



## Revue des Matériaux & Energies Renouvelable

Journal home : [www.cu-relizane.dz](http://www.cu-relizane.dz)

ISSN : 2507-7554

E- ISSN : 2661-7595



### MODALISATION ET SIMULATION DES VIBRATIONS TRANSVERSALES ET DE FLEXION LIBRES D'UN ROTOR DE COMPRESSEUR GNL2Z DE SONATRCH

Open  
Access

Bentahar Mohammed<sup>1</sup>, Mahmoudi Noureddin<sup>2</sup>, Benzaama Habib<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de biomécanique appliquée et de biomatériaux, ENPO Oran , Université Tahar Moulay de Saida, e-mail: bentahae@yahoo.fr

<sup>2</sup> Laboratory GIDD, University of Relizane, Université Tahar Moulay de Saida, e-mail: mahmoudi.noureddine@yahoo.fr

<sup>3</sup> Laboratoire de biomécanique appliquée et de biomatériaux, ENPO, Ecole Nationale Polytechnique, Mechanical Engineering Department, Oran e-mail: habenza@yahoo.fr

#### RESUME

Cette étude concerne la modélisation et simulation vibratoire du rotor d'un compresseur centrifuge. L'objet principal de ce travail est de mettre en œuvre un modèle permettant de simuler le comportement dynamique d'un rotor du compresseur. Une étude sur le rotor d'un compresseur pour la détermination des vitesses critiques générées par les vibrations transversales. En utilisant le code de calcul ANSYS pour l'optimisation d'un paramètre dynamique (positionnement du palier côté impulseur) influence sur la marge de séparation qui doit être de 15% entre la vitesse critique et la vitesse d'exploitation. Nous prenons deux cas pour les positions du palier côté impulseur augmentation du porte-à-faux c'est-à-dire déplacement du palier vers la droite la marge de séparation diminue et la vitesse critique augmente, diminution du porte-à-faux c'est-à-dire déplacement du palier vers la gauche donc la marge de séparation augmente et la vitesse critique diminue les résultats obtenus dans ce cas sont très satisfaisants pour éviter la vibration des rotors.

#### Article history:

Received in revised form 03 May 2020

Accepted 10 June 2020

**Keys word:** compresseur centrifuge, vibration, rotor, vitesse critique, fréquence propre.

Copyright © 2020 ..... - All rights reserved

## 1. Introduction

Le phénomène vibratoire est parmi les problèmes majeurs qui peuvent influencer sur le fonctionnement des machines tournantes. De nos jours, les machines tournantes sont de plus en plus performantes notamment en terme de rapport masse/puissance. Cela implique qu'elles deviennent de plus en plus souples et qu'elles peuvent fonctionner au delà d'une ou plusieurs vitesses critiques. Prohl M. [1] a développé les paramètres de la méthode matrice transfert relatif aux vecteurs d'état pour calculer les vitesses critiques des rotors flexibles. Poritsky H. [2] a utilisé la théorie des petits déplacements. Il a dérivé un coefficient radial de rigidité pour les coussinets et a analysé le comportement du rotor. Il a conclu que l'augmentation de la flexibilité des paliers du rotor est proportionnelle à la diminution du seuil de la vitesse critique pour l'instabilité. Il a également proposé un critère de stabilité pour un rotor sur des supports rigide. Miller D.E. [3] a présenté pour un rotor une solution de régime permanent de problème des vibrations forcés, il a inclus l'amortissement et la flexibilité des paliers. Les réponses dues aux balourds et les fréquences de résonance sont calculées à travers cette étude. (Allaire [4]; Stanway et Burrows [5]; Firoozian et Stanway [6]). Parallèlement, des travaux qui visent à améliorer la modélisation des phénomènes régissant les mouvements du rotor sont menés (Imam et al. [7]; Berthier et al. [8]). Un des modèles souvent employé est le modèle de Jeffcott. Dans Ishida [9], ce modèle est utilisé pour étudier les oscillations non stationnaires d'un rotor lorsque celui-ci accélère en passant une vitesse critique. Iwatsubo et al. [10] ont étudié le problème de dynamique de rotor en incluant une

\* Corresponding author. bentahae@yahoo.fr

rigidité constante, la méthode de matrice de transfert a été utilisée pour trouver la solution dans les deux cas d'analyses de vibration libre et forcé.

