

Identification et Contrôle Actif des Structures

PROJET 1 : CONTRÔLE D'UNE STRUCTURE MÉCANIQUE DISCRÈTE

Table des matières

1	Introduction	1
2	Modélisation	2
3	Structure contrôlée activement par contrôle physique	3
3.1	Étude de structure et choix du contrôleur	3
3.2	Contrôleur LQ	5
4	Structure contrôlée activement par contrôleur modal	8
4.1	Étude Modale	8
4.2	Contrôleur Modal LQ	9
5	Structure contrôlée activement par contrôleur modal alimenté par observateur modal	11
5.1	L'utilité de l'observateur	11
5.2	Principe de l'estimation d'état :	11
5.3	Contrôle LQG	11
5.4	Conclusion de la partie observateur	13
6	Conclusion	14
7	Annexes	15



FIGURE 1: Contrôle actif de structure : Test de vibrations d'un satellite

1 Introduction

Ce projet met en application les connaissances acquises dans le cours MSICA de 4-GM. L'objectif de ce projet est de modéliser, contrôler et observer l'évolution d'un système masse ressort. La particularité de ce système, et donc l'intérêt principal du sujet est l'absence de liaison avec le bâti. Sans solide de référence, il faut prendre en considération un mode de corps rigide, ainsi que le phénomène d'action-réaction qui apparaît notamment lors d'une sollicitation via un actionneur. Cet actionneur sera sélectionné afin de correspondre au système au point de vue des masses et raideurs en présence.

Ce compte rendu se subdivise, après la modélisation physique du système, en trois contrôles distincts : un contrôle physique, via représentation d'état, un contrôle modal simple et enfin un contrôle modal via un observateur. Ces différents contrôles mettront en avant différents coefficients de pondération. Nous justifierons tout au long de l'étude ces coefficients de contrôle afin d'obtenir des performances adéquates. Ce sujet étant relativement libre vis à vis du cahier des charges souhaités, nous sélectionnerons au fur et à mesure divers critères intéressants de performances.

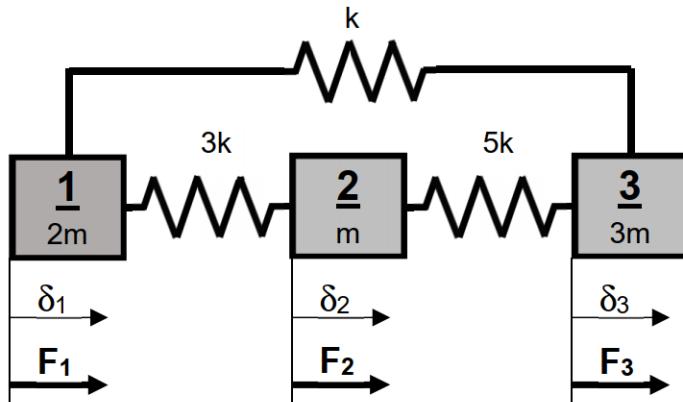


FIGURE 2: Structure à contrôler

2 Modélisation

Dans un premier temps, il est nécessaire de mettre en équation ce système. L'énergie totale de système, cinétique et potentiel est donnée par :

$$T = \frac{1}{2}2m\dot{\delta}_1^2 + \frac{1}{2}m\dot{\delta}_2^2 + \frac{1}{2}3m\dot{\delta}_3^2$$

$$V = \frac{1}{2}3k(\delta_2 - \delta_1)^2 + \frac{1}{2}5k(\delta_3 - \delta_2)^2 + \frac{1}{2}k(\delta_3 - \delta_1)^2$$

Le théorème de Lagrange nous donne :

Sur le déplacement δ_1 :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_1}\right) - \frac{\partial T}{\partial \delta_1} = -\frac{\partial V}{\partial \delta_1} + F_1$$

$$2m\ddot{\delta}_1 = 3k(\delta_2 - \delta_1) + k(\delta_3 - \delta_1) + F_1$$

Sur le déplacement δ_2 :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_2}\right) - \frac{\partial T}{\partial \delta_2} = -\frac{\partial V}{\partial \delta_2} + F_2$$

$$m\ddot{\delta}_2 = 3k(\delta_2 - \delta_1) + 5k(\delta_3 - \delta_2) + F_2$$

Sur le déplacement δ_3 :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_3}\right) - \frac{\partial T}{\partial \delta_3} = -\frac{\partial V}{\partial \delta_3} + F_3$$

$$3m\ddot{\delta}_3 = -5k(\delta_3 - \delta_2) - k(\delta_3 - \delta_1) + F_3$$

L'équation de représentation d'état matricielle est ainsi donnée par :

$$\boxed{M \begin{pmatrix} \ddot{\delta}_1 \\ \ddot{\delta}_2 \\ \ddot{\delta}_3 \end{pmatrix} + K \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{pmatrix} = F} \quad (1)$$

avec :

$$M = \begin{bmatrix} 2m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 3m \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} 4k & -3k & -k \\ -3k & 8k & -5k \\ -k & -5k & 6k \end{bmatrix} \quad F = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix}$$

3 Structure contrôlée activement par contrôle physique

3.1 Étude de structure et choix du contrôleur

Dans ce système, un mode de corps rigide apparaît du fait qu'il n'y a pas de liaison entre le système et un solide de référence. Un actionneur ne peut donc être placé uniquement qu'entre deux masses. Cet actionneur produit une force qui répondra au principe d'actions réciproques : une action $F_{A/B}$ sur la masse A induira une réaction $-F_{A/B}$ sur la masse B. Ainsi ces forces ne produiront pas un déplacement du système global, sinon un déplacement global dû au différentiel des inerties en présence.

Nous pouvons réfléchir, dans un premier temps, à une position optimale empirique de cet actionneur, qui selon nous doit agir là où les déplacements auraient les plus grandes amplitudes : à l'endroit où les différences d'inertie sont les plus grandes et les raideurs sont les plus faibles. Notons :

- entre S_1 et S_2 : différence de masse de 1kg pour une raideur de 3000N/m
- entre S_2 et S_3 : différence de masse de 2kg pour une raideur de 5000N/m
- entre S_1 et S_3 : différence de masse de 1kg pour une raideur équivalent de 2900N/m

Il semblerait donc que l'actionneur devrait se placer entre S_2 et S_3 . Cette première réflexion ne prend pas en compte les masse et raideur de l'actionneur en lui même : cette position optimale sera en effet modifiée dans la suite de ce rapport.

