

République Algérienne Démocratique et Populaire Ministère de l'Enseignement
Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Mohamed BOUDIAF-M'sila



Faculté de Technologie
Département de Génie Electrique

Cours

Spécialité : Master
Maintenance des équipements industriels

Intitulé :

Vibrations des Machines Tournantes

Préparé par :
Dr. Brahim LADGHEM CHIKOUCHE

M'sila 2024

Chapitre VII : Techniques d'équilibrage des machines tournantes

VII.1. Principes généraux de l'équilibrage

VII.1.a. Masse et Force

On peut assimiler le balourd à une force centrifuge F , tournante générée par une masse de déséquilibre m , située à la distance r du centre de gravité G de l'arbre tournant à la vitesse ω . La valeur de cette force est :

$$F = m r \omega^2$$

Pour une vitesse de rotation donnée, et pour un rayon donné, il y a donc une relation linéaire entre la masse de déséquilibre et la force de balourd correspondant. La procédure d'équilibrage nécessiterait de déterminer cette force et de repérer la position radiale de la masse du déséquilibre. Cependant, la force n'est pas mesurable, nous allons donc nous intéresser au mouvement de palier qu'elle génère (vibration), qui pour sa part est mesurable de manière simple.

VII.1.b. Vibration

Sous l'effet du balourd, le palier aura un mouvement autour de sa position d'équilibre (représentée par sa position, machine à l'arrêt). Projeté sur un axe, ce mouvement aura l'allure indiquée sur la figure 7.1. Les repères 1, 2, 3 et 4 indiquent les correspondances entre la position verticale du palier et la position angulaire de la masse de déséquilibre. Ce mouvement est la

vibration du palier générée par le balourd. Il est périodique et sinusoïdal, à la période d'un tour, ou à la fréquence de rotation f_0 .

En conclusion, l'amplitude de la vibration générée par le balourd est directement proportionnelle au balourd, c'est-à-dire à la masse de déséquilibre.

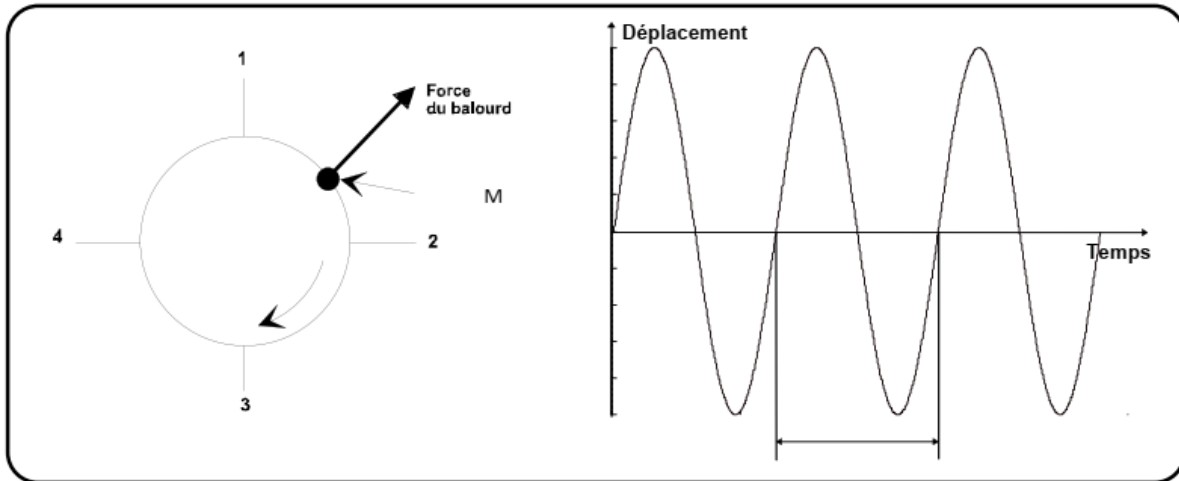


Figure 7.1. Signal vibratoire généré par le balourd

VII.1.c. Notion de phase

Nous allons maintenant s'intéresser au repérage de la position radiale de la masse du déséquilibre. Il serait intéressant de connaître la position de l'arbre lorsque, par exemple, la vibration passe par un maximum. On utilise pour cela un top-tour. L'objectif d'un « top tour » est de générer une référence de rotation d'un arbre. On peut réaliser celle-ci par la mise en place d'un scotch brillant à un endroit donné de la périphérie de l'arbre, utilisé comme repère de position ; une cellule photoélectrique placée radialement à l'arbre délivrera alors une impulsion électrique à chaque passage du scotch (figure 7.2).

