COURS DE VIBRATION DES MACHINES TOURNANTES

CHAPITRE V

LES VITESSES CRITIQUES – LES DIAGRAMMES DE CAMPBELL

Dr. M.T DEKHMOUCHE

Dpt: Électromécanique filière maintenance industrielle

Les vitesses critiques

Sous l'influence des forces centrifuges résultant des balourds, l'arbre des machines tournantes fléchit en rotation. Dans ce paragraphe, nous nous proposons de démontrer qu'en l'absence de forces dissipatives il existe une ou plusieurs fréquences pour lesquelles l'amplitude du débattement de l'arbre devient infinie. Là où les fréquences correspondantes sont appelées fréquences critiques.

Par ailleurs, nous nous proposons de démontrer que les fréquences propres des lignes d'arbre de machines tournantes peuvent être déterminées par des essais dits d'impédance mécanique à l’arrêt à condition que le comportement dynamique des paliers soit le même à l’arrêt et en rotation. Et nous démontrerons que les valeurs des fréquences propres trouvées au cours de ces essais sont égales aux valeurs des fréquences critiques.

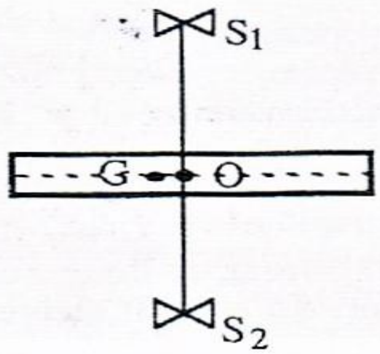
1. <u>Vitesse critique:</u>

Considérons la ligne d'arbre (figure a) composée :

-D'un arbre proprement dit: poutre de section circulaire uniforme dont la masse est négligeable devant la masse du disque.

-D'un disque de masse m à égale distance de S_1 et S_2.

L'arbre est guidé par deux paliers S_1 et S_2 équipés de roulements. La droite qui joint les centres de ces deux paliers définit l’axe de rotation. Cette droite coupe le plan médian du disque en un point O (Fig. a). ε est la distance de ce point au centre de gravité G du disque. En rotation, sous l’effet des forces centrifuges, l’arbre fléchit au droit du disque d'une quantité OO' = y (Figure b)



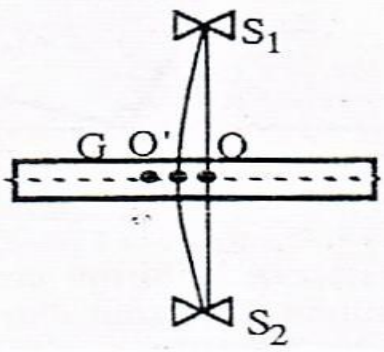


Fig. a : schéma de la ligne d'arbre à l'arrêt

OG = e (excentrement)

Fig. b : Déformation de l'arbre en en rotation

OO' = x (déflexion); $GS_1 = GS_2$

Ainsi la distance du centre de gravité du disque à l'axe de rotation est devenue :

$$\mathbf{O'G = OO' + OG = x + \varepsilon}$$

Cet excentrement du centre de gravité engendre en rotation des forces centrifuges. L'accélération centrifuge γ et la force centrifuge F_γ ont respectivement pour valeur :

$$\boldsymbol{\gamma = -\omega^2(x + \varepsilon)} \quad \text{Et} \quad \boldsymbol{F_\gamma = -m\,\omega^2(x + \varepsilon)}$$

La flexion de l’arbre d'autre part donne naissance à des forces de rappel élastique. En supposant que l'arbre se comporte comme un ressort de raideur k la force de rappel élastique F_K a pour valeur :

$$\mathbf{F_K = k\,x}$$

En l'absence de forces dissipatives, les conditions de l'équilibre nous conduisent à écrire :

$$\mathbf{K\,x - m\,\omega^2\,(x + \varepsilon) = 0}$$

D’où**:**

$$\boldsymbol{\frac{x}{\varepsilon} = \frac{m\,\omega^2}{k - m\,\omega^2}}$$

L’amplitude x devient infinie pour la valeur $\omega = \omega_c$ qui annule le dénominateur du deuxième membre. On obtient ainsi, de nouveau, la formule fondamentale des systèmes masse/ressort, à savoir :

$$\omega_c = \sqrt{k/m}$$

La pulsation pour laquelle l'amplitude devient infinie est appelée "pulsation critique" et la fréquence correspondante "fréquence critique".

En fait, l'amplitude ne devient jamais infinie pour les deux raisons principales suivantes :

- la première est en liaison avec les hypothèses qui ont présidé à la mise en équations. On admet en effet que les amplitudes sont faibles. Lorsqu'elles deviennent importantes, la formulation n'est plus correcte, le système n'étant plus linéaire et l'hypothèse des petits mouvements n’étant plus respectés.

- la deuxième raison concerne les amortissements toujours présents dans les systèmes mécaniques. Du fait que la déflexion de l'arbre est constante pour une vitesse de rotation donnée, les forces d'amortissement interne sont nulles. Seules sont à prendre en considération les forces d’amortissement externe qui prennent naissance principalement au droit des paliers.

Il n’en reste pas moins que les amplitudes au voisinage des vitesses critiques sont importantes et qu’il peut en résulter des conséquences très néfastes pour la machine. Par ailleurs, ces amplitudes importantes se traduisent toujours par une augmentation des couples résistants, lesquels peuvent alors devenir supérieurs au couple moteur.

Lorsque les machines sont conçues pour tourner au-delà de la première ou même de la deuxième vitesse critique, le franchissement de ces vitesses devient alors impossible, sauf si on a pris la précaution de procéder à un équilibrage particulièrement soigné de la ligne d’arbre qui réduit les amplitudes et par voie de conséquence les couples résistants.