

3.1. Introduction

Les vibrations induites par des machines en fonctionnement, fournissent des informations sur leur état et leur comportement. En effet, l'analyse du comportement vibratoire des machines tournantes est aujourd'hui très importante par les spécialistes et les concepteurs de rotors. Dans le cadre de le contrôle vibratoire des machines tournantes , les paliers ont fait et font encore l'objet de nombreuses études. Ce sont des éléments très sollicités et susceptibles de pour contrôler les vibrations en régimes transitoires et permanent.

L'objectif principal de ce chapitre est consacré à présenter une étude sur le contrôle actif des vibrations d'une ligne d'arbre rigide montée sur des paliers hydrostatiques à pression variable. La ligne d'arbre soumis à des sollicitations dynamiques de type balourd.

- Dans un premier temps, une étude dynamique sur l'influence de la pression d'alimentation sur le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre flexible a été effectuée. Pour cela, un modèle numérique a été élaboré. Ce model nous a permis de développer un programme de calcul écrit en MATLAB, afin d'étudier comment se comporte la ligne d'arbre flexible lorsque la pression d'alimentation des paliers hydrostatiques change. Notons que la résolution de système d'équation obtenu est déterminée à l'aide de la méthode de Compliance.
- Dans un second temps, une stratégie de contrôle se basant sur le contrôle direct de la pression d'alimentation par une mesure permanente des déplacements du rotor a été proposée, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques. Cette stratégie de contrôle met en évidence le rôle prépondérant des paliers hydrostatiques à pression variable sur le comportement d'une ligne d'arbre flexible.

3.2. Caractéristiques du rotor

❖ Disque

- Rayon intérieure $R_1 = 0.01$ m
- Rayon extérieure $R_2 = 0.15$ m
- Épaisseur $h = 0.03$ m
- Masse volumique : $\rho_d = 7800$ kg/m³
- Coefficient de Poisson : $\nu = 0.3$
- La masse et les inerties du disque sont :

$$M_d = \pi(R_2^2 - R_1^2) \cdot \rho \cdot h = 16.47 \text{ kg}$$

$$I_{dx} = I_{dz} = \frac{M_d}{12} (3R_1^2 + 3R_2^2 + h^2) = 9.247 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{dy} = \frac{M_d}{12} (R_1^2 + R_2^2) = 0,1861 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

❖ Arbre

- Longueur : $L = 1.2 \text{ m}$
- Diamètre : $d = 0.02 \text{ m}$
- Masse volumique : $\rho_a = 7800 \text{ kg/m}^3$
- Module de Young élastique : $E = 200 \text{ GPa}$

❖ Paliers

- Dimension de patin hydrostatique
- Longueur $A_0 = 45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ largeur $B_0 = 7.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Pression de l'alimentation $PS_1 = 0.5 \text{ bar}$ $PS_2 = 2 \text{ bar}$ $PS_3 = 5 \text{ bar}$
- Viscosité $VISC = 6.7 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- Surface de contact $XS = 4 \cdot A_0 \cdot B_0 = 1.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- Épaisseur de film d'huile $h_0 = 0.1963407 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$KNB = 1.063476$$

$$CNB = 0.0755026$$

- Rigidité $Kx = XS \cdot PS \cdot KNB / h_0$ $ky = kx$
- Amortissement $Cx = VISC \cdot XS^2 \cdot CNB / h_0^3$ $Cy = Cx$

