

ACTIVE ATTENUATION OF VIBRATIONAL INTERFERENCE — METHODOLOGY AND EXPERIMENTAL EVALUATION

Atténuation active des interférences vibrationnelles — Méthodologie et évaluation expérimentale

Tudor-Bogdan Airimitoiaie¹ et Ioan Doré Landau²

¹ IMS-lab, Université de Bordeaux, F-33405 Talence CEDEX, e-mail : tudor-bogdan.airimitoiaie@u-bordeaux.fr

² GIPSA-lab, Université de Grenoble, F-38400 Saint-Martin-d'Hères CEDEX, e-mail :
ioan-dore.landau@gipsa-lab.grenoble-inp.fr

Abstract

Vibrational interference appear when two tonal disturbances have close frequencies and generate very low frequency oscillations. They are difficult to attenuate using passive methods and can have very harmful effects on certain structures. In this work, active robust and adaptive control solutions are proposed for this phenomena in order to significantly attenuate these oscillations in the context of disturbances with time-varying frequencies. The controller design methodologies are based on discrete time models of the system identified from input-output data using parametric methods. The robust controller is obtained using sensitivity functions shaping for a known domain of variation of the disturbances frequencies. The performances depend on the compromise between the variation domain and the level of attenuation in order to respect the robustness constraints. To improve performances both in terms of attenuation and vibration frequencies variation domain, an algorithm for adaptation of controller parameters is added. The proposed techniques are evaluated experimentally on the test-bench available at Gipsa-lab.

Keywords : adaptive regulation ; robust control ; internal model principle ; vibrational interference ; experiments.

Résumé

Les interférences vibrationnelles apparaissent en présence de vibrations de fréquences proches et engendrent une résultante de très basse fréquence difficile à atténuer par des moyens passifs et par ailleurs très dangereuse pour certaines structures. On propose des solutions robustes et adaptatives de contrôle actif pour ce phénomène afin d'obtenir une atténuation significative du phénomène avec la prise en compte des variations des fréquences de vibration. La méthodologie de calcul du contrôleur utilise un modèle échantillonné du système de compensation obtenu par des techniques d'identification paramétrique à partir de données entrée/sortie. Le contrôleur robuste est calculé sur la base de ce modèle en utilisant une technique de calibrage fréquentiel de la fonction de sensibilité pour un domaine connu de variation des fréquences des vibrations. Les performances du système dépendent du compromis domaine de variation/atténuation afin de respecter les contraintes de robustesse. Pour améliorer les performances tant en termes d'atténuation et de domaine de variation des fréquences des vibrations, un algorithme d'adaptation des paramètres du régulateur est rajouté. Les techniques proposées sont évaluées expérimentalement sur le banc d'essais du laboratoire GIPSA.

Mots clés : régulation adaptative ; commande robuste ; principe du modèle interne ; interférences vibrationnelles ; expérimentations.

1 Introduction

Un problème pertinent qui se pose dans la pratique est l'atténuation active des interférences vibrationnelles. L'interférence vibrationnelle apparaît quand les fréquences de deux vibrations sont très proches. Ce phénomène engendre une vibration supplémentaire de très basse fréquence qui doit être atténuée car elle peut endommager la structure. Ce phénomène est considéré dans [6]. Une image typique du phénomène est présentée dans la figure 1.

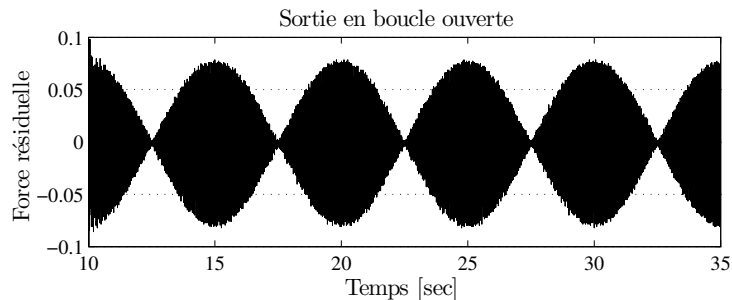


Figure 1. Interférence vibrationnelle de deux perturbations sinusoïdales.