La mesure simultanée de l'amplitude de la vibration générée par le balourd et des impulsions générées par le top tour permet de déterminer le décalage temporel séparant ces deux signaux.

Afin d'adapter cette information de décalage temporel à une position radiale de l'arbre, on ramène la durée d'un tour (période) à un angle de 360° . Le « retard » de la vibration par rapport au top tour correspondra alors à un angle, en degrés ; c'est ce que l'on appelle la phase entre le top tour et la vibration mesurée.

En conclusion, la mesure de la phase de la vibration générée par le balourd, par rapport à un top tour, donne une information de repérage de position de la masse de déséquilibre. Cette position angulaire est décalée d'un « angle » donné par rapport à la phase mesurée.

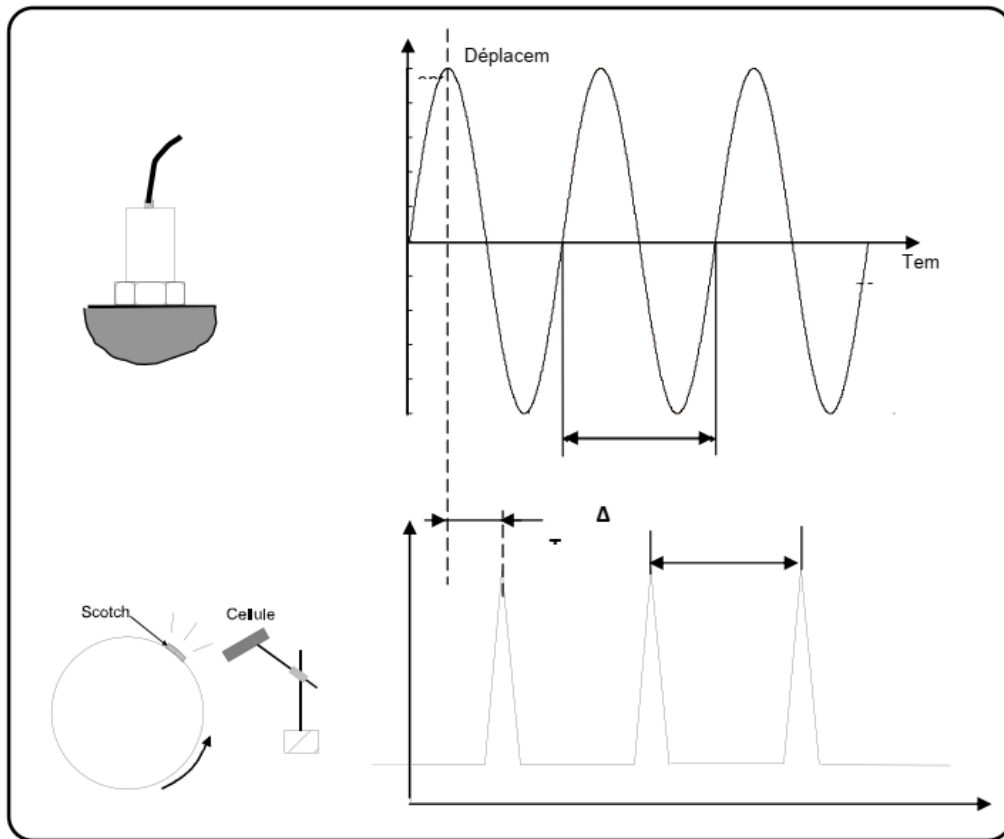


Figure 7.2. Décalage temporel vibration/top tour

Dans ce qui suit chaque mesure de vibration V est constituée d'une mesure d'amplitude v et d'une mesure de phase φ .