Pour Ps1 : $Kx = 365610 \text{ N/m}$; $Cx = 121,80 \text{ N.s/m}$

Pour Ps2 : $Kx = 1462500 \text{ N/m}$; $Cx = 121,80 \text{ N.s/m}$

Pour Ps3 : $Kx = 3656100 \text{ N/m}$; $Cx = 121,80 \text{ N.s/m}$

❖ Balourd

- $m_e = 0.7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$

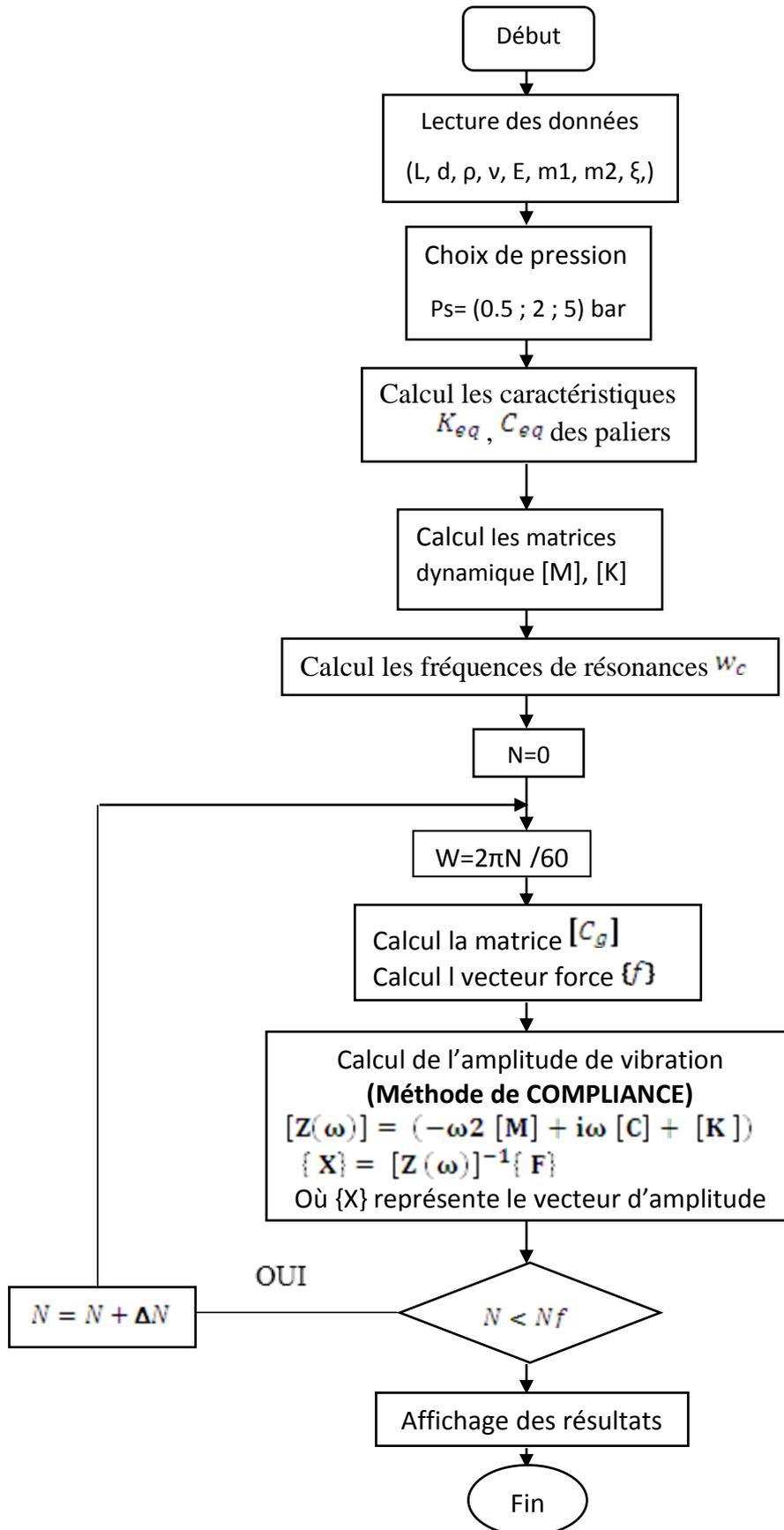


Figure3.1 : Organigramme de calcul

3.3 Résultats et interprétations

3.3. Résultats et interprétations

3.3.1. L'effet de pression sur l'amplitude de vibration

Afin d'étudier l'influence de la pression d'alimentation sur l'amplitude de vibration au niveau du disque et aux niveaux des paliers, trois valeurs de pression d'alimentation ont été effectuées. Notons que les paliers hydrostatiques sont fixés à l'extrémité de l'arbre, cependant le disque est fixé au milieu de l'arbre (Fig.3.1). Il faut noter que le disque de l'arbre est soumis à une sollicitation dynamique de type balourd.

Les Figures (3.2), (3.3) et (3.3) montrent respectivement la variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle de la ligne d'arbre flexible en fonction de la vitesse de rotation sur l'amplitude de la vibration adimensionnelle au niveau de disque et aux niveaux des paliers 1 et 2, pour trois différentes pressions d'alimentation, une excentricité dynamique de $e_b = 5\mu\text{m}$, une viscosité dynamique de $6.7 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ et une épaisseur de film de $h_0 = 0.2 \text{ mm}$. Notons que dans cette étude, les amplitudes de vibrations sont adimensionnées par l'épaisseur de film du palier hydrostatique (jeu de film).