L'instrumentation choisie pour le contrôle de ce système est donnée par :

- trois capteurs de déplacement (de masses négligeables)
- un actionneur pot vibrant Mini-Shaker Type 4810, de raideur 2000N/m et de masse totale 1.1kg (masse mobile 0.02kg, masse du coffre 1.08kg). Notons que pour équilibrer les masses, nous positionnerons le coffre sur la plus faible des masses en présence.

Les masses et raideur de l'actionneur n'étant pas négligeables devant celles du système, il convient de les prendre en considération dans les matrices de masse et de raideur. Considérons par exemple l'actionneur entre S_2 et S_3 , en notant m_a , k_a et m_c successivement la masse mobile, la raideur et la masse du coffre de l'actionneur. Il vient :

$$M = \begin{bmatrix} 2m & 0 & 0 \\ 0 & m + m_c & 0 \\ 0 & 0 & 3m + m_a \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} 4k & -3k & -k \\ -3k & 8k + k_a & -(5k + k_a) \\ -k & -(5k + k_a) & 6k + k_a \end{bmatrix}$$

Le système d'état $\dot{x} = Ax + Bu$ avec une perturbation telle que $F = \begin{pmatrix} F_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ s'écrit alors :

$$\begin{pmatrix} \dot{\delta}_n \\ \ddot{\delta}_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} O_{3 \times 3} & I_{d_{3 \times 3}} \\ -M^{-1}K & O_{3 \times 3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_n \\ \dot{\delta}_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} O_{3 \times 3} \\ -M^{-1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Nous mettons en place sous Simulink le système perturbé par une force F_1 de 100N pendant 0.001s sur le solide S_1 suivant :

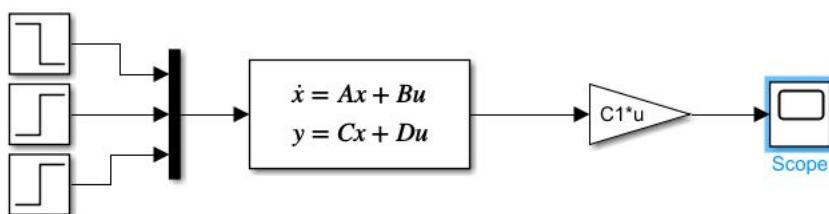


FIGURE 3: Schéma bloc

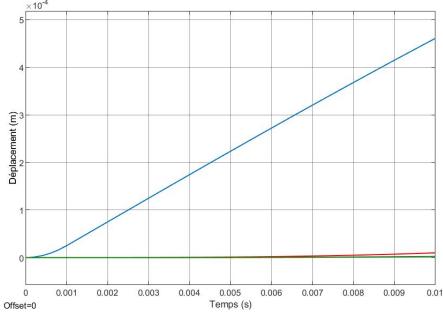


FIGURE 4: Déplacement non contrôlé sur 10 ms

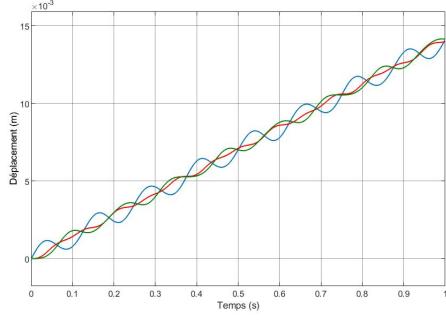


FIGURE 5: Déplacement non contrôlé sur 1s

Nous observons bien l'excitation de la première masse, (pour des matrices de masse et de raideur correspondant à un actionneur placé entre S2 et S3). La position δ_1 diverge (ce qui est normal car nous ne contrôlons pas le système) et les solides se déplacent suivant un mode de corps rigide qui se traduit par une droite constante des déplacements.

Il est à présent temps de choisir analytiquement la position optimale de notre actionneur. En modifiant les matrices de masse et de raideur pour chaque position d'actionneur, nous calculons le degré de contrôlabilité par la norme de contrôlabilité défini par :

$$C_q = [\det(B_q B_q^t)]^{\frac{1}{2n_q}} \quad (3)$$

- Contrôleur entre S_1 et S_2 : $[c_1, c_2, c_3] = [0.092, 0.4411, 0.8791]$.
- Contrôleur entre S_2 et S_3 : $[c_1, c_2, c_3] = [4.44e^{-16}, 0.2171, 0.8745]$.
- Contrôleur entre S_1 et S_3 : $[c_1, c_2, c_3] = [1.11e^{-16}, 0.8012, 0.1180]$.

Notons que pour les trois positions, le premier mode présente un coefficient faible et incontrôlable : il représente le mode de corps rigide. Ainsi, il apparaît que la position optimale de l'actionneur soit entre S_1 et S_2 , position pour laquelle les coefficients c_2 et c_3 se rapprochent le plus simultanément de 1.

Nous observons alors la simulation de la structure non contrôlée lorsque l'actionneur génère la même impulsion. Les déplacements semblent ici amortis pendant un temps, avant de diverger fortement (ce qui, encore une fois, est logique sans contrôle). Il nous semble cependant que la présence seule de l'actionneur générant l'impulsion induit une divergence des déplacements moins brutale.

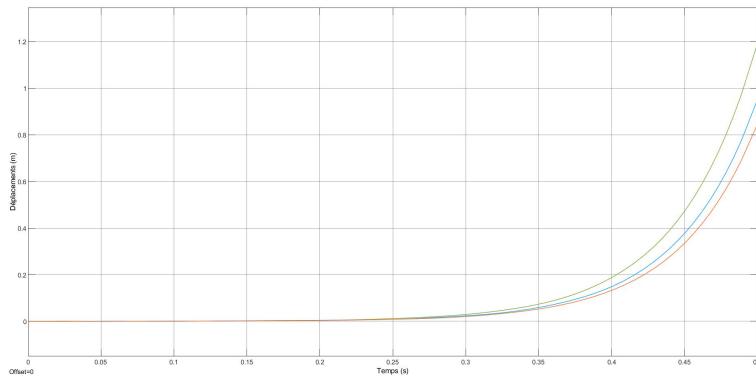


FIGURE 6: Déplacements des masses sous sollicitation de l'actionneur

3.2 Contrôleur LQ

Nous mettons désormais en oeuvre le contrôleur LQ afin d'optimiser le système. L'objectif principal est d'assurer un commande inférieur à 10N, tout en minimisant le temps de réponse (nous visons un temps de réponse à 5% de 0.5s).