Les simulations basées sur la méthode des matrices de transfert sont développées et très utilisées. Une description intéressante et complète est fournie par les ouvrages de R.BIGRET [11].

## 2. Dynamique des rotors

En dynamique des rotors nous avons plusieurs aspects importants et nécessaires, on verra plus particulièrement le rôle que peuvent jouer les dissymétries sur la dynamique des rotors. L'instabilités liées à l'amortissement tournant sans oublier les notions de vitesses critiques.

### 2.1. Notions de vitesse critique

Parmi les phénomènes classiquement observés en dynamique des rotors, on a la notion de vitesse critique. Selon Nelson [12], l'une des premières citations concernant la notion de vitesse critique remonte à la fin du XVIII<sup>e</sup> siècle lors d'essais expérimentaux réalisés par Dunkerley [13], il définit alors la vitesse critique comme la vitesse à la résonance d'une structure élastique non tournante où les vibrations de la machine atteignent des niveaux élevés. Aujourd'hui le concept de vitesse critique a évolué et se rattache d'un point de vue théorique à la notion de valeurs propres du système tournant, la vitesse critique correspond à la vitesse où l'excitation par balourd coïncide avec une des fréquences propres du système.

### 2.2. L'influence des dissymétries

Si les rotors sont souvent axisymétriques, axisymétrie en comportement (rotors en matériaux composites par exemple), il n'en est pas de même pour les stators:

la présence d'éléments juxtaposés aux carters, la fixation avec l'aile, . . . créent des dissymétries à la fois de masse et surtout de raideur[14]. L'influence des dissymétries en raideur des paliers sur la dynamique du rotor est importante.

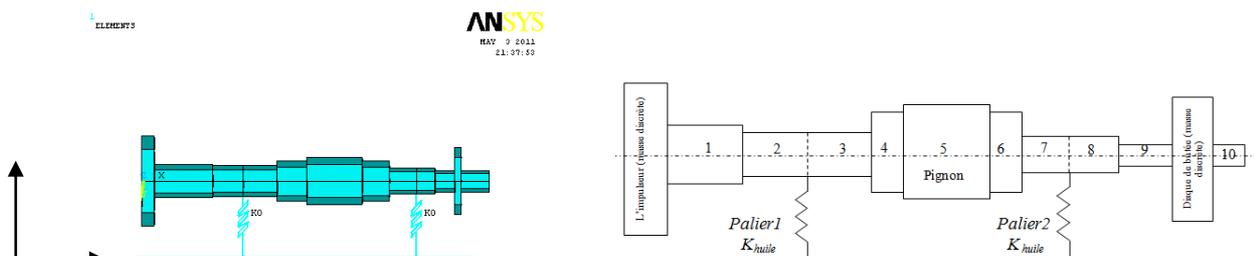
### 2.3. L'effet de l'amortissement

Si l'amortissement a toujours un rôle bénéfique sur la dynamique des systèmes non tournants, il n'en est pas de même pour les systèmes tournants. C'est pour ça que les ingénieurs ont depuis longtemps été conscients des effets déstabilisants induits par l'amortissement interne sur les rotors : il s'avère en effet que pour des systèmes axisymétriques le mouvement peut devenir instable à partir d'un certain seuil de vitesse de rotation, ce seuil dépend du ratio entre l'amortissement qualifié d'externe (c'est-à-dire celui introduit par les paliers, le couplage avec le fluide environnant, et l'amortissement interne, mais il est toujours supérieur à la première vitesse critique). L'instabilité est liée à la rotation propre[14].

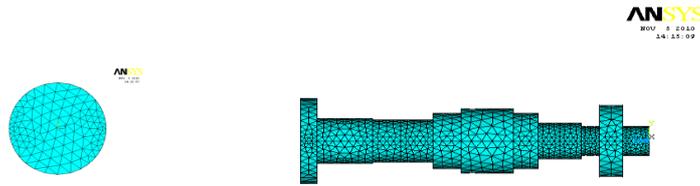
du rotor et n'est en rien attribuable à d'éventuelles non linéarités. Lorsque l'on exprime les forces d'amortissement internes des parties tournantes dans un repère fixe, on notera tout de même que le modèle d'amortissement visqueux est peu réaliste et généralement remplacé par un modèle hystérique [15].