La Figure 3.2 montre la variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle au niveau du disque en fonction de la vitesse de rotation, pour différentes valeurs de pression d'alimentation ($P_{s1} = 0.5 \text{ Bar}$, $P_{s2} = 2 \text{ Bar}$ et $P_{s3} = 5 \text{ Bar}$). Cette figure montre que :

- Autour des fréquences critiques, les amplitudes des vibrations augmentent avec la pression d'alimentation. Cette augmentation est expliquée par la diminution de taux d'amortissement suite à l'augmentation de la rigidité. L'amplitude la plus dangereuse a été trouvée auprès de 3200 rpm avec une amplitude égale à 58% de l'épaisseur de film pour le pression de troisième cas ($P_s = 5 \text{ Bar}$) ;
- Les fréquences critiques augmentent avec la pression d'alimentation parce que la rigidité croît avec la pression d'alimentation ;
- La plage de la vitesse d'opération dans la zone de rigidité augmente avec la pression d'alimentation due à l'augmentation de la rigidité.

Les Figures 3.3 et (3.4) montrent respectivement, l'effet de la pression d'alimentation et la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration adimensionnelle aux niveaux des paliers 1 et 2. Il est à remarquer à travers ces figures que :

- Les résultats obtenus dans les deux paliers sont similaires. Cette similitude est due à la symétrie de la ligne d'arbre :
- Chaque pression d'alimentation présente deux vitesses critiques, autrement dit deux modes propres. Ces deux modes sont appelés respectivement, mode cylindrique et mode conique ;
- Auprès de vitesses critiques, les amplitudes de vibrations adimensionnelles augmentent avec la pression d'alimentation. Cette augmentation est due à la diminution de taux d'amortissement dans le palier, suite à l'augmentation de la rigidité ;
- La plage de la vitesse d'opération dans la zone de rigidité augmente avec la pression d'alimentation parce que la rigidité croît avec la pression d'alimentation ;
- Les amplitudes de vibrations adimensionnelles obtenus aux niveaux des paliers 1 et 2 sont similaires à ceux obtenus au niveau de disque, parce que le rotor est considéré rigide.

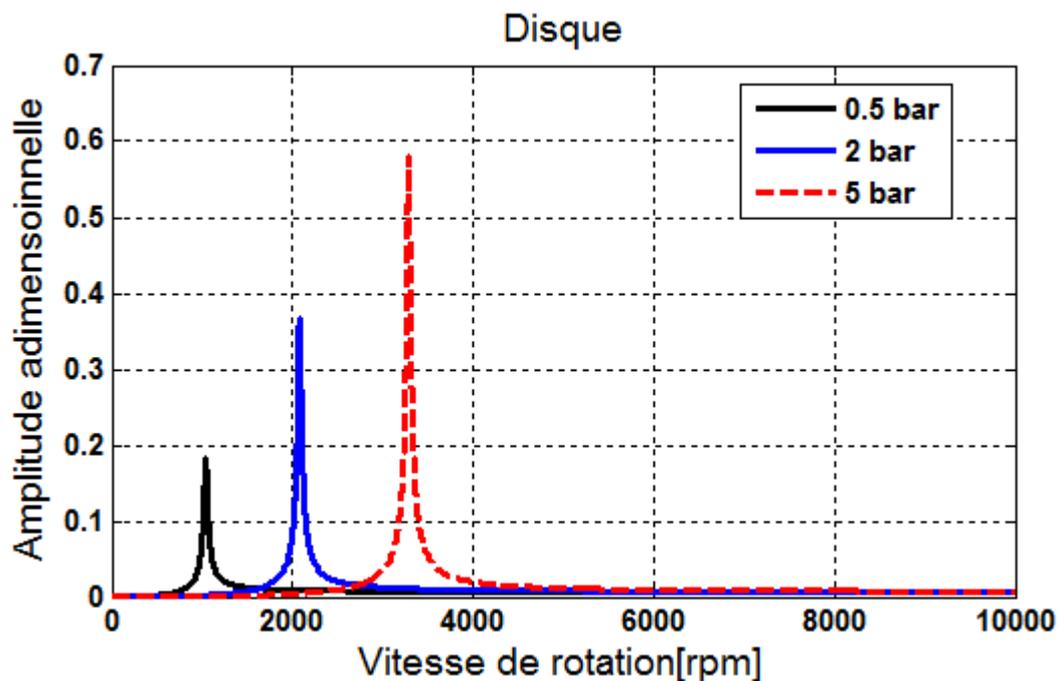


Figure 3.2 : Influence de la pression sur l'amplitude en fonction de vitesse de rotation au niveau de disque