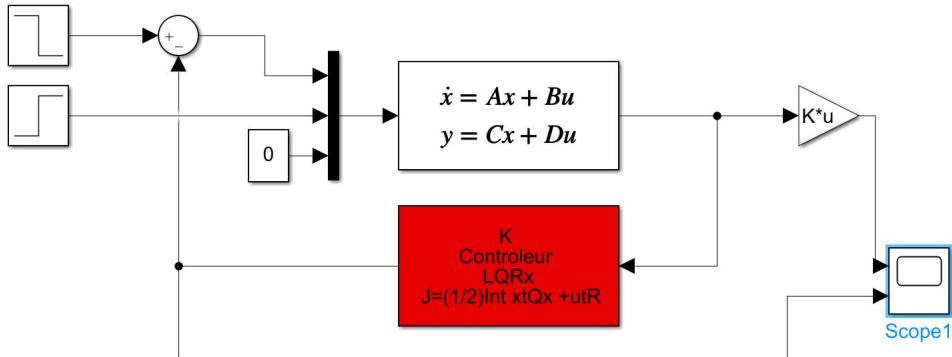


FIGURE 7: Schéma Bloc - Contrôleur LQ

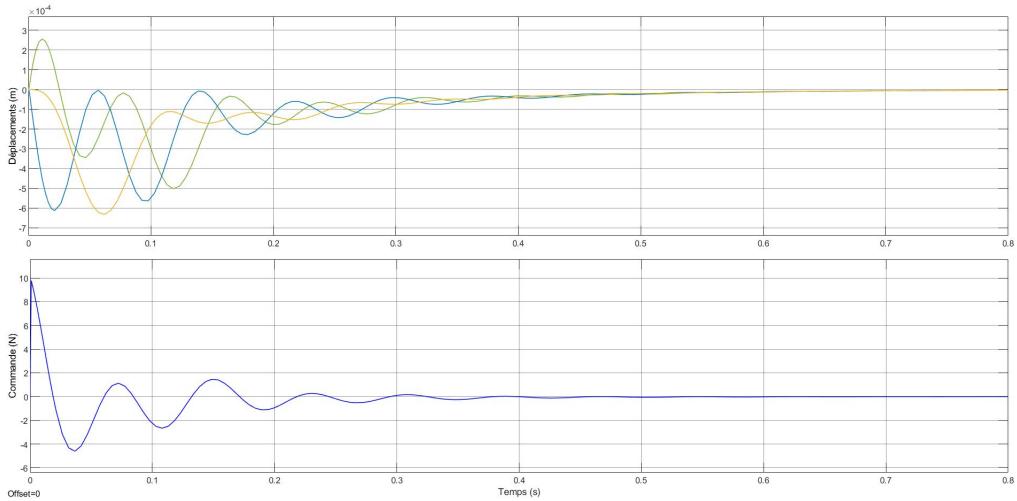


FIGURE 8: Déplacements et commande - Perturbation impulsion

Le réglage du contrôleur LQ est donné par la matrice $Q1 = 1e4 * \text{diag}([3,3,3,3,3,3])$. Nous observons bien une commande en dessous de la limite de 10N pour des réponses en déplacements proche de zéro à 0.5s, ce qui semble un temps de réponse confortable. Notons que ce contrôle pourrait toujours être amélioré ou modifié selon les critères de performances souhaités.

Pour une perturbation impulsion de 10N non colocalisée à l'actionneur :

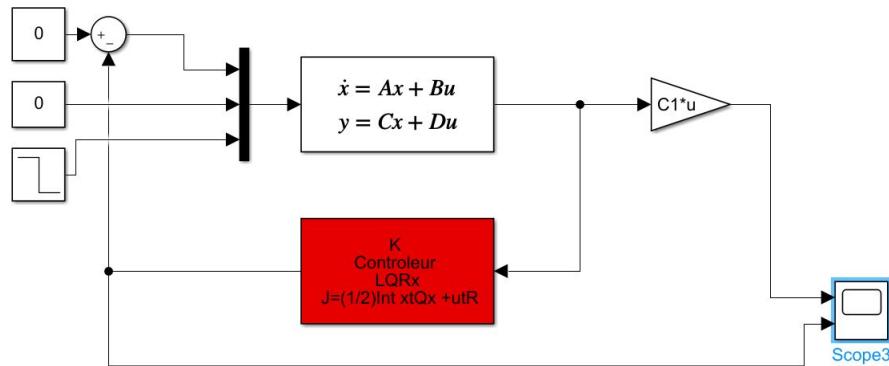


FIGURE 9: Schéma Bloc - Contrôleur LQ

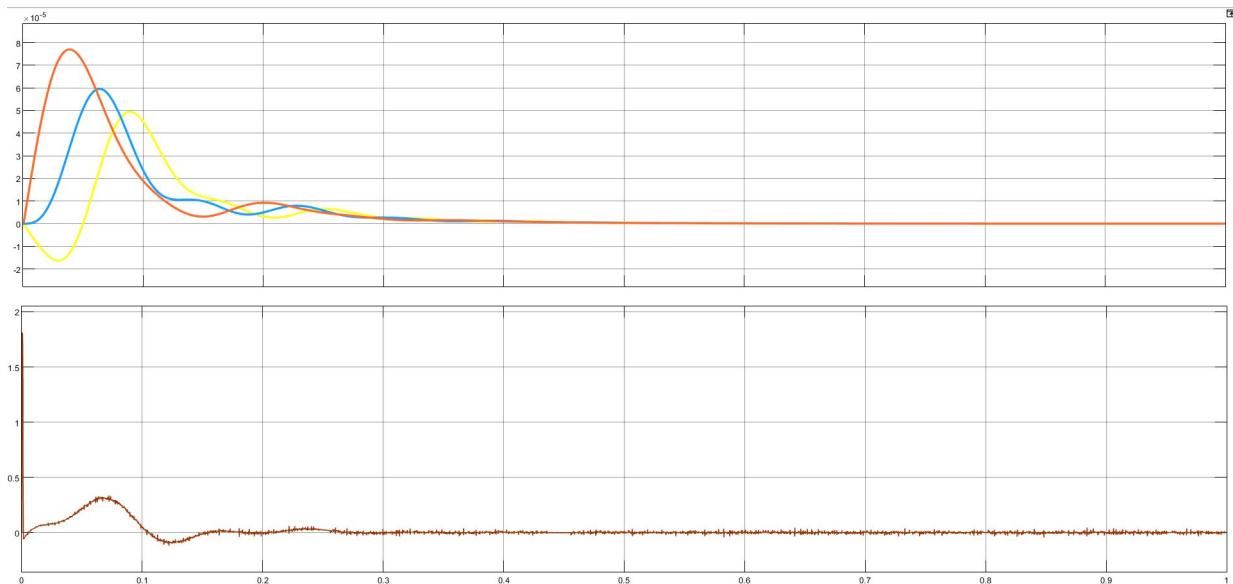


FIGURE 10: Déplacements et commande - Perturbation impulsion

Le réglage du contrôleur LQ est donné par la matrice $Q2 = 1e9 * \text{diag}([1e2, 1e2, 1e2, 1, 1, 1])$. Nous observons bien une commande en dessous de la limite de 10N pour des réponses en déplacements proche de zéro à 0.3s, ce qui semble un bon temps de réponse. Notons encore une fois que ce contrôle pourrait toujours être amélioré ou modifié selon les critères de performances souhaités.