## 3. Modèle numérique

Nous analysons un modèle du rotor d'un compresseur centrifuge de complexe de GNL2Z de SONATRCH. La validation des résultats est réalisé avec le code de calcul ANSYS, l'arbre est discrétisé par des éléments de poutre à 4 degrés de liberté par nœud, deux déplacements et deux rotations. Chaque palier (PA1, PA2) est modélisé par un ensemble raideur /amortisseur suivant la direction x placés aux nœuds 1 et 13. Le modèle réduit au premier mode, ce modèle permet de réaliser les simulations temporelles du comportement dynamique vibratoire. Le disque est supposé parfaitement rigide et pour sa modélisation on utilise un élément pipe (masse21). Pour modéliser l'arbre on utilise l'élément poutre (Beam188). Pour modéliser les paliers on utilise l'élément spring-damper (Combin14).



**Figure 1 - Discrétisation utilisé pour l'analyse du rotor**



**Figure 2 - Maillage du rotor**

### 3. 1. Paramètres du rotor

Les caractéristiques géométriques et physiques du modèle sont les suivant :

Segment	Longueur (m)	Diamètre (m)	Section (m <sup>2</sup> ) 10 <sup>-6</sup>	Moment d'inertie (m <sup>4</sup> ) 10 <sup>-6</sup>
1	0.08412	0.04430	1541.336	0.189053
2	0.04419	0.04148	1351.3485	0.145319
3	0.04915	0.04148	1351.3485	0.145319
4	0.04300	0.05400	2290.2210	0.417392
5	0.07962	0.062738	3091.3777	0.760488
6	0.03856	0.05400	2290.2210	0.417392
7	0.03915	0.03500	962.11275	0.073661
8	0.02717	0.03500	962.11275	0.073661
9	0.02812	0.02874	648.72941	0.033490
10	0.04158	0.02874	684.72941	0.033490

**Tableau 1- Paramètres de la ligne d'arbre**

	ligne d'arbre	L'impulseur	Le disque de butée
Matériau	ASTM A304	17- 4 PH	ASTM A304
Masse volumique ρ	7900kg /m <sup>3</sup>	7900kg /m <sup>3</sup>	7900kg /m <sup>3</sup>
Module de Young: E	1.999 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup>	1.999 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup>	1.999 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup>
Masse m	7.1432954kg	1.29335kg	0.843480kg
Moment d'inertie J <sub>s</sub>		1.087 10 <sup>-3</sup> kg .m <sup>2</sup>	4.67461 10 <sup>-4</sup> kg .m <sup>2</sup>
Nombre d'aube Z		20	
Vitesse d'exploitation ω <sub>exp</sub>	22669 tpm		

**Tableau 2- Caractéristiques mécaniques du rotor**

	Palier 1 (côte impulseur)	Palier 2 (côte butée)
Type : palier radial à cinq (05) patins oscillants		
longueur du palier L	25.4m	34.925mm
diamètre du palier D	41.275mm	34.925mm
Jeu radial en fonctionnement C	0.080mm	0.064135mm
charge maximale admissible : W	896.1929N	978.9594N
coefficients de rigidité du film d'huile dans les paliers : (Huile ISO VG 32)	$K_{11}= 4.1684578 10^7 N/m$ $K_{22}= 2.4487173 10^7 N/m$ $K_{12}=0.0 N/m$ $K_{21}= 0.0 N/m$	$K_{11}= 1.136893 10^7 N/m$ $K_{22}= 9.4882541 10^7 N/m$ $K_{12}=0.0 N/m$ $K_{21}= 0.0 N/m$

**Tableau 3- Paramètres des paliers**

Dans notre analyse, on prendra les considérations suivantes :

- l'analyse se fait dans le domaine linéaire,
- l'axe principal central d'inertie de chaque segment du rotor est confondu avec l'axe de rotation,
- les propriétés du film d'huile des paliers sont considérés comme dynamique et sont prises à la vitesse d'exploitation.

### 3. 2. Résultats et optimisation

#### 3. 2. 1. Augmentation du porte - à- faux

Le déplacement du palier vers le côté pignon est schématisé sur la figure 3.