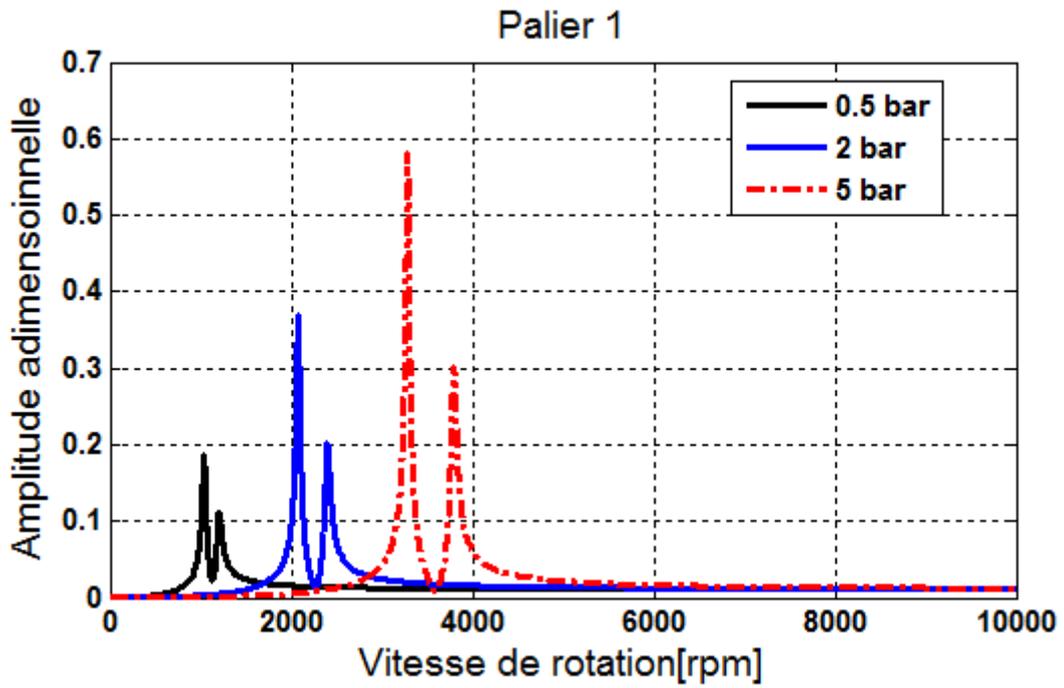


Figure3.3 : Influence de la pression sur l’amplitude en fonction de vitesse de rotation au niveau de palier 1