Nous cherchons maintenant à contrôler la structure soumise à une sollicitation échelon F1 de 10N, en faisant en sorte que la commande ne dépasse pas la valeur de la sollicitation. Nous effectuons ainsi plusieurs modification sur la matrice Q telles que :

- Modification du terme d'amortissement : diminuer les oscillations et le temps de réponse
- Modification du terme de raideur : diminuer l'amplitude de déplacement et l'erreur statique
- Modification du terme précision : annuler finalement l'erreur statique entre consigne et réponse (surtout sur le déplacement de la première masse selon nos observations)

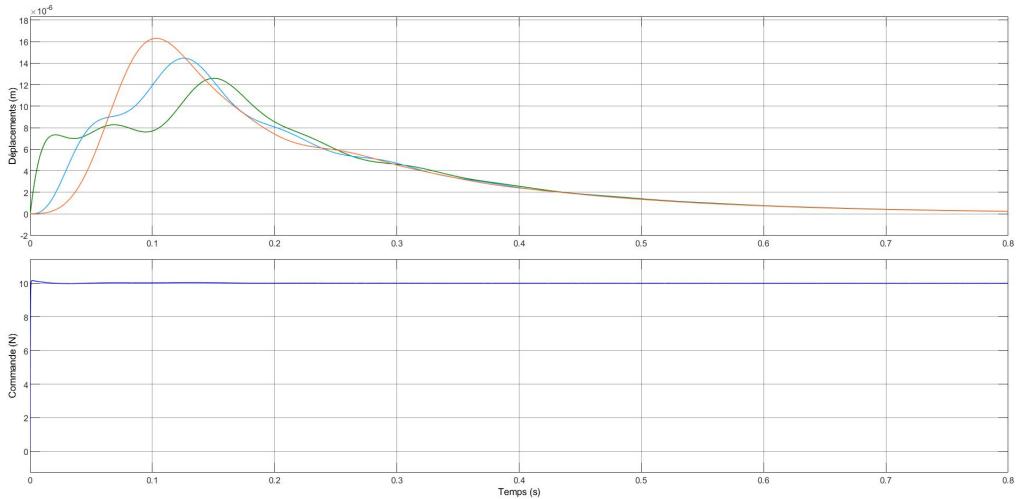


FIGURE 11: Déplacements et commande - Sollicitation échelon

Nous obtenons finalement la matrice de pondération $Q_3 = 1e8 * \text{diag}([1000, 1000, 1000, 1, 1, 1, 1e5])$. Ici, nous nous concentrons sur le critère de non dépassement de 10N de la consigne. Il semble que le facteur prépondérant ici est donc le facteur de précision.

4 Structure contrôlée activement par contrôleur modal

4.1 Étude Modale

Afin de faire une étude modale du système, il convient de réécrire l'équation matricielle précédente, par le changement de variable : $\delta = \phi q$. L'équation devient alors : $M\phi\ddot{q} + K\phi q = Fu$. Par multiplication à gauche de la relation par ϕ^T et en prenant la norme $\phi^T M \phi = I_d$, il vient $\ddot{q} = -\phi^T K \phi q + \phi^T F u$. Finalement, l'équation modale est telle que :

$$= -[\omega^2]q + \phi^T F u \quad (4)$$

Les fréquences et déformées flexibles s'obtiennent par $\det(K - \omega^2 M) = 0$. Nous obtenons ainsi :

- une fréquence modale f_1 de 2.954Hz pour une déformée $\phi_1 = [0.4540 \quad 0.3620 \quad 0.3219]^T$
- une fréquence modale f_2 de 7.783Hz pour une déformée $\phi_2 = [0.4539 \quad 0.0128 \quad -0.4410]^T$
- une fréquence modale f_3 de 13.0672Hz pour une déformée $\phi_3 = [-0.2879 \quad 0.5912 \quad -0.1876]^T$

Nous prenons en considération dans ce problème uniquement deux capteurs : il faut ainsi sélectionner (par exemple) les deux premières colonnes ϕ_1 et ϕ_2 pour construire la matrice $C_{mod} = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad 0_{3 \times 4}]$. En considérant un facteur classique d'amortissement modale nul, nous construisons alors les matrices d'état modales suivantes :

$$A_{mod} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{d_{3 \times 3}} \\ -[\omega^2] & -[2\xi\omega] \end{bmatrix} \quad B_{mod} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} \\ \phi^T \end{bmatrix}$$

Nous simulons donc la réponse du système non contrôlé à une impulsion de 100N durant 0.01s générée par l'actionneur, comme précédemment. Nous obtenons des valeurs similaires, les méthodes se valent dans ce cas. Il est bien évident que sans contrôle, le mode de corps rigide entraîne une divergence des déplacements des solides.

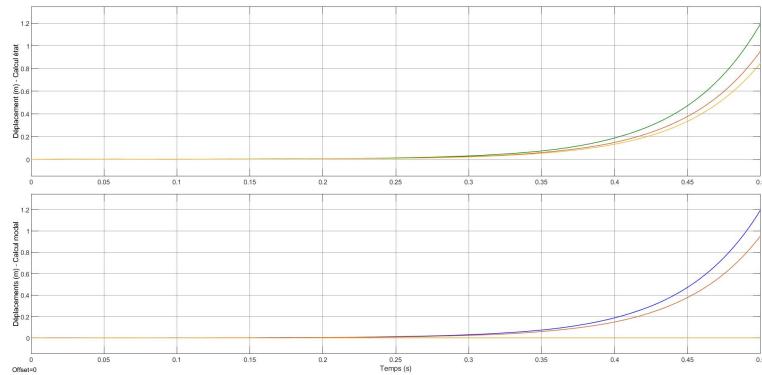


FIGURE 12: Déplacements non contrôlés sous impulsion de l'actionneur

4.2 Contrôleur Modal LQ

Nous mettons désormais en place le contrôleur modal LQ afin qu'il ne contrôle uniquement que les deux premiers modes flexibles et que la boucle de contrôle ne comporte que deux capteurs. Nous obtenons le schéma bloc ainsi que le contrôle modal suivants. Notons également que le contrôle a pour objectif premier que la commande ne dépasse pas les 10N des sollicitations de l'actionneur. Nous tenons également à diminuer autant que possible le temps de réponse du système ainsi que le premier dépassement de chaque déplacement (inférieur à 1mm)

