait travailler l'amortisseur dans toutes ces conditions. Dans ce travail, l'amortisseur est caractérisé d'une forme cyclique en boucle ouverte et pourtant pour une même manipe, on peut évaluer les trois régimes. Ce type d'essai avec la méthode d'analyse, permet de développer un modèle de friction plus précis en comparaison avec des autres méthodes qui existent actuellement.

Dans la figure 1, on présente le système d'essai qui se compose d'un amortisseur, un excitateur électromagnétique GW100 et un capteur de forces Dytran 105 1V2. Le mouvement est détecté au moyen d'un laser vibromètre Polytec OFV 505. L'amortisseur choisi consiste d'un cylindre de double tige. Les zones de friction de l'amortisseur ont été lubrifiées par un huile Nuto 46.

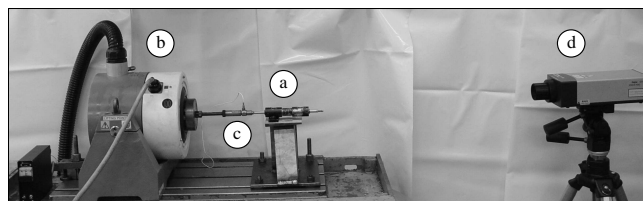


Figure 1 : La configuration d'essai : a) l'amortisseur, b) l'excitateur, c) le capteur des forces et d) le mesureur laser de vitesse

Normalement pour un système linéaire, tant la force comme le mouvement de l'excitateur sont sinusoidaux. Alors que dans la figure 2, on peut remarquer que cette caractéristique n'est plus vérifiée. Les signaux de vitesse et de la force enregistrés dans ce cycle à une fréquence de 2 Hz montrent un comportement non sinusoidal. Ce comportement de l'amortisseur est due essentiellement à la friction. Le cycle choisi est totalement représentatif du comportement de l'amortisseur, sachant que la différence entre la réponse dans les différents cycles du même essai est minimale.

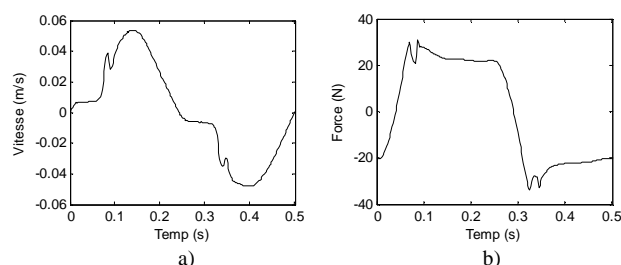


Figure 2 : l'évolution des signaux dans un cycle : (a) vitesse (b) force

Pour déterminer les différents régimes de fonctionnement, le signal de vitesse est analysé selon la méthode proposée dans [1] (figure 3). Et donc, la prédiction du comportement sera en fonction du mouvement imposé et du régime de travail de chaque instant.

\* L'auteur correspondant.

E-mail: mzubieta@eps.mondragon.edu

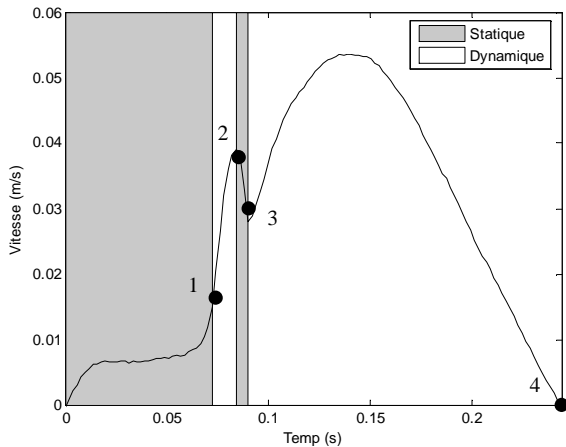


Figure 3 : La détermination du régime de travail dans un demi cycle

Dans la figure 3, on présente le demi cycle de vitesse. Initialement l'amortisseur est en repos, donc, il est dans un régime statique. Ensuite la force de l'excitateur essaie de le déplacer, mais à cause de la rigidité de friction  $K_R$ , le mouvement est minimal. Ce mouvement se réalise sans glissement dans l'élément de friction.