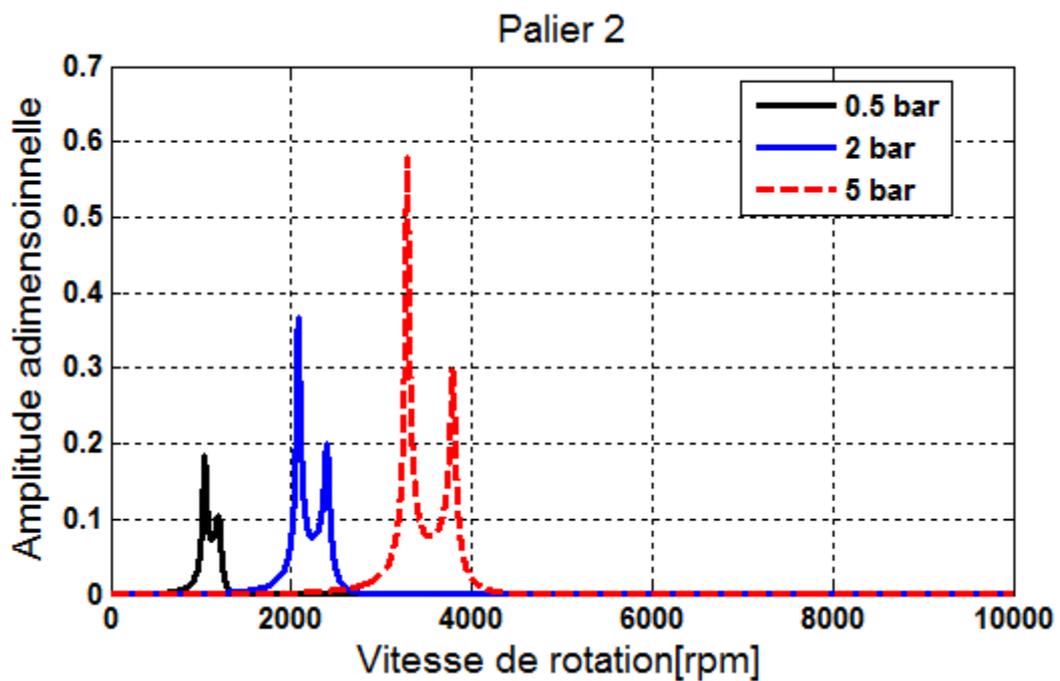


Figure3.4 : Influence de la pression sur l’amplitude en fonction de vitesse de rotation au niveau de palier 2

3.3.2. L'effet de stratégie de contrôle sur l'amplitude de vibration

Dans cette section, une stratégie de contrôle se basant sur le contrôle direct de la pression d'alimentation par une mesure permanente des déplacements du rotor a été effectuée, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques.

La stratégie du contrôle de vibration est basée sur la loi de contrôle de pression suivante :

$$P_S = \begin{cases} 5.0 \text{ Bar} ; \text{ lorsque la vitesse de rotation, } N \leq 2435 \text{ rpm} \\ 0.5 \text{ Bar} ; \text{ lorsque la vitesse de rotation, } N > 2435 \text{ rpm} \end{cases}$$

Cette stratégie de contrôle conduite à modifier le coefficient de rigidité des paliers :

$$K_{xx} = K_{yy} = \begin{cases} 3656100 \text{ N/m} ; \text{ lorsque la vitesse de rotation, } N \leq 2435 \text{ rpm} \\ 365610 \text{ N/m} ; \text{ lorsque la vitesse de rotation, } N > 2435 \text{ rpm} \end{cases}$$

La figure 3.5 montre la variation de la pression d'alimentation en fonction de la vitesse de rotation. Cette Figure présente la stratégie du contrôle de pression basée sur le contrôle direct par un contrôleur On-OFF de pression suite une mesure permanente des amplitudes de vibrations du rotor, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques. Les résultats obtenus dans la **Figure 3.6** ont été déterminés sous l'effet du contrôle de la pression d'alimentation.

Les Figures 3.7 et 3.8 montrent respectivement, l'effet du contrôle de pression sur l'amplitude de vibration adimensionnelle au niveau de disque et aux niveaux des paliers hydrostatiques. Ces figures démontrent que le contrôle de pression d'alimentation des paliers hydrostatiques permet d'éliminer complètement les amplifications des amplitudes de vibrations autour des vitesses critiques.