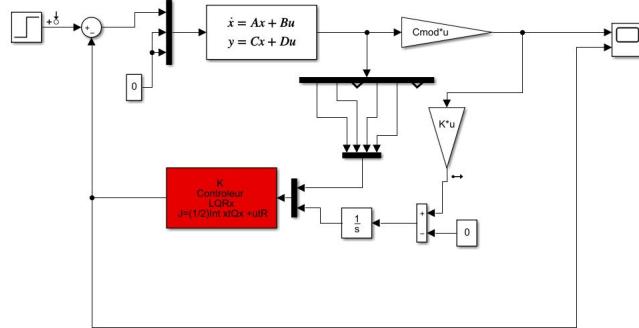


FIGURE 13: Schéma bloc : Contrôleur modal

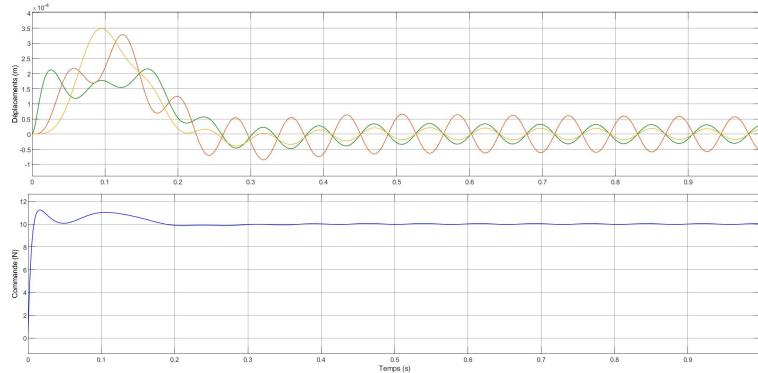


FIGURE 14: Déplacements et commande

Il est naturel de comparer ce contrôle avec le précédent (figure du haut : contrôle physique, figure du bas : contrôle modal) . En prenant les mêmes valeurs de coefficients de pondération d'énergies potentielles, cinétiques et de précision, nous obtenons les courbes suivantes. Il est clair que dans ce cas, le contrôle modal est visiblement plus performant que son prédecesseur en terme de premier dépassement et de temps de réponse. Cependant, il nous semble plus complexe pour le contrôleur modale d'annuler les oscillations de déplacements en régime permanent.

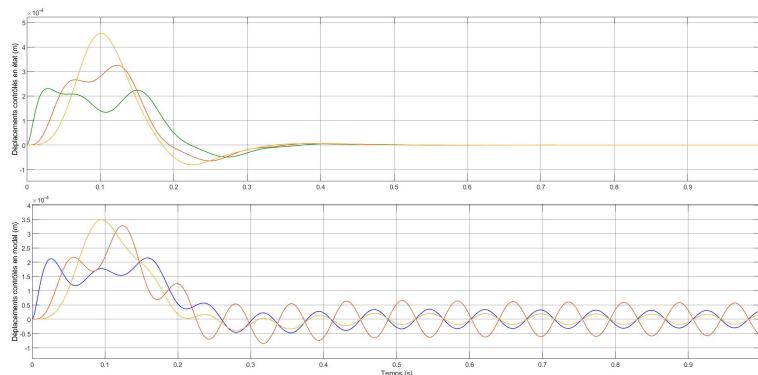


FIGURE 15: Comparaison des méthodes de contrôle

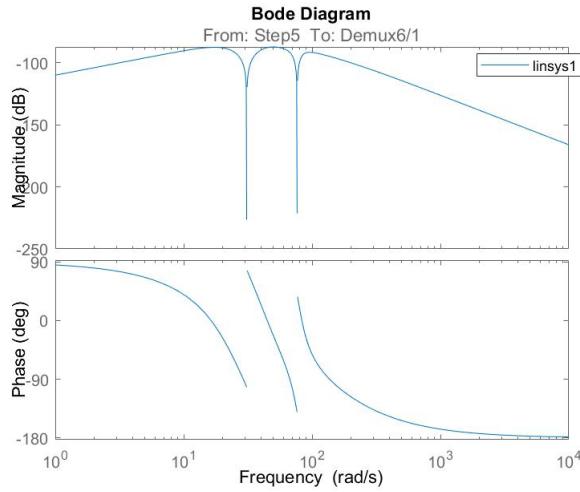


FIGURE 16: Diagramme de Bode - Contrôle physique

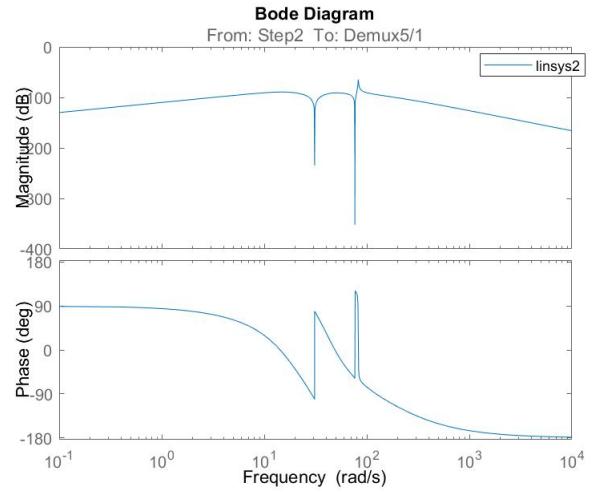


FIGURE 17: Diagramme de Bode - Contrôle modal

Notons dans un premier temps que le contrôleur modal ajoute une antirésonance à une fréquence légèrement supérieure à 100Hz. Les fréquences des résonances ne sont pas modifiées entre les deux types de contrôle.