Dans le problème considéré dans cette communication, les perturbations sont localisées dans deux bandes de fréquences relativement étroites et l'atténuation significative des perturbations dans ces zones permettra de supprimer pratiquement le battement. Dans ce contexte il est possible d'utiliser un régulateur linéaire capable de profiler la fonction de sensibilité de sortie en introduisant une atténuation significative dans ces zones de fréquences mais sans provoquer une amplification intempestive à d'autres fréquences. Le problème de l'atténuation simultanée dans deux zones de fréquences a été aussi considéré dans [2] pour le contexte du contrôle actif de bruit et le calibrage de la fonction de sensibilité a été effectué en utilisant une technique d'optimisation convexe proposée dans [5]. L'utilisation de l'approche \mathcal{H}_∞ est possible mais elle demande un grand effort a priori pour définir les fonctions de pondération fréquentielles appropriées. Dans cet article on montre qu'une procédure élémentaire pour calibrer le module de la fonction de sensibilité de sortie peut être utilisée en faisant appel à des filtres stop bande comme outils de calibrage. La référence pour cette approche est [3].

Pour améliorer les performances du régulateur linéaire, un algorithme adaptatif pour le rejet des perturbations tonales [4] va être ajouté. Ceci va permettre d'une part d'améliorer les performances du régulateur linéaire robuste et d'autre part d'élargir la zone de fréquences pour laquelle les performances peuvent être garanties. Cet algorithme a été déjà utilisé dans différents contextes applicatifs (incluant le benchmark mentionné plus haut) mais c'est la première fois qu'il est utilisé dans le contexte de l'interférence vibrationnelle (atténuation de vibrations tonales multiples ayant des fréquences très proches).

2 Le Banc d'Essai

Le système de contrôle actif de vibration utilisé pour les expérimentations est représenté dans la figure 2¹. Il est constitué d'un pot vibrant (fixé au sol), un amortisseur passif, un actionneur inertiel, une structure mécanique et un capteur de mesure de la force résiduelle. L'objectif est de minimiser la force résiduelle au niveau du châssis en présence des vibrations engendrées par le pot vibrant. Deux ordinateurs sont utilisés pour la commande du système : un ordinateur de développement sous Microsoft Windows et un ordinateur cible fonctionnant avec l'environnement Matlab Real Time xPC Target. Pour plus de détails voir le site du benchmark.²

La structure mécanique transmet les vibrations produites par le pot vibrant à la partie supérieure du banc et à travers l'amortisseur passif elles agissent sur le châssis. L'actionneur inertiel est fixé sur le châssis. Le régulateur, à travers un amplificateur de puissance, engendre un

1. Le même système a été utilisé pour un benchmark international portant sur le rejet adaptatif de vibrations tonales multiples.

2. Plus de détails sont disponibles sur http://www.gipsa-lab.grenoble-inp.fr/~ioandore.landau/benchmark_adaptive_regulation/.

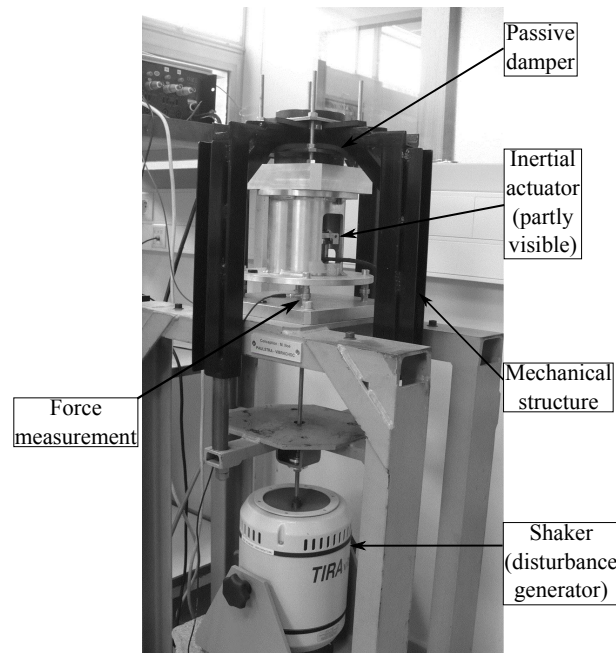


Figure 2. Le banc d'essai (photo).

courant qui est transformé par l'actionneur inertiel en une force appliquée au châssis. Le signal de commande $u(t)$ correspond à la position de l'aimant à l'intérieur de l'actionneur inertiel. La sortie du système $y(t)$ correspond à la force résiduelle au niveau du châssis. La perturbation engendrée par le pot vibrant se transmet à travers la voie primaire dont la sortie est notée $p(t)$. La fonction de transfert entre $u(t)$ et $y(t)$ est appelée voie secondaire. Le système a un comportement double dérivateur (entrée : position, sortie : force).

L'objectif est de minimiser l'effet des vibrations sur le châssis. Les paramètres physiques du système sont inconnus et une identification type "boîte noire" d'un modèle échantillonné a été effectuée, avec une fréquence d'échantillonnage $F_s = 800$ Hz.