Cette modification engendre le changement du fichier de données augmentation de la longueur du troisième tronçon et diminution de la longueur du quatrième tronçon.

Soit  $x$  la valeur du déplacement d'éléments

$$L_{3\text{modifié}} = L_3 + X$$

$$L_{4\text{modifié}} = L_4 - X$$

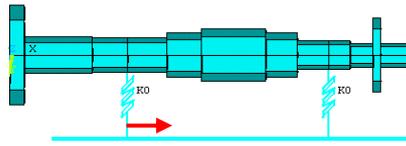
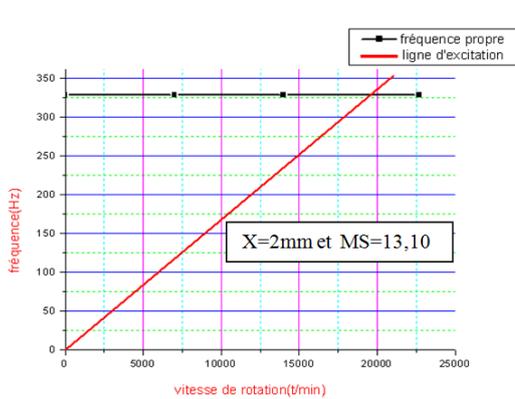


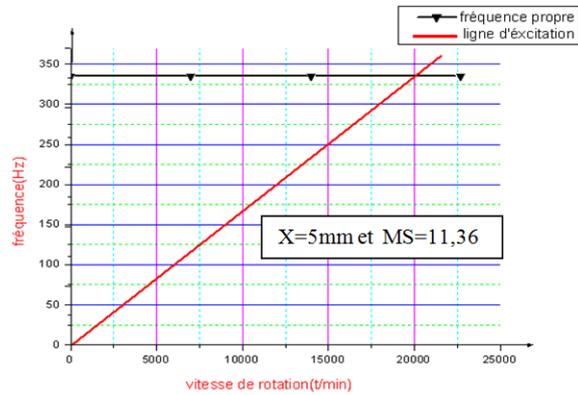
Figure 3- Augmentation du porte-à-faux

X (mm)	$\omega_{cr}$	MS (%)
0	19448	14.2
1	19572	13.66
2	19699	13.10
3	19829	12.53
4	19960	11.95
5	20094	11.36
6	20231	10.75
7	20371	10.14
8	20513	9.51
9	20658	8.87
10	20805	8.22
11	20956	7.56
12	21109	6.88

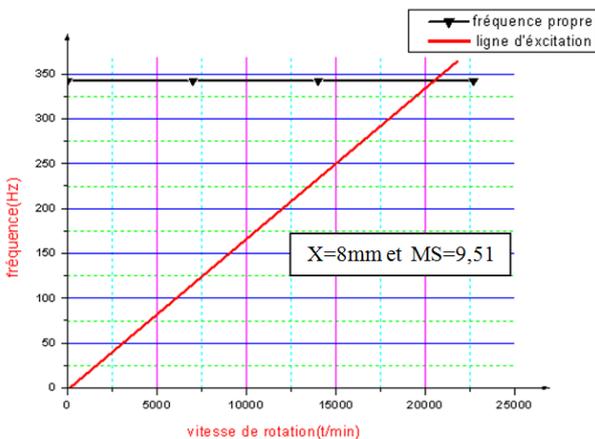
Tableau 4- Résultats d'augmentation du porte-à-faux



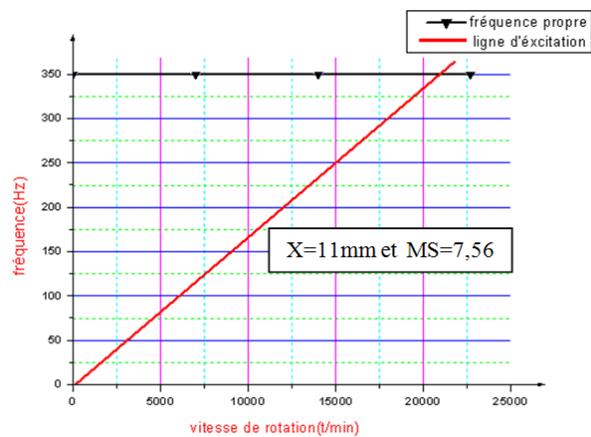
(a)