Ce phénomène entraîne que la force s'accumule jusqu'à ce que sa valeur dépasse la limite de friction statique  $F_S$ , moment à partir duquel apparaît une accélération et donc il commence le régime dynamique. Grâce à la méthode d'analyse décrite dans [1], ce moment d'accélération est localisé et on lui assigne le point 1. Avec cette accélération toute l'énergie accumulée est consommée, en arrivant à un temps donné (point 2) où la force disponible est inférieure à  $F_K$  et donc, le système retrouve son régime statique. À partir de ce point, la force recommence à s'accumuler, jusqu'à nouvellement il y a assez de force accumulée pour pouvoir reprendre le régime dynamique et la vitesse recommence à augmenter (point 3). Cette fois, bien que l'énergie accumulée se décharge, la force que l'excitateur exerce est suffisante pour maintenir le système dans son mouvement. Au fur et à mesure que la force diminue dans l'excitateur, la vitesse du système diminue aussi, jusqu'à que la force arrive à une valeur de friction dynamique, et la vitesse donc s'annule. On considère dans ce moment que le régime dynamique et la première moitié du cycle sont terminés. Comme l'intervalle entre les points 2 et 3 est très court, l'amortisseur n'arrive pas à s'arrêter et il est possible qu'il expérimentera seulement une diminution d'accélération. Cependant dans ce intervalle, on considère qu'il s'agit d'un régime statique sachant qu'on est obligé d'avoir une nouvelle accumulation d'énergie.

La quantité des accélérations nécessaires pour initier certainement le mouvement dépendra tant du système (sa rigidité, son inertie) comme des conditions d'essai (fréquence d'essai).

L'inertie du système entraîne aussi que le signal doit s'approcher à la forme sinusoïdale selon la fréquence augmente. C'est pour cela, qu'à partir d'une certaine fréquence, le cycle est complètement réalisé dans le régime dynamique. Pour les conditions d'essai utilisé, on a remarqué que cela succède à partir des 10 Hz. C'est pour cela que la validation du modèle a été réalisée seulement pour des signaux d'entre 1 et 10 Hz.

Le modèle choisi pour prédire le comportement de l'amortisseur dans la marge de fréquence de 1 à 10 Hz est représenté dans la figure 4 [1]. La force totale prédite

(équation 1) est basée sur deux forces, une visqueuse,  $C$ , (équation 2) qui est proportionnelle à la vitesse, et l'autre de friction  $F_R$ , qui dépend soit du régime dynamique (équation 3) soit du régime statique (équation 4). La force statique  $F_S$  indique la limite au-dessus de laquelle, le système change du régime statique au dynamique. Par contre, la force dynamique  $F_K$  indique la limite sous laquelle le système passe du régime dynamique au statique. On peut observer que durant le régime dynamique la transition entre la force  $F_S$  et  $F_K$  est régie par la constante de temps  $\tau$ . Alors que dans le cas statique, la transition entre  $F_K$  et  $F_S$  dépend de la rigidité  $K_R$  qui est une constante proportionnelle au déplacement. Cette rigidité est calculée pour chaque intervalle à fin que les limites du régime statique coïncident avec ceux du dynamiques adjacents.

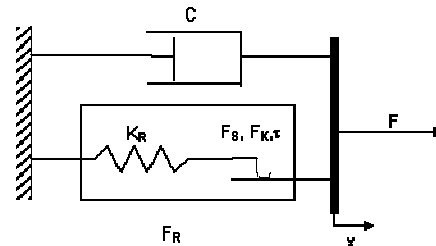


Figure 4 : Le modèle proposé

$$F = F_C + F_R \quad (1)$$

$$F_C = C \cdot \dot{x} \quad (2)$$

$$F_R = F_K + (F_S - F_K) \cdot e^{-\frac{t-t_0}{\tau}} \quad (3)$$

$$F_R = K_R \cdot (x - x_0) \quad (4)$$

On a observé dans l'intervalle de fréquence de 1 à 10 Hz, que les composants de friction  $F_K$  et  $F_S$  décroissent après avoir augmenté la fréquence. Ce fait a été inclus dans le modèle avec des expressions dépendantes de la fréquence (équations 5, 6 et 7). Il faut souligner qu'existent deux expressions distinctes pour la friction statique qui dépendent de la zone de travail de l'amortisseur (compression ou étendue), tandis que dans le cas dynamique, on a utilisé une même expression pour les deux zones de travail.