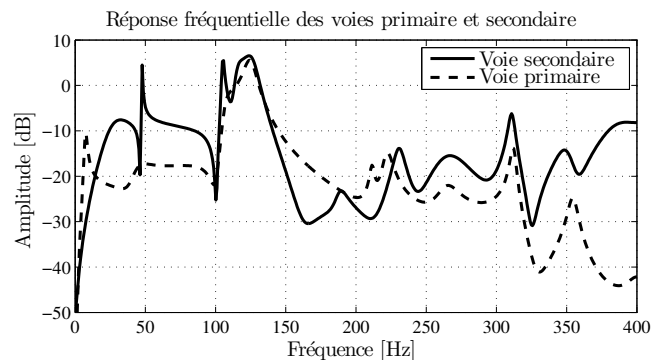


Figure 3. Modèles identifiés de la voie primaire et de la voie secondaire.

La figure 3 présente les caractéristiques fréquentielles (module) des modèles identifiés des voies primaire et secondaire. On observe un nombre important de résonances (pôles complexes peu amortis) et d'anti-résonances (zéros complexes peu amortis). Les détails de l'identification du modèle de la voie secondaire utilisé pour les calculs peuvent être trouvée sur le site http://www.gipsa-lab.grenoble-inp.fr/~ioandore.landau/benchmark_adaptive_regulation/files/Simulator_2.zip. Les ordres du modèle sont $n_A = 22$, $n_B = 25$, et $d = 0$.

3 Calcul d'un Régulateur Robuste

Dans cette communication, une commande robuste par contre-réaction est obtenue en utilisant la technique du calibrage des fonctions de sensibilités. Des filtres stop bande sont utilisés pour permettre d'introduire les atténuations souhaitées et réduire l'effet de "matelas à eau" imposé par la contrainte de l'intégrale de Bode sur la fonction de sensibilité de la sortie.

Les spécifications pour la régulation linéaire sont les suivantes :

- Atténuation de maximum 4 vibrations tonales.
- Les fréquences des vibrations ne sont pas connues exactement, mais elles varient de ± 2.5 Hz autour de 60 Hz et de 80 Hz.
- Le régulateur doit introduire une atténuation d'au moins 14 dB dans ces zones de fréquences.
- Le maximum du module de la fonction de sensibilité de sortie (amplification maximale) ne doit pas dépasser 8 dB.
- L'effet des perturbations sur la commande doit être atténué au dessus de 100 Hz pour améliorer la robustesse vis à vis des dynamiques non-modélisées ($S_{up}(e^{-j\omega}) < -20$ dB, $\forall \omega \in [100 \text{ Hz}, 400 \text{ Hz}]$)
- Le gain du régulateur doit être nul à la fréquence 0 (présence d'un double dérivateur dans le système) et à $0.5F_s$ où le gain de la voie secondaire est faible.

Les étapes du calcul du régulateur sont :

1. Inclusion de tous les pôles (stables) du modèle de la voie secondaire dans le polynôme caractéristique de la boucle fermée.
2. Ouverture de la boucle à 0 Hz et à 400 Hz en choisissant

$$H_R = (1 + q^{-1}) \cdot (1 - q^{-1})$$

3. Un filtre BSF a été utilisé pour le calibrage de S_{up} au dessus de 100 Hz (voir Tableau 1 pour les détails).
4. Pour améliorer la robustesse, 2 paires de pôles complexes ont été introduits à 55 Hz et à 95 Hz avec un amortissement de 0.1.

Table 1. Filtrage stop bande pour le calibrage des fonctions de sensibilité.

	Fréquence [Hz]	Amplification [dB]	Amortissement
S_{yp}	57.5	-17	0.1
	59.8	-25	0.5
	62	-15	0.1
	77.5	-13	0.05
	79.8	-20	0.2
	82	-12	0.05
S_{up}	155	-16	0.5

Les figures 4 et 5 montrent que le régulateur ainsi calculé satisfait les spécifications.

4 Régulation adaptative

Une boucle de régulation adaptative directe peut être superposée au régulateur linéaire pour améliorer les performances. La paramétrisation de Youla-Kučera (YK) ([1]) est utilisée pour mettre en œuvre une structure hiérarchisée.

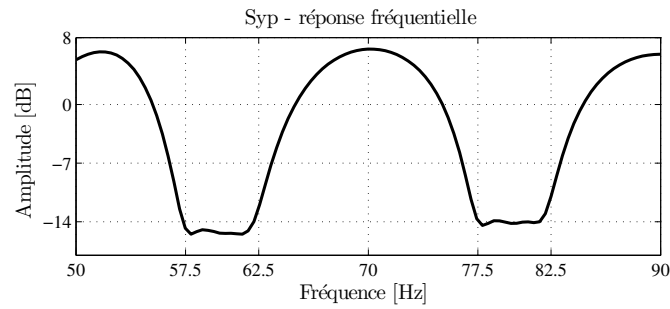


Figure 4. Module de la fonction de sensibilité de sortie entre 50 Hz et 90 Hz.

