

EFFET DU DESALIGNEMENT SUR LES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES D'UN PALIER HYDRODYNAMIQUE

I. KAIDI¹, A. KABOUCHE²

¹Doctorante au département d'électromécanique, laboratoire de génie électromécanique, faculté des sciences de l'ingénieur, Université Mentouri Constantine 1-Algérie. E-mail: kaidiisma@yahoo.fr

²Maître de conférences A - département d'électromécanique, laboratoire de génie électromécanique, faculté des sciences de l'ingénieur, Université Badji Mokhtar, Algérie. E-mail: akabouche@yahoo.fr

RUSUME

Dans cet article on présente une étude théorique sur l'effet du désalignement sur les caractéristiques dynamiques d'un palier lisse cylindrique (hydrodynamique). Un modèle mathématique du palier hydrodynamique a été développé, en employant l'équation du Reynolds du film lubrifiant. La résolution numérique de cet équation est effectuée par la méthode des différences finies. Notre modèle est basé sur l'approche linéaire par la détermination des coefficients de raideur et d'amortissement ainsi que la recherche de la réponse au balourd obtenu en résolvant l'équation du mouvement de l'arbre. L'objectif de tel étude est de pouvoir prédire à partir d'un modèle numérique assez fin les défauts et les phénomènes rencontrés. Nous nous intéressons plus particulièrement à l'influence du mésalignement sur les performances du palier en présence du défaut de balourd.

Mots clés: Palier lisse, Lubrification hydrodynamique, vibration, défaut de balourd, réponse dynamique, désalignement.

NOMENCLATURE

C	jeu radial du palier, (m)	m	masse de l'arbre (kg)
C_{ij}	coefficients d'amortissement du palier ($N \cdot m^{-1}$)	O_a	centre de l'arbre, O_c centre du coussinet
D	diamètre du palier, (m)	P	pression du film lubrifiant (pa)
d	degrés de désalignement	R	rayon du coussinet (m)
e	excentricité du palier (m)	W	poids du rotor affecté au palier (N)
e_b	excentricité du balourd(m)	x,y	coordonnées du centre de l'arbre (m)
F_x, F_y	composantes de la portance hydrodynamiques	X,Y	coordonnée adimensionnées
h	épaisseur du film d'huile (m)	\dot{x}, \dot{y}	composantes de la vitesse du centre de l'arbre (m/s)
K_{ij}	coefficients de raideur du palier ($N \cdot m^{-1}$)		
L	longueur du palier (m)		

Lettres grecques

ε	excentricité relative	ω	vitesse angulaire de l'arbre ($rad \cdot s^{-1}$)
---------------	-----------------------	----------	---

1. INTRODUCTION

Les vibrations excessives des machines tournantes à grande vitesse équipées des paliers à fluides tels que (les turbines à vapeur, les turbocompresseurs, moteur d'avions...etc.) , peuvent causer une perte appréciable de la production et la qualité du bien. Les paliers sont le siège de différents effets physiques et problèmes rencontrés tels que le défaut de mésalignement. Le mésalignement dans les paliers fluides provient généralement de la déformation de l'arbre sous charge, déviation de l'arbre, défaut d'assemblage et de fabrication. Le mésalignement peut provoquer des effets considérables sur les performances statiques et dynamiques du palier. Il peut provoquer l'usure, vibration et dysfonctionnement de l'installation [1]. Depuis les cinquante dernières années, le mésalignement, que ce soit pour des paliers ou pour des butées, fut un phénomène de plus en plus étudié. A notre connaissance, la première personne à s'intéresser au mésalignement fut [2] qui, en 1922, avait noté que le mésalignement pouvait entraîner des différences notables dans l'écoulement aux extrémités du palier ainsi qu'un échauffement irrégulier de celui-ci. Les premières études furent essentiellement expérimentales. Les premiers travaux concernant le problème de mésalignement sont réalisés en 1932 par [3] qui mesure les profils de pression dans la direction axiale du palier. Piggott [4] s'y intéresse de plus près et montre en 1942 qu'un mésalignement de 0,0002 radian peut réduire la capacité maximale de chargement d'un palier de 40%. En 1949, Buske et Rolli [5] observent que le mésalignement perturbe la symétrie axiale de la distribution de pression dans le palier. La connaissance des coefficients dynamiques permet aux spécialistes de vibration de modéliser les paliers pour la recherche des instabilités de fonctionnement, des vitesses critiques et de la réponse des lignes d'arbres aux excitations dynamiques de faibles amplitudes (exemple, balourd résiduel) [6].