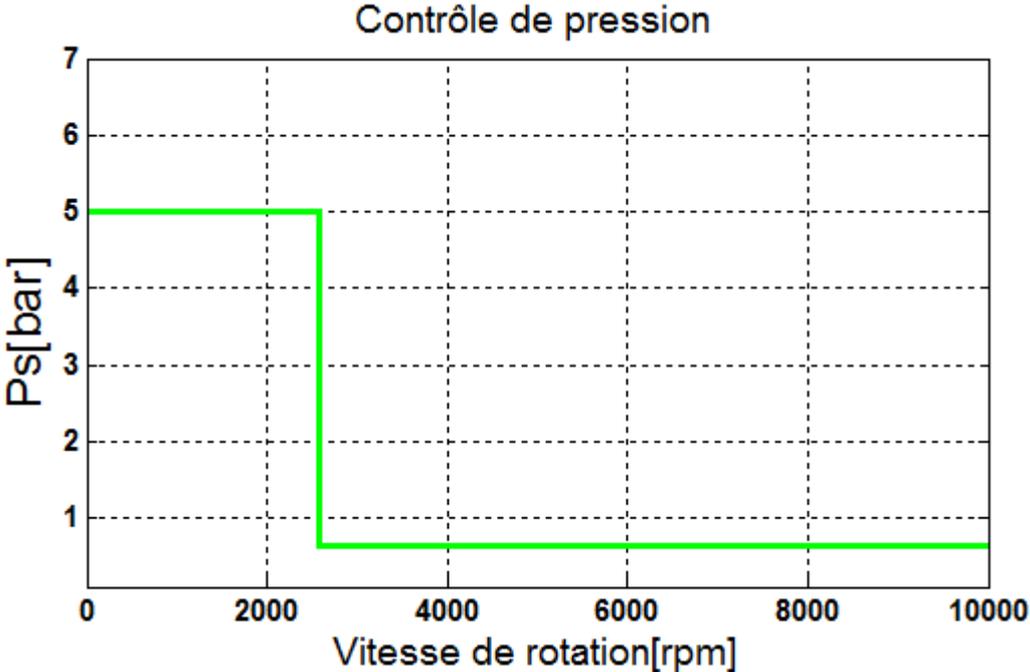


Figure 3.5 : Contrôle de pression d'alimentation en fonction de la vitesse de rotation