VII.2. Pratique de l'équilibrage

VII.2.a. Equilibrage sur machine

L'équilibrage sur machine à équilibrer est pratiqué lorsque l'origine du balourd est la rupture ou tout au moins la détérioration d'une partie du rotor, il est évident qu'il faut d'abord le remettre en état avant de l'équilibrer, il faut donc le démonter. De plus si le balourd a créé des vibrations très importantes, il y a des risques que les roulements ou la structure aient été endommagés.

VII.2.b. Equilibrage sur site

L'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, sans être démonté, est appelé équilibrage sur site. Il s'agit de la méthode d'équilibrage la plus pratiquée par le personnel de la maintenance. En effet ce type d'équilibrage offre de nombreux avantages par rapport à l'équilibrage en atelier :

- Le rotor est équilibré dans des conditions de fonctionnement normales (charges, températures, vitesse ...).
- Le démontage, le réassemblage et le réalignement ne sont pas nécessaires.
- Les temps d'arrêt sont considérablement réduits

L'information nécessaire pour réaliser l'équilibrage provient des mesures de vibrations des paliers supportant le déséquilibre du rotor. Les valeurs obtenues servent au calcul de la masse de correction requise pour réduire le et déséquilibre et les vibrations qui en résultent. Les mesures sont effectuées au moyen d'un appareillage portatif incluant au minimum un analyseur de vibration, un accéléromètre, une sonde photoélectrique et un programme d'équilibrage.

VII.2.c. Equilibrage en un plan

a. Principe

C'est le type d'équilibrage qu'il faut réaliser lorsque l'on a un rotor de type disque. Le critère habituellement utilisé est le suivant [Figure 6.10] :

$$\square \frac{L}{D} \leq 0.5 \quad \square \omega \leq 1000$$

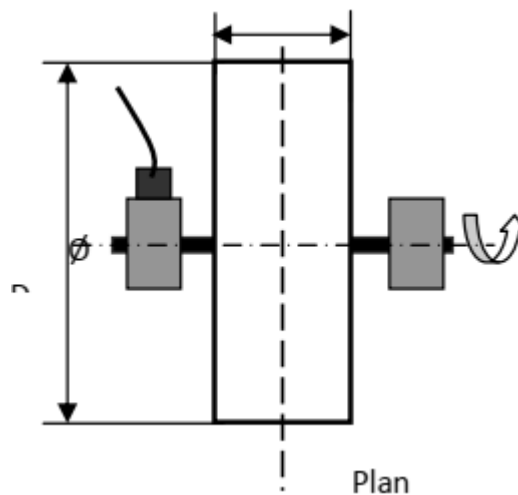


Figure 7.3. Caractéristiques d'un rotor de type disque

Si la vitesse de rotation est plus importante ou si le disque présente un voilage (disque incliné par rapport à l'axe), il est conseillé de faire un équilibrage 2 plans. Pour ce type d'équilibrage, il faut :

- 1 lancer à vide.
- 1 lancer avec une masse d'essai.
- Des masses de correction (installées dans le plan radial le plus proche possible du plan médian).

b. Pratique

Lancer 1

- Lancer le rotor à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer le module et la phase de vibration due au balourd initial : $\vec{V}_1(v_1, \varphi_1)$.
- Arrêter le rotor.

Lancer 2

- Fixer sur le rotor à un emplacement prédéfini (r_e, φ_e) une masse d'essai de valeur connue dans le plan prévu pour la compensation.
- Lancer le rotor à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer le module et la phase de vibration due au balourd résultant : $\vec{V}_2(v_2, \varphi_2)$.
- Arrêter le rotor.

Le premier lancer permet la mesure de l'état initial de la machine, correspondant au déséquilibre à compenser : amplitude vibratoire v_1 , phase φ_1 (figure 7.4).

La mise en place de la masse d'essai m_e (permettant l'étalonnage masse/amplitude vibratoire) fournit une nouvelle mesure donnant v_2 et φ_2 , amplitude et phase de l'état (balourd initial + masse d'essai).

Par différence vectorielle, on déduit : $\vec{V}_e = \vec{V}_2 - \vec{V}_1$ ($\vec{V}_e$ vibration due à la masse d'essai seule). La relation amplitude vibratoire/masse est alors connue (module de $\vec{V}_e$ ramené à la masse d'essai m_e).