Dans cette étude nous présentons une modélisation numérique du comportement dynamique d'un palier lisse mésaligné qui peut être une véritable source des vibrations pour les machines tournantes. Les résultats obtenus concernent la distribution tridimensionnelle du champ de pression hydrodynamique, les trajectoires du centre de l'arbre et les spectres fréquentiels des vibrations.

2. ETUDE THEORIQUE

Dans le cas du palier mésaligné figure 1 l'excentricité e ainsi que l'angle de calage Φ sont fonctions de la coordonnée axiale z . Dans ces conditions, l'épaisseur du film d'huile est calculée par [7] :

$$h(\theta, z) = C \left(1 + \varepsilon \cos\theta + \delta \frac{z}{L} \cos(\theta - \beta) \right) \quad (1)$$

où $\delta = \frac{d}{c}$ est le mésalignement relatif, β l'angle de mésalignement, L la longueur du palier. Dans l'expression de δ , d est l'amplitude de mésalignement caractérisée par le module de la projection de l'axe $C1C2$ de l'arbre sur la section médiane.

Le domaine de variation de ces paramètres est :

$$-180^\circ \leq \beta \leq 180^\circ; \quad 0 < \varepsilon < 1; \quad 0 \leq \delta \leq \delta_m$$

δ_m représente la valeur maximale que peut prendre δ pour une excentricité et un angle de mésalignement fixes dont l'expression est :

$$\delta_m = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \beta} - \varepsilon |\cos \beta| \quad (2)$$

La valeur de δ_m est toujours comprise entre 0 et 2.

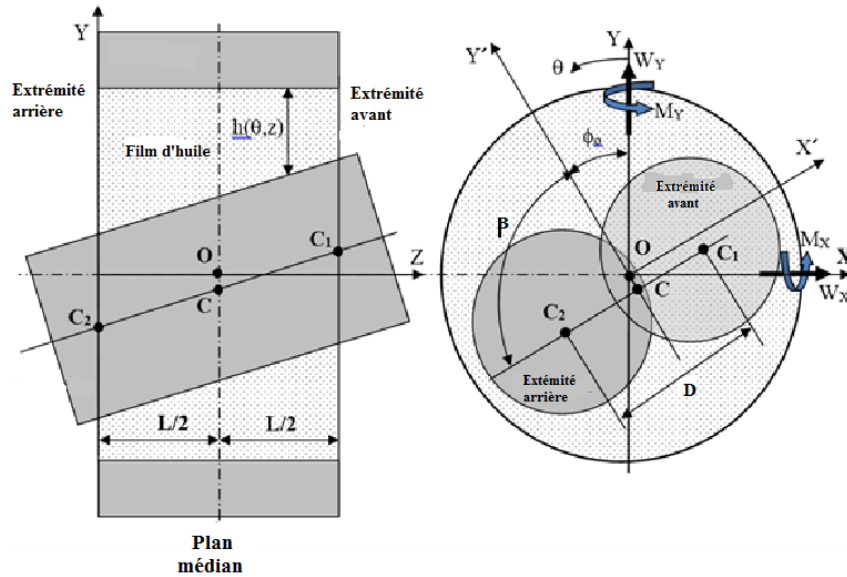


FIGURE 1. Schéma d'un palier mésaligné

3. MODELE MATHEMATIQUE DU PALIER

Pour un fluide newtonien et incompressible en écoulement laminaire, l'équation de Reynolds s'écrit[8] :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

L'équation de Reynolds est la base pour faire une modélisation numérique du comportement dynamique du palier lisse. La résolution numérique de cette équation est obtenus par deux méthode respectivement : la méthode des différences finies MDF [9] ou la méthode des élément finis MEF [10] . Le calcul du champ de pression dans le palier passe par la résolution de l'équation de Reynolds, nécessitant le plus souvent l'emploi de méthodes numériques telles que les différences finies [11].

