

COURS DE VIBRATION DES MACHINES TOURNANTES

CHAPITRE IV

**MODELISATION DU ROTOR-PALIER-
ACCOUPLLEMENT ET LES EQUATIONS DU
MOUVEMENT**

Dr. M.T DEKHMUCHE

Dpt: Électromécanique filière maintenance industrielle

2- Modélisation de l'accouplement:

Rappel:

Les accouplements lient les arbres en rotation de deux machines, ils peuvent être :

- rigides,
- plus ou moins souples afin d'absorber les vibrations de torsion et les désalignements des deux machines,
- à cardans: transmettant les vibrations de torsion mais permettant un désalignement important des deux arbre,
- interruptibles: embrayage, coupleurs.

Les défauts des accouplements rigides ou élastiques proviennent :

- du non alignement important des arbres avec pour conséquence des couples de réaction en flexion tournante sur les arbres des machines et une « non concentricité » des arbres dans les paliers,
- du manque de souplesse de l'accouplement qui transmet les couples vibratoires de torsion d'une machine à l'autre,
- d'une trop grande souplesse ou d'un manque d'amortissement, avec pour conséquence soit un échauffement prématuré de l'accouplement soit des chocs créés par les allers-retours en butée de la partie rigide de l'accouplement dans la partie élastique.

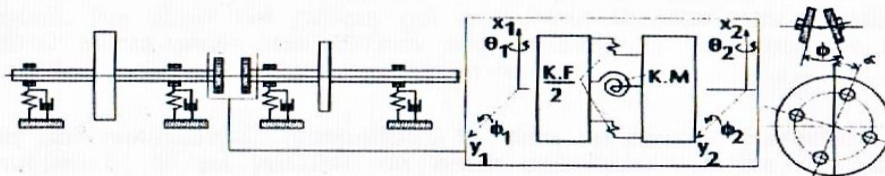
Pour les accouplements interruptibles : d'un dérèglement de

l'automatisme aboutissant soit :

- à un patinage long des surfaces de frottement qui sont en présence, avec pour conséquence un échauffement de ces surfaces suivi de leur usure ou de leur destruction pour les embrayages solides, à réchauffement du liquide dans le cas des coupleurs,
- soit à des chocs au moment de l'accouplement ou du désaccouplement sous charge.
- La mise en évidence de ces défauts fait intervenir des techniques de mesures vibratoires, de position des arbres, de température. Ils ont des conséquences sur l'ensemble des organes de la ligne d'arbres.

1- INTRODUCTION:

La modélisation de l'accouplement est effectuée par la méthode des éléments finis en utilisant 7 éléments, les masses étant considérées comme concentrées à l'accouplement et au rotor : 4 paliers, 2 rotors et 1 accouplement.



Modélisation de l'accouplement et des arbres avec les rotors

2- Modélisation de l'accouplement et des arbres avec les rotors:

La raideur de flexion de l'accouplement peut être exprimée par les relations :

$$k = k_0 + f(\theta).g(a)$$

Quand le couplage est symétrique en x, la matrice de raideur d'accouplement qui relie {P} et {d} a pour Forme :

$$\begin{bmatrix} a & -b & 0 & 0 & -a & -b & 0 \\ d & 0 & 0 & b & c & 0 \\ d & b & 0 & 0 & c \\ a & 0 & 0 & -b \\ a & b & 0 \\ d & 0 \\ d \end{bmatrix}$$

Avec: $a = k_f$, $b = (K_F.l)/2$, $c = (K_F.l^2)/4 - k_M$, $c = (K_F.l^2)/4 + k_M$

$$\{d\}^T = \{x_r, y_r, \theta_r, \emptyset_r, x_p, y_p, \theta_p, \emptyset_p\}$$

$$\{P\}^T = \{F_{rx}, F_{ry}, M_{rx}, M_{ry}, F_{2x}, F_{2y}, M_{2x}, M_{2y}\}$$

Où k_M est la raideur d'accouplement pour une déflexion angulaire sous un couple pur de flexion et k_F est la raideur d'accouplement pour une déflexion transversale. Pour un angle $\langle \emptyset \rangle$ inférieur à $1,5^\circ$, alors k_F et k_M se mettent sous la forme :

$$k_F = 142.(1 - 0,42.|\emptyset|) + 28,4.\cos(2.a).(1 - 1,6|\emptyset|) \text{ en kN/m}$$

$$k_M = 2,5.(1 - 0,40.|\emptyset|) + 1,6.\cos(2.a).(1 - 1,4|\emptyset|) \text{ en kN.in}$$