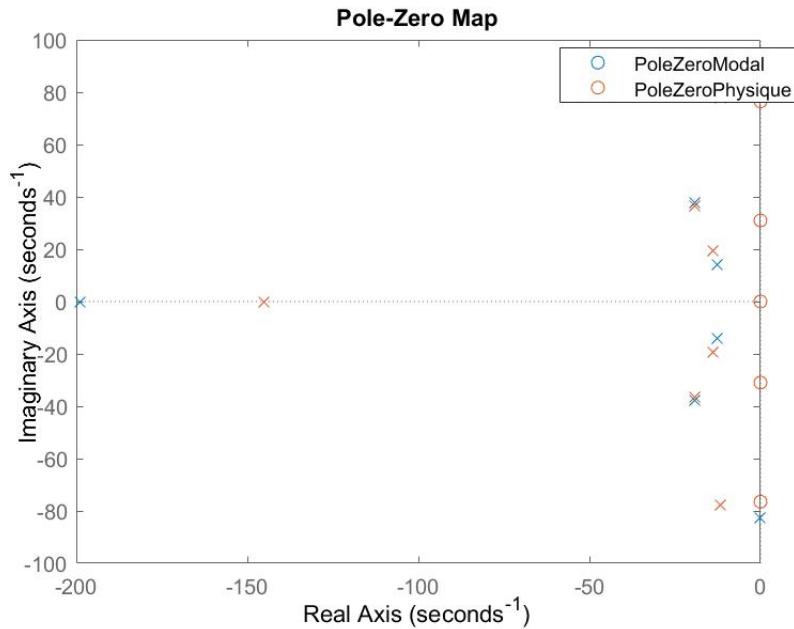


FIGURE 18: Carte pôle zéro

Cette carte des pôles est plus représentative des différences entre les contrôles modal et physiques. Les cinq zéros sur l'axe des imaginaires du contrôle physique sont supprimés par le contrôleur modal. De plus, entre les deux contrôles, seul un pôle est déplacé de manière significative (à la gauche du graphe, sur l'axe des réels) et s'éloigne de l'axe des imaginaires. Il se pourrait que ce pôle soit responsable de l'antirésonance observée à 100Hz.

5 Structure contrôlée activement par contrôleur modal alimenté par observateur modal

5.1 L'utilité de l'observateur

La commande d'un procédé nécessite souvent la connaissance complète et à tout instant de ces différentes variables d'état. Compte tenu des contraintes économiques, technologiques et même de faisabilité, il est souvent difficile d'accéder à toutes les variables qui constituent le vecteur d'état. Alors, pour résoudre ce problème, la conception d'un tel système auxiliaire, appelé observateur d'état dont ses entrées sont les entrées et les sorties du système réel et sa sortie est le vecteur d'état estimé, s'avère fort indispensable.

5.2 Principe de l'estimation d'état :

Un observateur ou reconstrucisseur d'état est un capteur logiciel permettant la reconstruction des variables d'état internes d'un système à partir des entrées et des sorties du système réel. Alors, l'observateur ou l'estimateur d'état a pour entrées les entrées et les sorties du système réel et pour sortie le vecteur d'état estimé. Le schéma fonctionnel d'un observateur d'état est présenté par la figure suivante :

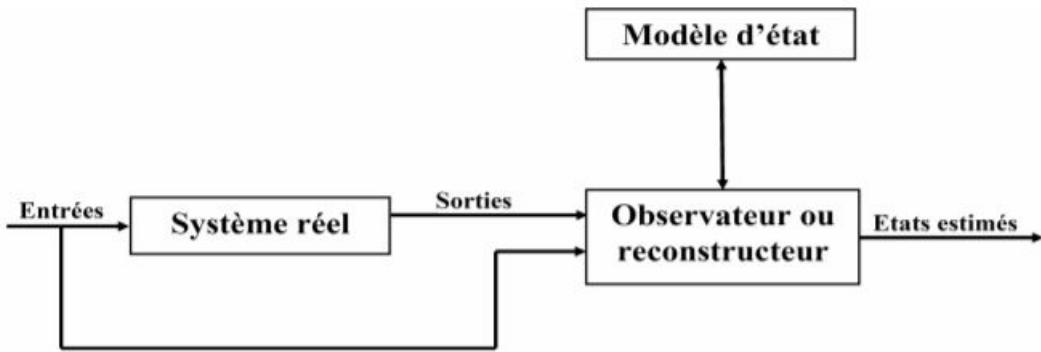


FIGURE 19: Schéma fonctionnel d'un observateur d'état

Les équations d'état de l'observateur continue de Luenberger s'écrivent :

$$\begin{cases} \dot{\hat{\delta}} = (A_{mod} - LC_{mod})\hat{\delta} + B_{mod}u + Ly \\ \hat{y} = C_{mod}\hat{\delta} + Du \end{cases}$$

avec les matrices :

$$A_{mod} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{d_{3 \times 3}} \\ -[\omega^2] & -[2\xi\omega] \end{bmatrix} \quad B_{mod} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} \\ \phi^T \end{bmatrix} \quad C_{mod} = [\phi \quad 0_{3 \times 3}]$$

5.3 Contrôle LQG

Dans cette partie, nous réalisons un contrôle LQG de 2 modes avec observateur modal des 3 modes, avec 2 capteurs seulement. Ce contrôle sert finalement à optimiser le système. L'objectif principal est d'assurer une commande inférieure à 10N, tout en minimisant le temps de réponse (nous visons un temps de réponse à 5% de 0.5s). Pour observer seulement deux modes, il faut remplacer les matrices Amod et Bmod précédentes par Amod2 et Bmod2 suivantes

```

Amod2 = [Amod(1:2,1:2) Amod(1:2,4:5) ; Amod(4:5,1:2) Amod(4:5,4:5)];
Bmod2 = [Bmod(1:2,1);Bmod(4:5,1)];
    
```

FIGURE 20: Matrices Amod2 et Bmod2

Matrices de pondération de l'observateur : $Q_{\text{obs}} = 0.001 * \text{Bmod}(:,1) * \text{Bmod}(:,1)' ; 0.01 * \text{eye}(3)$