Le but est de calculer la réaction du film d'huile sur le palier, dans des conditions de fonctionnement données, et pour une position d'arbre donnée. La réaction, également appelée portance, est calculée par intégration du champ de pression sur la surface de l'arbre, soit dans le cas du palier circulaire, et exprime en coordonnées (x,y):

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1(t)}^{\theta_2(t)} P(\theta, z, t) \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} R d\theta dz \quad (4)$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement du palier sont calculés par les impédances complexes

$$Z_{xy} = K_{xy} + i\omega C_{xy} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \end{pmatrix} d\theta dz \quad (5)$$

où

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \end{pmatrix} d\theta dz \quad (6)$$

Ces matrices de raideur $[k]$ et d'amortissement $[C]$ sont calculées par les méthodes numériques et représentent la résistance du film d'huile du palier par rapport aux déplacements et aux vitesses du rotor [12]

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}$$

L'équation différentielle du mouvement de l'arbre est donnée par l'équation (7), qui prend en compte les forces de balourd F_u et le poids du rotor et les coordonnées du rotor $\{q\}$:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_u\} + \{W\} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{m} & 0 \\ 0 & \bar{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \bar{m}\varepsilon\omega^2 \begin{Bmatrix} \cos\omega t \\ \sin\omega t \end{Bmatrix} + \{W\} \quad (8)$$

F_u les forces de balourd, W est le poids du rotor, $\{q\} = \{X_1, Y_1, X_2, Y_2\}$, \bar{m} : masse adimensionnée

$$\bar{m} = \frac{m\omega^2 c}{W_0}, \quad K_{ij} = k_{ij} \frac{c}{W_0}, \quad C_{ij} = c_{ij} \frac{c\omega}{W_0}, \quad X = \frac{x}{c}, \quad Y = \frac{y}{c}, \quad \dot{X} = \frac{\dot{x}}{c\omega}, \quad \dot{Y} = \frac{\dot{y}}{c\omega},$$

$$\ddot{X} = \frac{\ddot{x}}{c\omega^2}, \quad \ddot{Y} = \frac{\ddot{y}}{c\omega^2}, \quad \varepsilon = \frac{e_b}{c}$$

4. RESULTATS DE SIMULATION

Le programme de calcul a été développé sous un langage MATLAB pour l'étude du comportement dynamique des paliers hydrodynamiques. Les caractéristiques et les conditions de fonctionnement du palier sont reportées dans le tableau 1.

Caractéristique	Symbole	Unité	Valeurs
Diamètre du palier	D	m	0.07
Longueur du demi palier	L	m	0.035
Jeu radial du palier	C	m	0.0025
Viscosité dynamique	μ	Pa.s	0.04

TABLEAU 1. Caractéristiques géométriques et physiques du palier

Dans le cas où le palier est alimenté par une rainure circonférentielle infiniment mince située dans sa section médiane, la charge statique supportée par le palier est $W = 27$ N correspondant au quart du poids du rotor.

Afin d'étudier les effets du mésalignement sur les performances dynamiques des paliers lisses de longueur finie $L/D = 1$ dans le cas aligné ($D=0$) et mésaligné ($D=0,50$). Les calculs ont été faits pour trois valeurs d'excentricités ($\varepsilon=0,2, 0,5, 0,8$) dans l'analyse du champ de pression hydrodynamique.