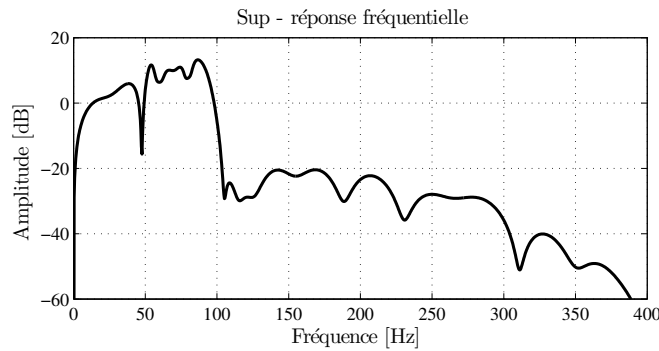


Figure 5. Le module de la fonction de sensibilité d'entrée.

Un filtre Q de type FIR (à réponse impulsionnelle finie) est introduit conformément au schéma donné figure 6.

$$Q(z^{-1}) = q_0 + q_1 z^{-1} + \dots + q_{n_Q} z^{-n_Q}. \quad (\text{eq. 1})$$

En présence du filtre Q , les équations du régulateur deviennent :

$$R = R_0 + A Q H_{S_0} H_{R_0}, \quad (\text{eq. 2})$$

$$S = S_0 - z^{-d} B Q H_{S_0} H_{R_0}. \quad (\text{eq. 3})$$

Le régulateur central doit assurer les conditions de stabilité et de robustesse.

5 Résultats expérimentaux

Le phénomène d'interférence vibrationnelle montré dans la figure 1 est produit par 2 paires de vibrations tonales de fréquences voisines. La première paire agit autour de 60 Hz (à 59.9 and

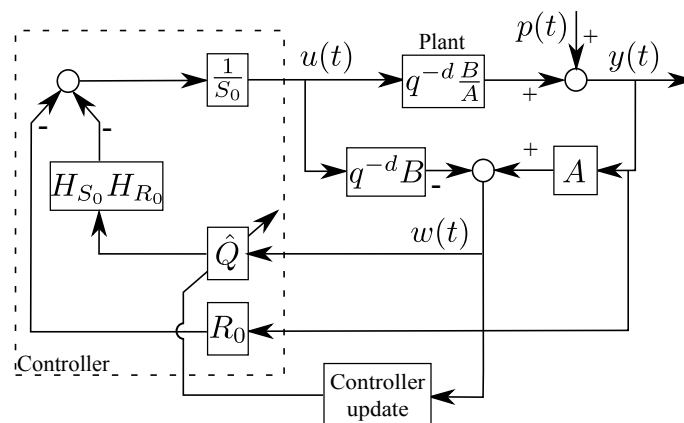


Figure 6. Régulation adaptative directe utilisant la paramétrisation Youla-Kučera pour le rejet de perturbations tonales inconnues.

60.1 Hz) et la seconde paire agit autour de 80 Hz (à 79.9 and 80.1 Hz).

Toutes les expérimentations démarrent à $t = 10$ sec. Le système opère en boucle ouverte de $t=10$ sec. à $t=15$ sec. Finalement 5 secondes avant la fin des expérimentations le système revient en fonctionnement "boucle ouverte" et les perturbations sont supprimées. Une procédure de commutation sans "à coups" est mise en œuvre pour éviter des transitoires dus à la commutation boucle ouverte/boucle fermée [3, Chapitre 8]. Pour les expérimentations, le régulateur robuste calculé dans la Section 3 et le régulateur adaptatif vont être utilisés. Pour le régulateur adaptatif l'algorithme d'adaptation paramétrique (AAP) a été utilisé avec un gain d'adaptation initial $F(0) = \alpha \cdot I$, avec $\alpha = 0.2$ où I est la matrice unité (trace initiale : 0.8) et avec un profil de gain décroissant suivi d'une adaptation avec trace de gain d'adaptation constante (valeur : 0.2). Des essais avec des polynômes Q ayant 4 et respectivement 8 paramètres ont été effectués. L'augmentation du nombre de paramètres ajustables de 4 à 8 n'a pas conduit à une amélioration supplémentaire des performances.