$$F_K = A_K \cdot f^{B_K} \quad (5)$$

$$F_{S \text{ Comp}} = A_{S \text{ Comp}} \cdot f^{B_{S \text{ Comp}}} \quad (6)$$

$$F_{S \text{ Ext}} = A_{S \text{ Ext}} \cdot f^{B_{S \text{ Ext}}} \quad (7)$$

## Résultats

Les valeurs de calibration pour le modèle de l'amortisseur essayé, dans l'intervalle de fréquence de 1 à 10 Hz, sont :  $A_K = 23$ ,  $B_K = -0.22$ ,  $A_{S \text{ Comp}} = 43$ ,  $B_{S \text{ Comp}} = -0.4$ ,  $A_{S \text{ Ext}} = 37$ ,  $B_{S \text{ Ext}} = -0.26$ ,  $\tau = 0.03$  s et  $C = 50$  N·s/m. Avec ces valeurs, on a déterminé la friction dynamique et les deux frictions statiques qui sont montrées dans la figure 5. Ces résultats nous permet d'effectuer les prédictions des forces pour le rang de fréquences de 1 à 10 Hz (figure 6).

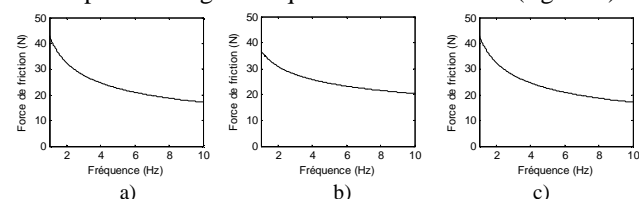


Figure 5 : L'évolution de la force de friction avec la fréquence : a) dynamique, b) statique dans l'état de compression, c) statique dans l'état étendue