4.1 Champs de pression hydrodynamique

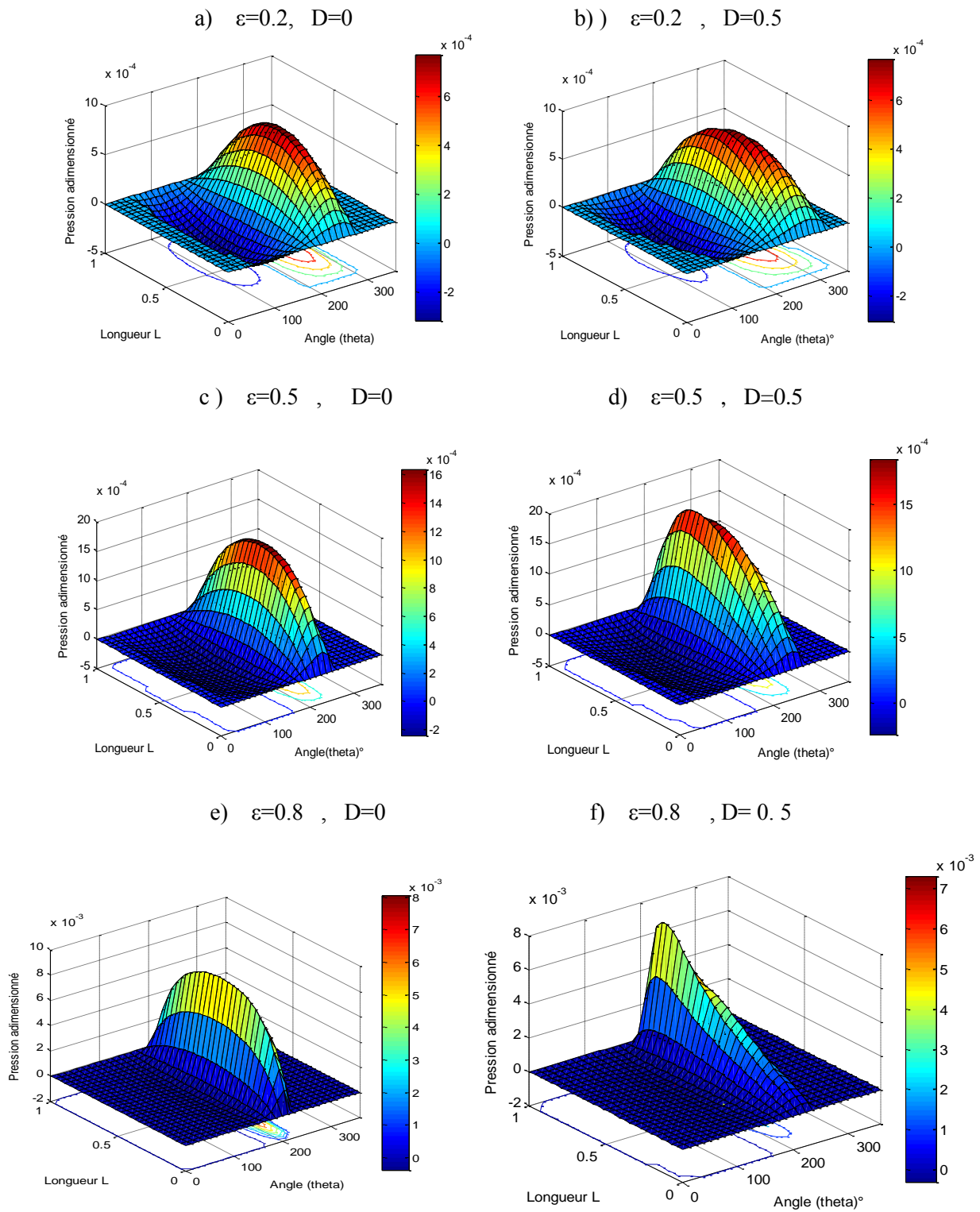


Figure 2. Distributions de la pression hydrodynamique pour différentes valeurs d'excentricité dans le cas aligné $D=0$ et méaligné $D=0.5$

Les distributions circonférentielle et axiale du champ de pression sont déterminées pour trois valeurs de l'excentricité $e = 0,20$, $0,50$ et $0,90$, pour $\theta = 360^\circ$ et $z = 1$. Les représentations graphique tridimensionnelles (Figure 2) montrent que la pression maximale augmente avec l'augmentation de l'excentricité cette augmentation est d'autant plus importante que l'excentricité de fonctionnement est grande.

On remarque aussi que les pressions maximales obtenues pour le palier mésaligné sont supérieures à celles du palier aligné. Il est aussi important de souligner d'après [13] que la présence du mésalignement entraîne une répartition dissymétrique de la pression et un déplacement du pic de pression vers l'extrémité du palier.