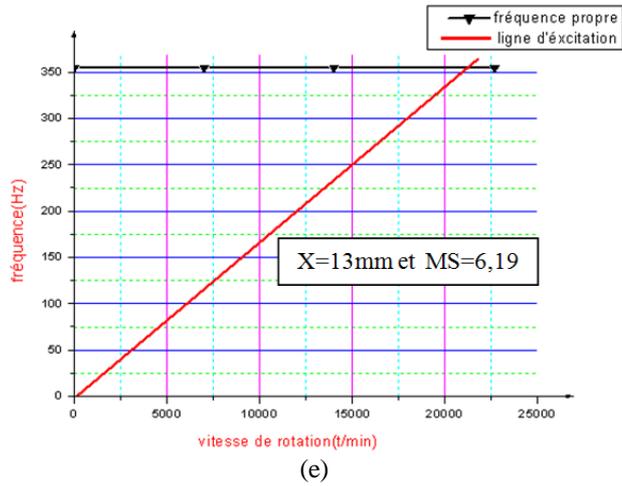
(b)



(c)



(d)



(e)  
Figure 4- Diagramme d'optimisation

Vitesse critique	Fréquence propre
19699	328.321
20094	334.907
20513	341.880
20956	349.264
21266	354.429

On remarque que l'augmentation de la vitesse de rotation ( $\omega_{cr}$ ) provoque une diminution de la marge de séparation dans tous les cas de déplacement (X), exemple pour la figure (4(a)) ( $x=2\text{mm}$   $\omega_{cr}=19699$  tr/min et  $MS=13.10$ , la figure (4(b)) présente les valeur  $x=5\text{mm}$ ,  $\omega_{cr}=20094$ tr/min et  $MS=11.36$ , la figure (6(c)) donne les valeurs ( $x=8\text{mm}$   $\omega_{cr}=20513$  tr/min et  $MS=9.51$ ), la figure (4(d)) ( $x=11\text{mm}$   $\omega_{cr}=20956$  tr/min et  $MS=7.56$ ), la figure (4(e)) ( $x=13\text{mm}$   $\omega_{cr}=20956$  tr/min et  $MS=6.19$ ).

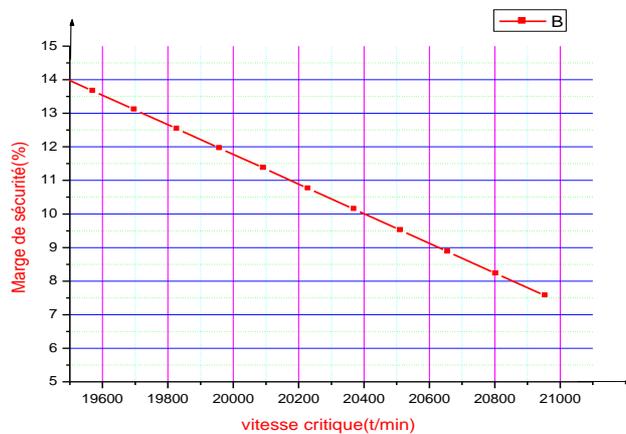
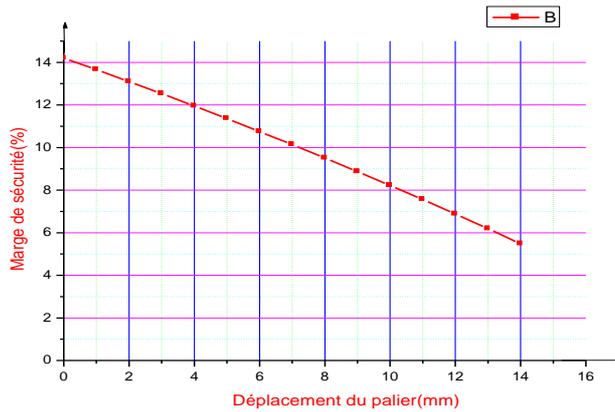


Figure 5- Variation de la marge de séparation en fonction de la vitesse critique



**Figure 6- Variation de la vitesse critique en fonction du déplacement du palier**



**Figure 7- Variation de la marge de séparation en fonction du déplacement du palier**

En analysant les graphes tracés précédemment, nous remarquons que la marge de séparation diminue et la vitesse critique augmente au fur et à mesure que nous déplaçons le palier vers le côté pignon (augmentation du porte-à-faux).