- Le calcul de la masse de correction : $m_c = m_e \times V_e / V_c$
- La position angulaire du balourd est repérée par l'angle φ_c entre $\vec{V}_e$ et $\vec{V}_c$ le sens positif étant celui de la rotation de l'arbre (figure 7.5).
- La masse d'équilibrage m_c doit être positionnée sur le même rayon que la masse d'essai m_e .

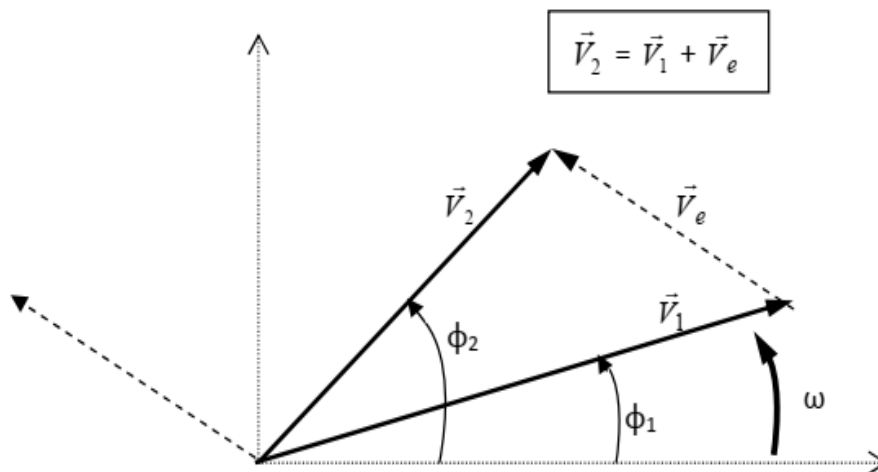


Figure 7.4. Equilibrage d'un rotor de type disque

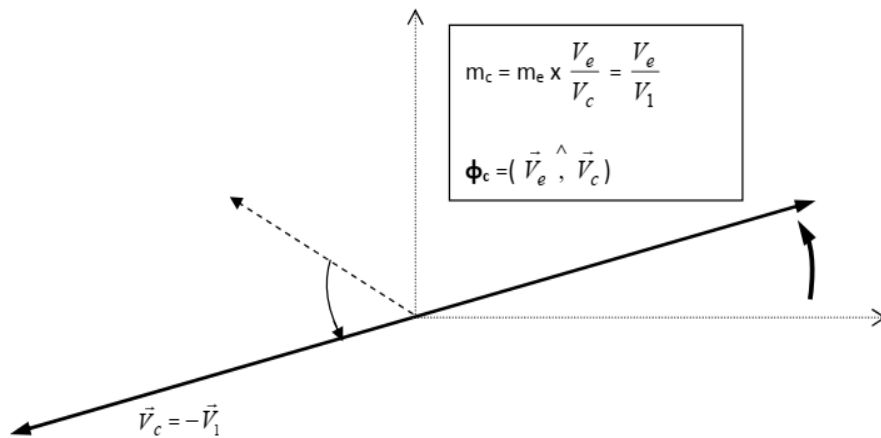


Figure 7.5. Détermination de la position et de la masse d'équilibrage

VII.3. Qualité de l'équilibrage

Il est inutile et souvent onéreux de pousser trop loin la précision d'un équilibrage. La limite peut être prescrite par le constructeur. Dans le cas contraire, il est possible de se reporter au texte de certaines normes. Ce critère, noté par la lettre G, est défini par : $G = e \omega$.

e : excentricité de centre de gravité exprimée en mm.

ω : Vitesse de rotation en rd/s

En reprenant la formule vue en § VI.4 ($m \cdot r = M \cdot e$), nous pouvons écrire :

$$G = m/M \cdot r \cdot \omega$$

Avec :

m : masse de correction pour annuler la vibration résiduelle.

r : distance entre la masse m et l'axe de rotation en mm.

M : masse du rotor dans la même unité que m

ω : vitesse de rotation en rad/s