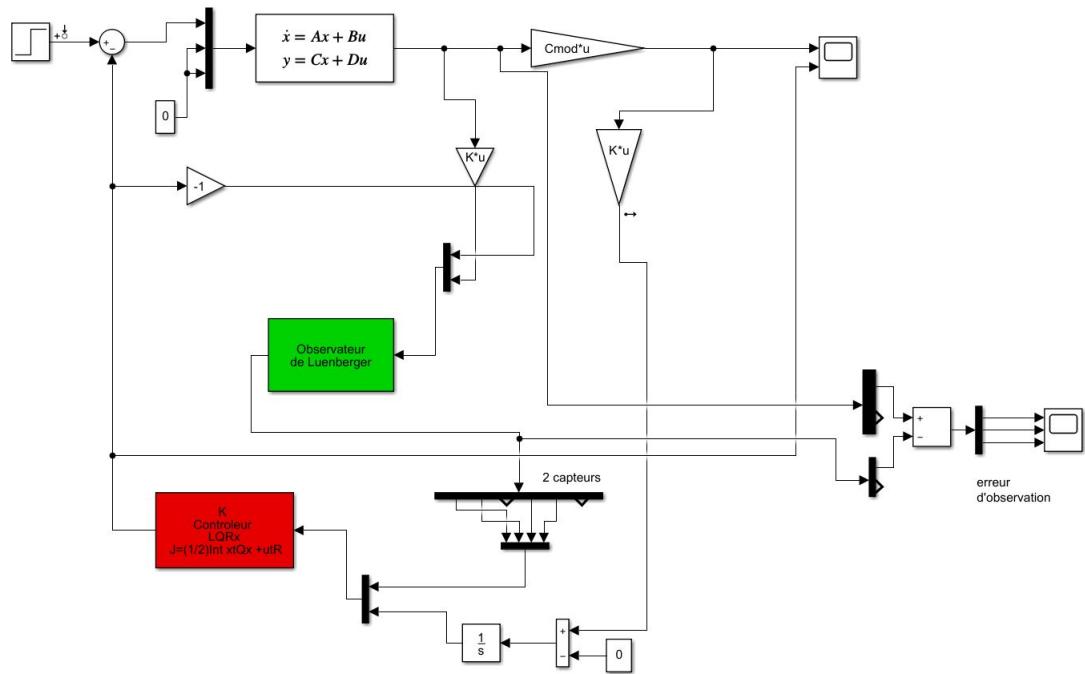


FIGURE 21: Schéma Bloc - Contrôleur LQG

En conservant les mêmes paramètres de notre contrôle LQ et en ajoutant l'observateur de luenberger, nous obtenons les courbes suivantes :

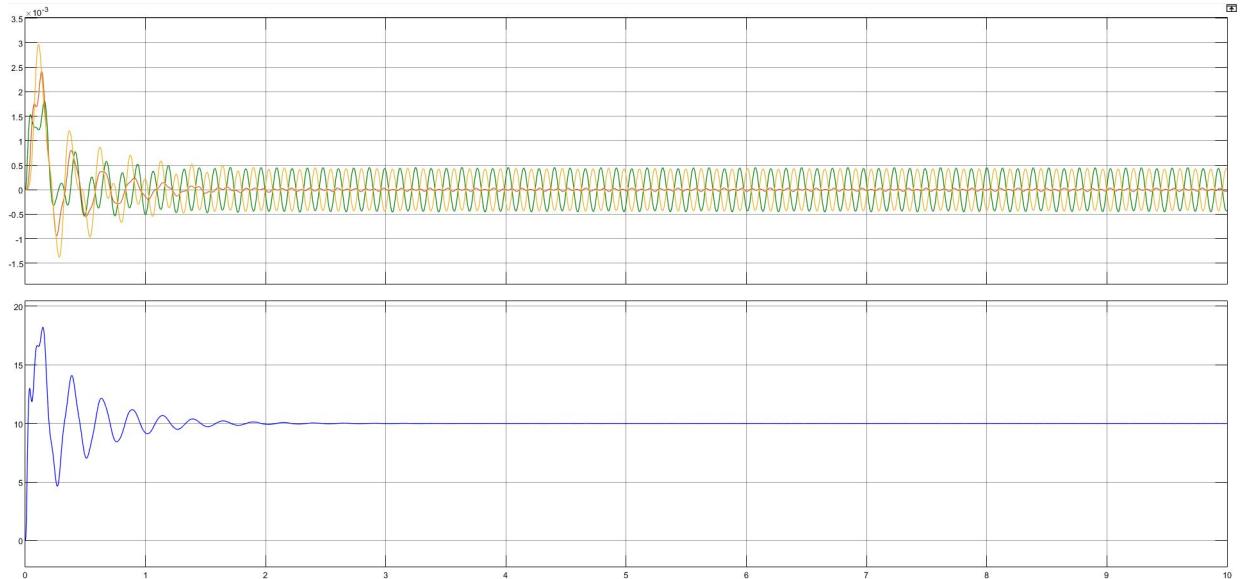


FIGURE 22: Déplacements et commande - Perturbation échelon

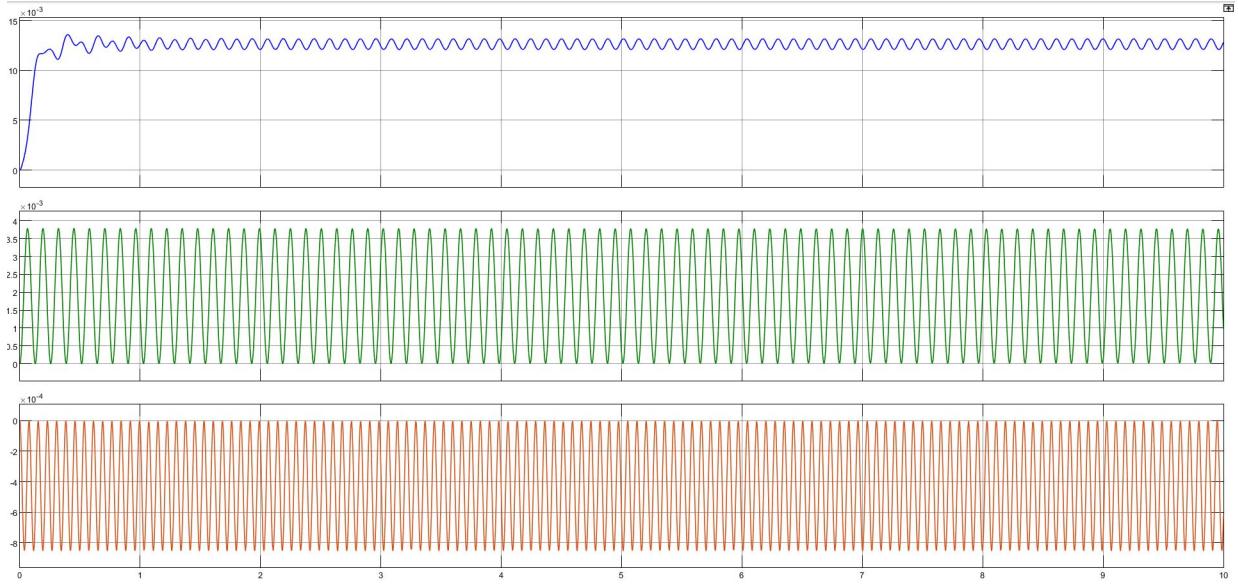


FIGURE 23: Erreur d'observation sur chaque q

On constate que le contrôle modal alimenté par un observateur génère beaucoup de bruits (dérivation des positions pour avoir les vitesses) au niveau des états observés ; ce qui pousse notre contrôleur à dissiper beaucoup plus d'énergie pour contrôler le système : ce qui très visible au niveau de la courbe de la commande suivante .