Des résultats temporels sont donnés dans la figure 7. L'atténuation globale introduite est de 27.50 dB pour le régulateur robuste et de 45.59 dB pour le régulateur adaptatif.

Les densités spectrales de puissance (DSP) en boucle ouverte et avec les deux types de régulateurs sont données dans la figure 8. Le régulateur robuste introduit l'atténuation demandée (14 dB) mais le régulateur adaptatif assure une meilleure atténuation sans pour autant amplifier plus que le régulateur linéaire à d'autres fréquences.

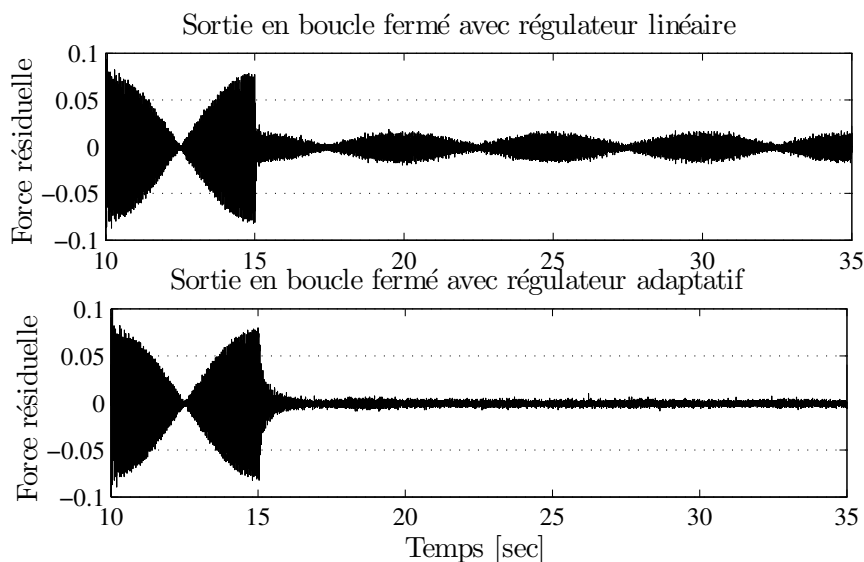


Figure 7. La force résiduelle avec le régulateur linéaire robuste (courbe du haut) et avec le régulateur adaptatif (courbe du bas). La boucle est fermée à $t=15$ sec.

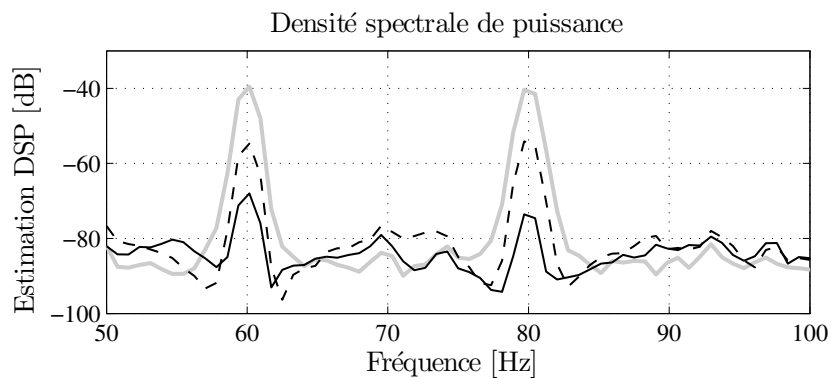


Figure 8. DSP pour la boucle ouverte (gris), avec le régulateur linéaire robuste (pointillé) et avec le régulateur adaptatif (trait plein noir) dans la zone 50 à 100 Hz).

References

- [1] B.D.O. Anderson. From Youla-Kucera to identification, adaptive and nonlinear control. Automatica, 34 :1485–1506, 1998.
- [2] Jean Claude Carmona and Victor M. Alvarado. Active noise control of a duct using robust control theory. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 8(6) :930–938, 2000.
- [3] I.D. Landau. Commande des systèmes - Conception, Identification et Mise en oeuvre. Hermes Science, 2002.
- [4] Ioan Dore Landau, Aurelian Constantinescu, and Daniel Rey. Adaptive narrow band disturbance rejection applied to an active suspension - an internal model principle approach. Automatica, 41(4) :563–574, 2005.
- [5] Jochen Langer and Ioan Doré Landau. Combined pole placement/sensitivity function shaping method using convex optimization criteria. Automatica, 35(6) :1111–1120, 1999.
- [6] Shengquan Li, Juan Li, and Yueping Mo. Piezoelectric Multimode Vibration Control for Stiffened Plate Using ADRC-Based Acceleration Compensation. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 61(12) :6892–6902, 2014.