### 3. 2. 2. Diminution du porte-à-faux

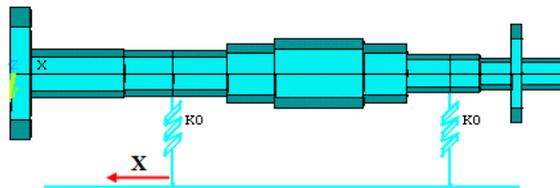
Suite aux résultats obtenus précédemment, nous allons tenter de diminuer le porte-à-faux en déplaçant le palier vers le côté impulseur comme il est schématisé sur la figure 10. Le fichier de données sera modifié en diminuant la longueur du troisième tronçon et en augmentant la longueur du quatrième tronçon.

Soit  $x$  la valeur du déplacement du palier :

$$L_{3\text{modifié}} = L_3 + X$$

$$L_{4\text{modifié}} = L_4 - X$$

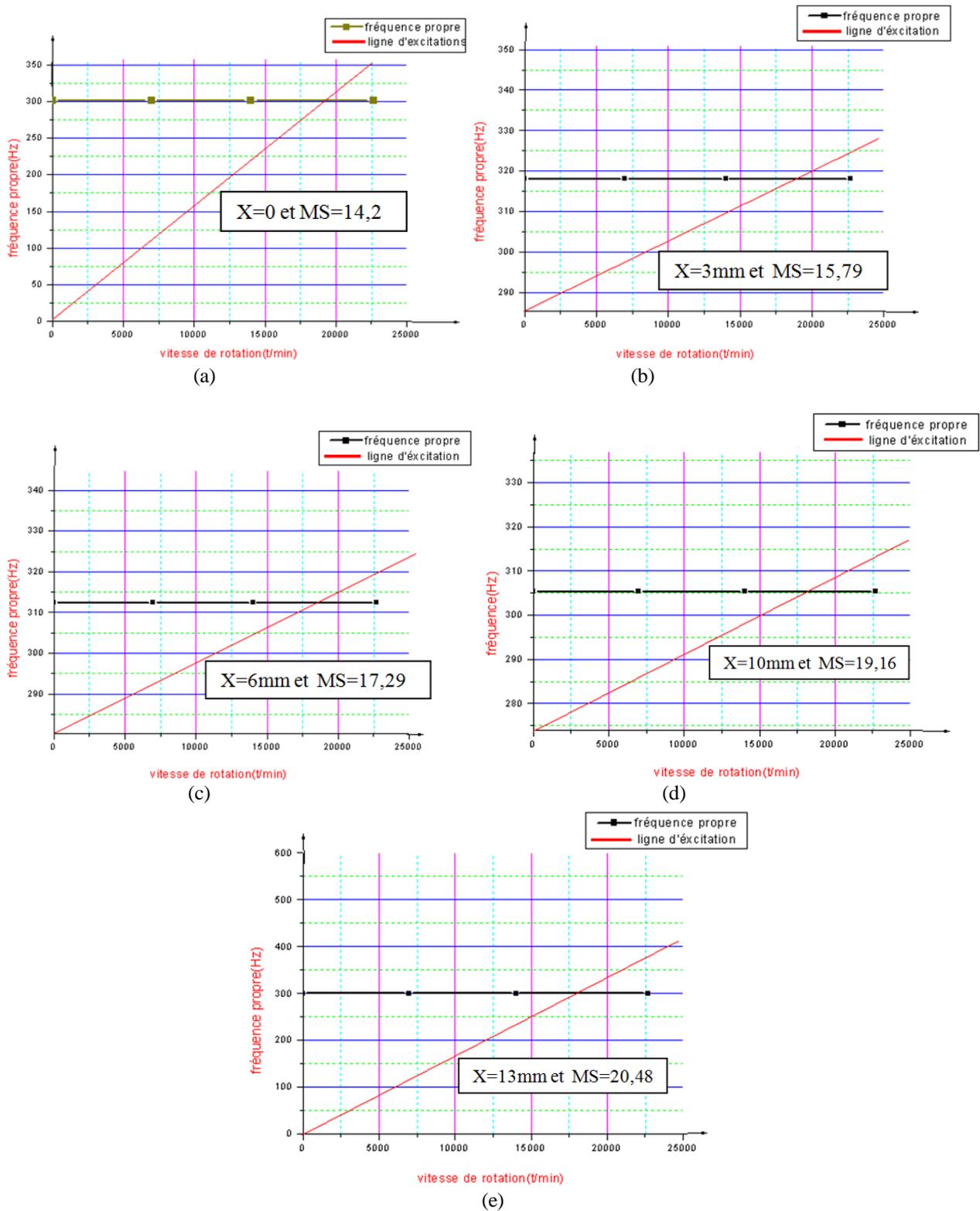
**ANSYS**  
MAY 3 2011  
21:37:53



**Figure 8- Diminution du porte-à-faux**

X (mm)	$\omega_{cr}$	MS (%)
0	19448	14,2
1	19326	14,74
2	19206	15,27
3	19089	15,79
4	18973	16,30
5	18860	16,80
6	18749	17,29
7	18640	17,77
8	18532	18,25
9	18428	18,71
10	18325	19,16
11	18224	19,61
12	18125	20,04
13	18027	20,48
14	17932	20,89

**Tableau 6- Résultats des diminutions du porte-à-faux**



**Figure 9- Diagramme d'optimisation**

Vitesse critique	Fréquence propre
19448	324.134
19089	318.142
18749	312.480
18325	305.415
18027	300.458

On remarque que la diminution de la vitesse de rotation ( $\omega_{cr}$ ) provoque une augmentation de la marge de séparation dans tous les cas du déplacement (X), exemple pour la figure (9(a)) ( $x=0\text{mm}$   $\omega_{cr}= 19448$  tr/min et MS=14.2 la figure