4.2 Trajectoire du centre de l'arbre

Le calcul des trajectoires a été effectué pour une vitesse de 3000tr/min et deux valeurs de l'excentricité relative du balourd ($\varepsilon = 0.1$ et 0.2).

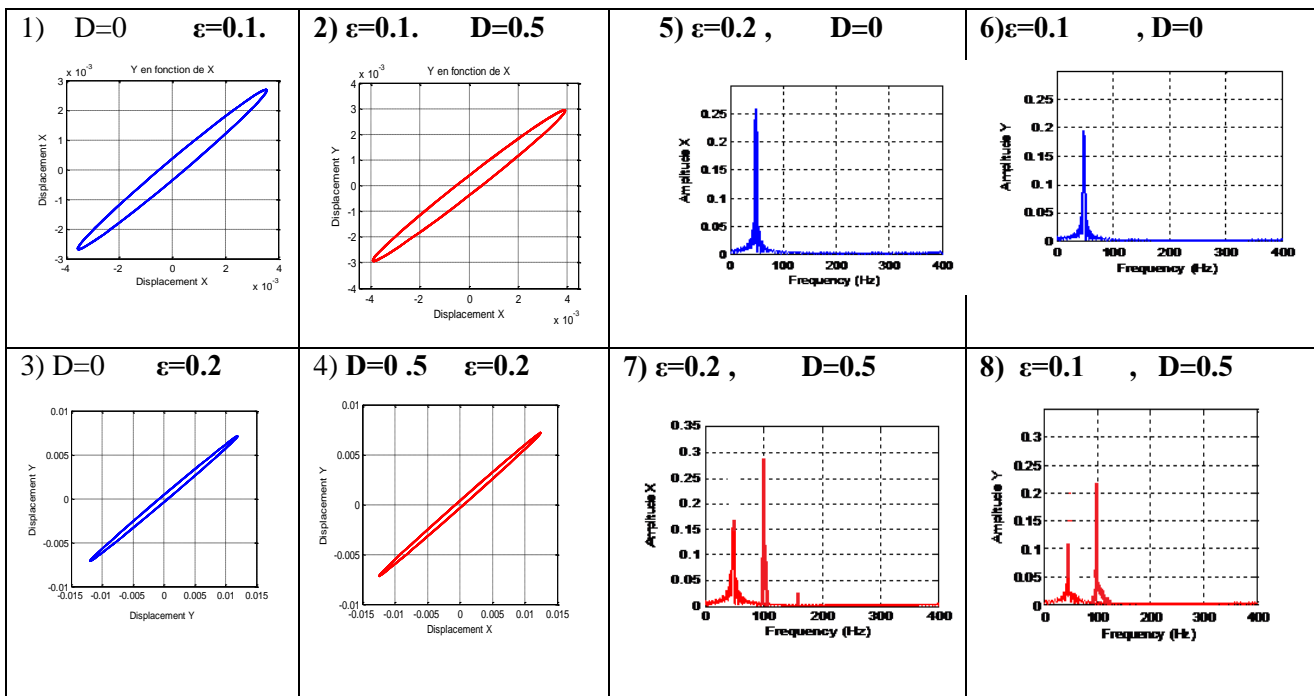


Figure 3. Trajectoire du centre de l'arbre (1,2,3et 4) et analyse spectrale (5,6,7et 8)

Les figures 3.1, 3.2, 3.3 et 3.4 montre les orbites du rotor dans le palier pour deux valeurs d'excentricités. ces orbites ont été obtenu par la résolution analytique des équations de mouvement du rotor rigide (7). On observe une augmentation significatif des vibration du centre de l'arbre pour les figures 3.1et 3.3 d'excentricité relative respectivement de 0.1, 0.2 et pour faible valeur de balourd (balourd résiduel), dans les figures 3.2 et 3.4 d où l'amplitude de mésalignement $D= 0.5$. On remarque une légère augmentation des amplitudes vibratoires ce qui signifie que le mésalignement influe sur les vibration du palier.