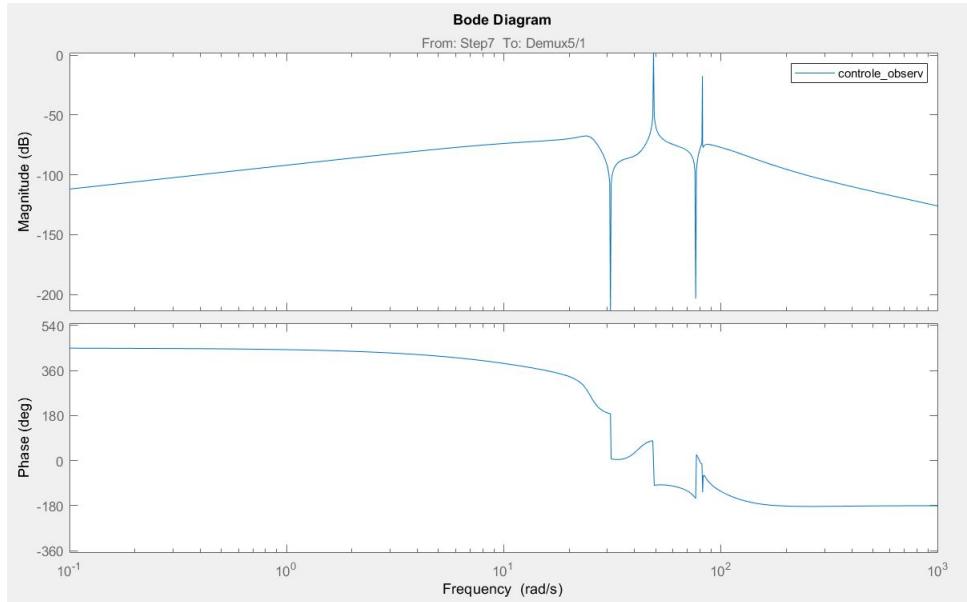


FIGURE 24: diagramme de Bode

On constate a partir de cette analyse fréquentiel par rapport au 3.5 l'apparition des petits pics de résonances sur le contrôle alimenté par observateur

5.4 Conclusion de la partie observateur

L'observateur présente plusieurs avantages ; à savoir une convergence exponentielle prouvée théoriquement ainsi qu'un réglage aisément du gain via le choix d'un seul paramètre. Cependant, le majeur inconvénient de ce type d'observateurs est l'assurance d'un compromis entre la rapidité de l'estimation et la sensibilité aux bruits de mesure affectant les mesures des entrées et/ou sorties accessibles.

6 Conclusion

En conclusion, nous sommes rétrospectivement satisfaits de ce que nous avons produit dans cette étude puisque nous avons atteint les objectifs escomptés . En effet, ce projet nous a permis de comprendre et maîtriser les connaissances acquises dans le cours MSICA de 4-GM que ce soit en modélisation, en contrôle ou en observation.

Dans un premier temps, nous avons commencé par la modélisation de notre système masse ressort tout en respectant l'absence d'une liaison avec le bâti. Nous avons ensuite choisi l'emplacement de l'actionneur d'abord par intuition puis par la méthode de calcul des degrés de contrôlabilités .

Dans un deuxième temps, nous avons ajouté à notre système d'état issu de la modélisation un contrôleur LQ afin de contrôler la structure en question ; puis nous avons entamé la partie réglage du contrôleur via Simulink afin d'aboutir aux pondérations optimales qui garantit les performances désirées .

Dans un troisième temps, nous avons traité la partie de l'implémentation de l'observateur dans notre système afin de surmonter la contrainte d'accès à tous les états de système dans la réalité. De plus, nous avons visualiser les impactent de bruits de mesure sur les résultats et les éliminer moyennant l'augmentation de gain de notre observateur .

Enfin, bien que nous ne prétendions pas avoir résolu tous les problèmes liés au contrôle actif de cette structure, nous sommes cependant convaincus que le travail élaboré ici n'est qu'une étape pour approfondir nos notions acquises dans le cours de contrôle actif.

7 Annexes

Mini-shaker Type 4810

Uses

- Accelerometer calibration
- Vibration testing of small objects
- Mechanical impedance and mobility measurements
- Experimental modal analysis

Features

- Force rating 10 N (2.25 lbf) sine peak
- Frequency range DC to 18 kHz
- First axial resonance above 18 kHz
- Max. displacement 4 mm (0.16 in) peak-to-peak
- Max. bare table acceleration 550 m/s²
- Rugged construction
- Optimized performance using Power Amplifier Type 2718



Specifications – Mini-shaker Type 4810

COMPLIANCE TO STANDARDS



The CE marking is the manufacturer's declaration that the product meets the requirements of the applicable EU directives



RCM mark indicates compliance with applicable ACMA technical standards – that is, for telecommunications, radio communications, EMC and EME



China RoHS mark indicates compliance with administrative measures on the control of pollution caused by electronic information products according to the Ministry of Information Industries of the People's Republic of China



WEEE mark indicates compliance with the EU WEEE Directive

Temperature: According to IEC 60068–2–1 & IEC 60068–2–2

Operating temperature: 5 to 40 °C (41 to 104 °F)

Storage temperature: -25 to +70 °C (-13 to +158 °F)

Humidity: According to IEC 60068–2–3

Damp Heat: 90% RH (non-condensing at 40 °C (104 °F))

SPECIFICATIONS

Force Rating (Peak):

10 N (2.25 lbf), 65 Hz to 4 kHz

7 N (1.5 lbf), 65 Hz to 18 kHz

Frequency Range: DC to 18 kHz

First Major Armature Resonance: Above 18 kHz

Max. Bare Table Acceleration (Peak):

550 m/s² (65 Hz to 4 kHz)

383 m/s² (6.5 kHz to 18 kHz)

(1 m/s² = 0.102 g)

Max. Displacement (Peak-To-Peak): 4 mm (0.16 in)

Dynamic Weight of the Moving System:

18 grams

Dynamic Flexure Stiffness: 2 N/mm (11.5 lb/in)

Magnetic Field: Permanent magnet

Max. Input Current: 1.8 A_{rms}

Coil Impedance: 3.5 Ω at 500 Hz

Connection: Microsocket 10–32 UNF

Table Diameter: 14 mm (0.55 in)

Fastening Thread: 10–32 UNF

WEIGHT AND DIMENSIONS

Weight: 1.1 kg (2.4 lb)

Diameter: 76 mm (3 in)

Height: 75 mm (2.9 in)

FIGURE 25: DataSheet du contrôleur étudié