(9(b)) présente les valeurs  $x=3\text{mm}$ ,  $\omega_{cr}=19089\text{tr/min}$  et  $MS=11.36$ . la figure (9(c)) donne les valeurs ( $x=6\text{mm}$   $\omega_{cr}=18749\text{ tr/min}$  et  $MS=9.51$ ), la figure (9(d)) ( $x=10\text{mm}$   $\omega_{cr}=18325\text{ tr/min}$  et  $MS=7.56$ ) la figure (9(e)) ( $x=13\text{mm}$   $\omega_{cr}=18027\text{ tr/min}$  et  $MS=20.48$ ).

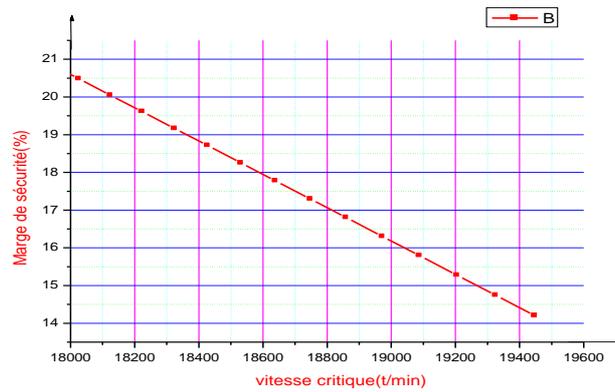


Figure 10- Variation de la marge de séparation en fonction de la vitesse critique



Figure 11- Variation de la vitesse critique en fonction du déplacement du palier



Figure 12- Variation de la marge de séparation en fonction du déplacement du palier

Nous remarquons que les résultats du déplacement du palier vers le côté impulseur (diminution du porte-à-faux) sont très satisfaisants, car nous notons l'augmentation de la marge à chaque fois la position du palier est rapproché de l'impulseur.

#### 4. Conclusion

A partir de cette analyse nous pouvons affirmer que c'est le mauvais positionnement du palier côté impulseur qui a été à l'origine d'une valeur importante de la vitesse critique et par conséquent une faible marge de séparation avec la vitesse de fonctionnement.

Aussi notre programme de calcul a permis de déterminer la position optimale du palier les résultats obtenus de cette étude nous ont permis d'approfondir nos connaissances en matière de vibrations, et d'acquérir de nouvelles connaissances dans d'autres domaines tels que le traitement et la liquéfaction du gaz naturel.