4.3 Analyse spectrale

Dans l'objectif de comprendre les trajectoire du centre de l'arbre on passe à l'analyse fréquentielle dans les deux plans X et Y en utilisant la transformé de Fourier rapide (FFT). L'analyse fréquentielle dans les figures 3.5, 3.6, 3.7 et 3.8 montre que ces amplitudes correspond à des faibles valeurs du balourd ou balourd résiduel et malgré

la légère augmentation des amplitudes dans la figure 3.7 et 3.8 pour une excentricité de 0.2 , pour la figure 3.6 et 3.8 dans la cas d'un palier mésaligné $D = 0.5$, on remarque une augmentation significatif à la direction axiale que radiale ainsi que les amplitudes vibratoire dans la cas mésaligné que aligné .

5.CONCLUSION

A travers cet article nous avons procédé à étudier le comportement dynamique d'un palier lisse hydrodynamique en implantant un modèle mathématique qui permet de simuler le palier en présence du défaut de mésalignement par l'approche linéaire. On a obtenu les courbes de pression tridimensionnelle qui explique la distribution de la pression dans la palier , les trajectoires du centre de l'arbre ainsi que la réponse au balourd par l'analyse spectrale dans les deux plans axial et radial. Les résultats obtenus permettent de voir l'influence du mésalignement sur les performances du palier et les vibrations du rotor. Les défauts affectant les paliers lisses vont créer de nouvelles fréquences critiques qui influent sur la stabilité du rotor. L'objectif de telle étude est de comprendre les mécanismes d'apparition de la fréquence synchrone de type balourd ainsi que leur intensité dans les deux cas palier aligné et mésaligné. Les résultats de simulation obtenue nous ont permis de constater que l'excentricité de balourd a une influence importante sur la réponse synchrone et leur amplitude vibratoire. Par ailleurs on constate que le palier désaligné provoque une augmentation importante des amplitudes vibratoires ainsi que la portance hydrodynamique du film lubrifiant .Finalement d'après cette étude on peut conclure que l'exploitation de cet outil numérique est très utile pour la prédiction des performance d'un paliers lisses en présence du défaut de mésalignement. .

REFERENCES

- [1] J. Young Jang ,M. Khonsari . On the Characteristics of Misaligned Journal Bearings, journal lubricants, 3, 27-53,2015.
- [2] A. Fisher. Oil flow in ring lubricated bearings. *Machinery, London*, 21 :311, 1922.
- [3] S.A. McKee and T.R. McKee. Pressure distribution in oil films of journal bearings. *ASME RP-54-8*, 5 :149–165, 1932
- [4] R.J.S. Piggott. Bearings and lubrication. bearing troubles traceable to design can be avoided by engineering study. *Mech. Engng*, 64 :259, 1942.
- [5] A. Buske and W. Rolli. Measurements of oil-film pressures in bearings under constant and variable loads. *NACA*, page 43, 1949.
- [6] M.Lahmar, H. Boucherit. Etude comparative du comportement dynamique non linéaire d'un palier amortisseur et d'un palier fluide. V14, pp .1-14, 2005.
- [7] D. Nicolas, Paliers hydrodynamiques soumis à un torseur de forces quelconques, Thèse de doctorat, INSA, Lyon, 1972
- [8] FRENE.JEAN .Butée et palier hydrodynamique .technique de l'ingénieur.N° B 5 320,pp.1-38, 2005.
- [9] Lund, J.W.: Review of the concept for dynamic coefficients for fluid film journal bearings. *ASME J. Tribol.* 109, 38–41 (1987)
- [10] Klit P, Lund JW. Calculation of the dynamic coefficients of a journal bearing, using a variational approach. *ASME J Tribol* 1986;108:421–5.
- [11] Romain Fargere. (2012) Simulation du comportement dynamique des transmission par engrenages sur paliers hydrodynamiques. Thèse de doctorat , institut national des sciences appliquées LYON. France
- [12] W. M. Miranda, M. T. C. Faria. ,Lateral Vibration Analysis of Flexible Shafts Supported on Elliptical Journal Bearings, journal of Tribol Lett Spring. 48:217–227,2012
- [13] A. Kabouya, M.Lahmar, B.Bou Said. 2007, Etude des paliers lisse mésalignés lubrifiés par des fluides à couple de contrainte. revue de mécanique et industrie . N°8, 577–595, 2007.