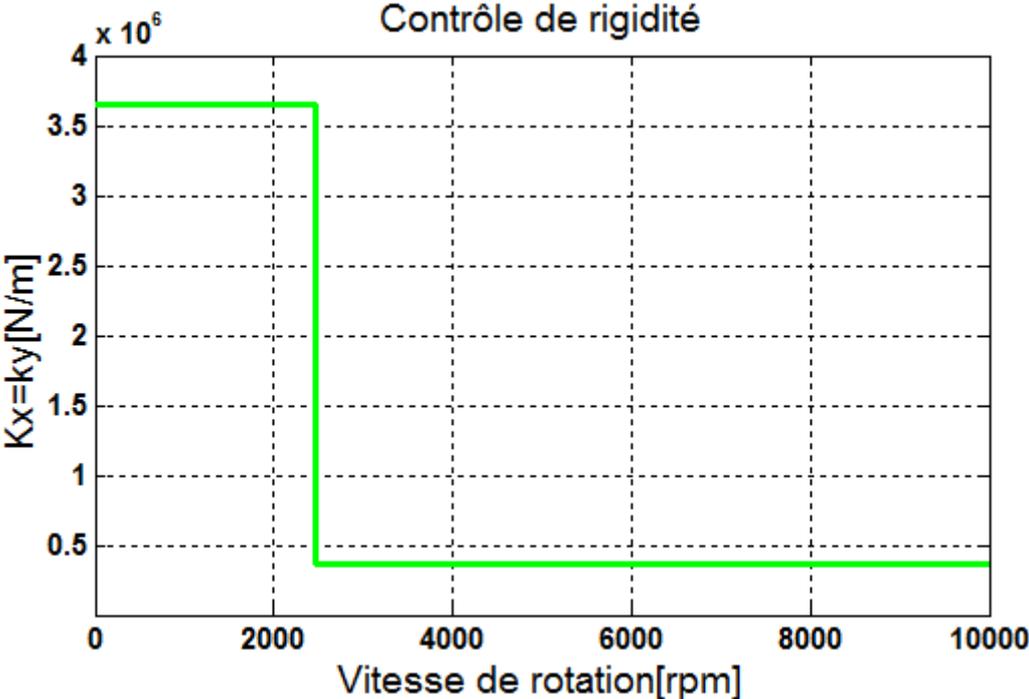


Figure 3.6 : Influence de contrôle de pression d'alimentation sur la rigidité

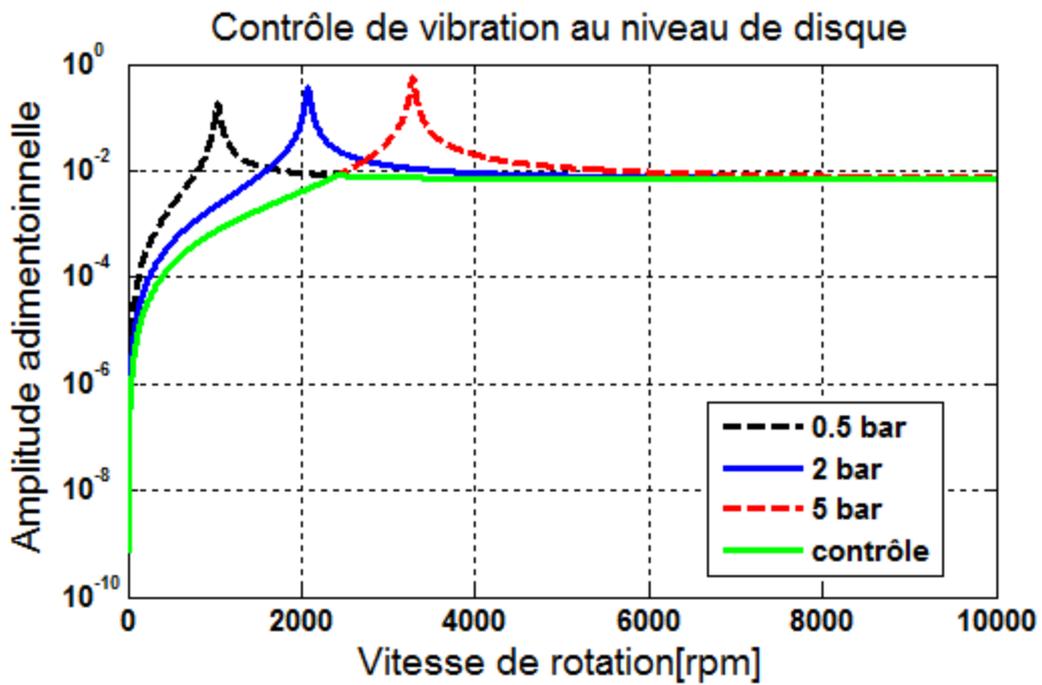


Figure 3.7 : Influence de contrôle de pression d'alimentation sur l'amplitude de vibration au niveau de disque

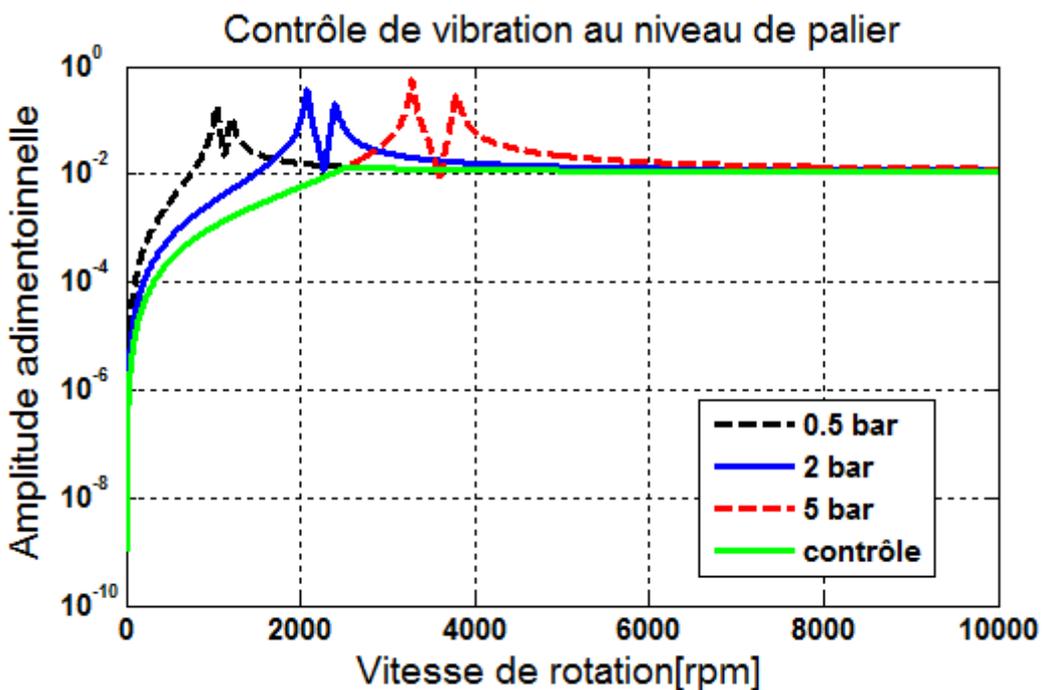


Figure 3.8 : Influence de contrôle de pression d'alimentation sur la vibration au niveau de palier 1

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, une étude dynamique sur le contrôle actif des vibrations d'une ligne d'arbre rigide montée sur deux paliers hydrostatiques à pression variable est effectuée. La ligne d'arbre soumise à des sollicitations dynamiques de type balourd. Les résultats montrent que le contrôle de pression d'alimentation permet d'éliminer complètement les amplifications des amplitudes de vibrations lors du passage des vitesses critiques. Ce type de modélisation met en évidence le rôle prépondérant des paliers hydrostatiques intelligents à pression variable sur le comportement d'une ligne d'arbre rigide.