Enfin, il est important pour nous de souligner que nous avons eu l'opportunité en premier lieu de traiter un cas réel dans le domaine des vibrations et d'appliquer les théories acquises durant notre graduation dans ce domaine.

Le très faible écart entre les deux résultats nous permet d'affirmer l'utilité de cette méthode analytique dans le domaine de l'analyse dynamique des lignes d'arbres.

Le choix du modèle physique de la construction de support du palier (position) influe essentiellement sur la fréquence propre des vibrations transversales du système.

Les résultats obtenus par le code de calcul ANSYS, est très satisfaisants.

L'écart entre les deux résultats peut être diminué si l'on considère autre paramètre physique du matériau tel que l'amortissement induit par hystérésis.

Bien que évident les résultats des calculs ont montré que les vitesses critiques du système relatives aux vibrations longitudinales et de torsion sont très élevées et ne peuvent être à l'origine de la détérioration du palier considéré.

## 5. Bibliographies

- [1] Prohl, M.A., "A general method for calculating Critical Speeds of flexible rotors", Trans. ASME, J. Appl. Mech., 12, A-142, (1945).
- [2] Poritsky, H., "Contribution to the theory of oil whip", Trans. ASME, 75, 1153, (1953).
- [3] P. E. ALLAIRE, D. W. LEWIS et J. D. KNIGHT: Active vibration control of a single mass rotor On flexible supports. Journal of the Franklin Institute, 315(3):21 1- 222, (1983).
- [4] R. STANWAY ET C. R. BURROWS: Stabilization of a flexible rotor by Eigen value assignement. Int Conf on Control and Its Appl (194): 102- 105, (1981).
- [5] R. FIROOZIAN et R. STANWAY: Active vibration control of turbo machinery: A numerical investigation of modal controllers. Mechanical Systems and Signal Processing, 2(3):243- 264, (1988).
- [6] E. IMAM, J. DER HAGOPIAN et M. LALANNE: Contribution to the dynamic behavior of flexible mechanisms. In 52nd Symposium on Shock and Vibration. Part1., Invited Papers, Rotor Dynamics and Machinery Vibration., Shock and Vibration Bulletin, p. 125 - 13, New Orleans, LA, USA,(1982).
- [7] P. BERTHIER, G. FERRARIS et M. LALANNE: Prediction of critical speeds, un- balance and non synchronous forced response of rotors. In 53rd Symposium on Shock and Vibration. Part 4 Damping and Machinery Dynamics, Shock and Vibration Bulletin, p. 103- 11, Danvers, MA, USA, (1983).
- [8] Ishida Y., Ikeda T., Yamamoto T., Murakami S. Non stationary oscillations of a rotating shaft with nonlinear spring characteristics during acceleration through critical speed, Memoirs of the School of Engineering, Nagoya University, ,Vol. 44, n°1, pp. 1-70. (1992).
- [9] Iwatsubo, T., Arii, S. and Kawai, P., "The Coupled Lateral Torsional Vibration of a Geared Rotor System", Proceedings of the Third International Conference on Vibration in Rotating Machinery, Institution of Mechanical Engineers, pp.59-66. (1984).
- [10] R. BIGRET « vibration des machines tournantes et de structures Tomes 1, 2, 3, 4 »
- [11] M. J. Stallone, V. Gallardo, A. F. Storage, L. J. Bach, G. Black, and E. F.Gaffney. "Blade loss transient dynamic analysis of turbo machinery". American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 21(8):1134-1138, (1983).
- [12] F.C. Nelson. "A review of the origins and current status of rotor dynamics". In IFToMM
- [13] Dunkerly, S., "On the whirling and vibration of shafts", Phil. Trans. R. Soc., London A, 185, 279, (1894). Sixth International Conference on Rotor Dynamics, Sydney, Australia, (2002).
- [14] David, D., thèse pour l'obtention du Titre de Docteur "Etude du Comportement non-Lineaire dans le domaine Frequentiel Application a la Dynamique Rotor" (2003).
- [15] J. M. Vance. "Rotor dynamics of turbo machinery". John Wiley& Sons, (1988).