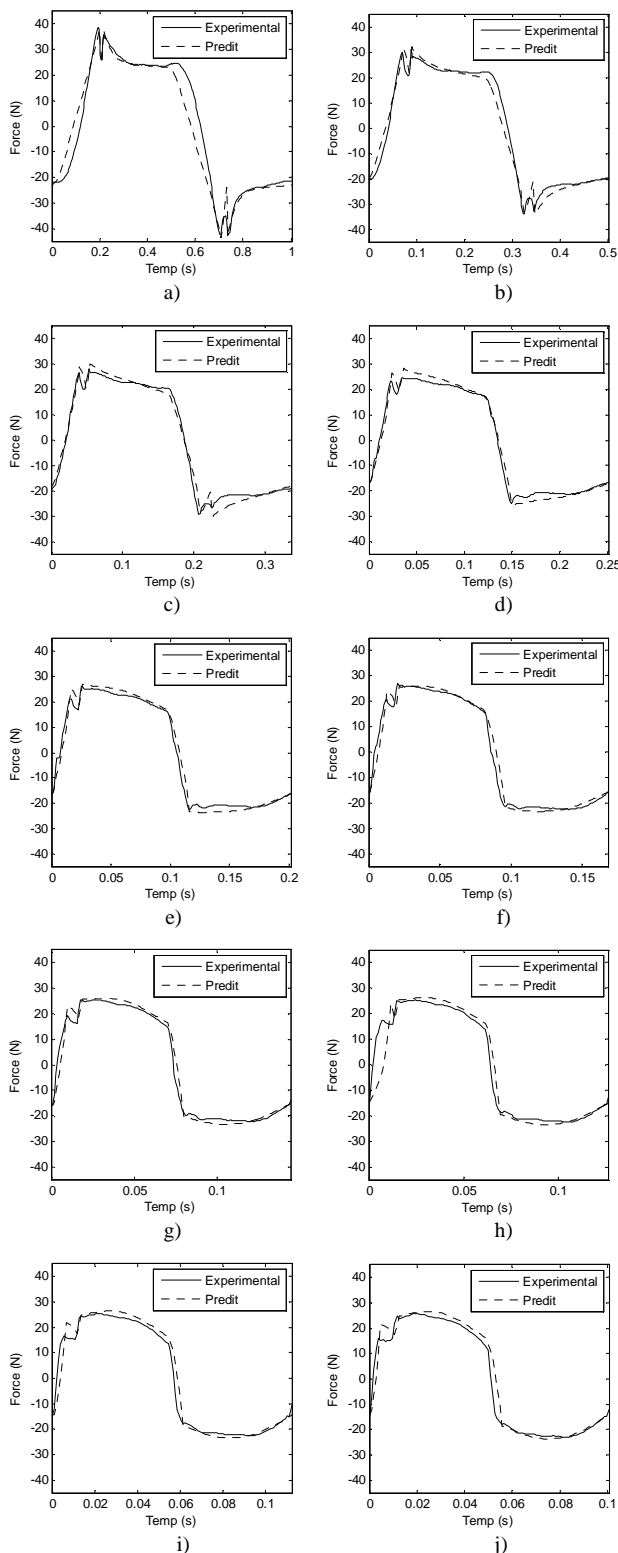


Figure 6 : L'ajustement du modèle en fonction de la force: a) 1 Hz, b) 2 Hz, c) 3 Hz, d) 4 Hz, e) 5 Hz, f) 6 Hz, g) 7 Hz, h) 8 Hz, i) 9 Hz et j) 10 Hz

Dans la figure 6 on observe que la force prédite par le modèle proposé est en accord avec la force enregistrée pour chacune des fréquences essayées. En plus, on peut apprécier que la variation des paramètres du modèle en fonction de la fréquence est capable de s'adapter à la variation du comportement de l'amortisseur pour les différentes fréquences. À basses fréquences il existe un pic de force qui indique l'initialisation du mouvement. À partir

du quel la force diminue rapidement jusqu'à ce que l'amortisseur est arrêté. Cependant, au fur et à mesure que la fréquence augmente, la composante visqueuse acquiert plus grande importance dans le modèle. Cette croissance de fréquence entraîne aussi, des plus grandes inerties et par conséquent, la diminution du pic. Le signal donc, prend chaque fois une forme plus sinusoïdale. Dans le cas des fréquences plus grandes que celles étudiées dans ce travail, la caractérisation complète de la friction d'un amortisseur n'est plus possible, puisque les effets de viscosité et d'inertie empêchent la manifestation de la friction statique.

### Conclusions

Dans ce travail on expose un modèle qui prédit avec précision le comportement de l'amortisseur à basses fréquences (1-10Hz). L'intervalle de fréquence choisi, c'est le seul qui permet de travailler avec l'amortisseur tant dans le régime dynamique comme dans le régime statique. Bien qu'il existe dans la bibliographie beaucoup des modèles qui prédisent correctement le comportement des amortisseurs à friction pour des hautes fréquences, il ne sont pas connu, par contre, des modèles qui prédisent assez correctement le comportement de l'amortisseur aux basses fréquences comme le modèle proposé dans ce travail.

### Reconnaisances

Ce travail a été subventionné par la bourse BFI06.111, le projet AMORFLU dans le programme INNOTEK, et le projet ACTIMAT dans le programme stratégique ETORTEK, accordés par le Gouvernement Basque.

### Références

- [1] Zubieta, M., Urreta, H., Elejabarrieta, M. J., Bou-Ali, M. M., *Characterization of the friction of a damper in open loop control*. 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21, 2007 (Envoyé)
- [2] Quinn, D.D., *A New Regularization of Coulomb Friction*. Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 126 pag 391-397, 2004
- [3] Koh, K.H., Filippi, S., Griffin, J.H., Akay, A. *Characterization of Turbine Blade Friction Dampers*. Proc of the ASME Turbo Expo. vol. 6, pag. 237-245, 2004.
- [4] Stanbridge, A. B., Sanliturk, K. Y., Ewing, D. J. *Measurement and Analysis of High-Temperature Friction Damper Properties*. [consulted the 28 of September 2006] <<http://citeseer.ist.psu.edu/528204.html>>
- [5] Alcone, J.M., Lohnes, K. A., Jeter, J. W. *Low force actuator for suspension control* U.S. Patent 6032770, 2000
- [6] Urreta, H., Murillo, N., Bou-Ali, M.M. *Overview of the ferrofluids synthesis for mechanical applications*. 470 Euromech Colloquium - Recent Development in Magnetic Fluid Research -, Dresden Alemania, 2006.
- [7] Arriaga M., Zubieta M., Urreta H., Bou-Ali M.M., *Étude expérimental du comportement rhéologique des fluides magnétiques MR et FF*. Le 8<sup>ème</sup> Congrès de Mécanique –El Jadida- Maroc, 2007. (Envoyé)
- [8] Spencer, B.F., Dyke, S.J., Sain, M.K., Carlson, J.D. *Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper*. ASCE Journal of Engineering Mechanics, 1996.