

025/2001

025/01
ER



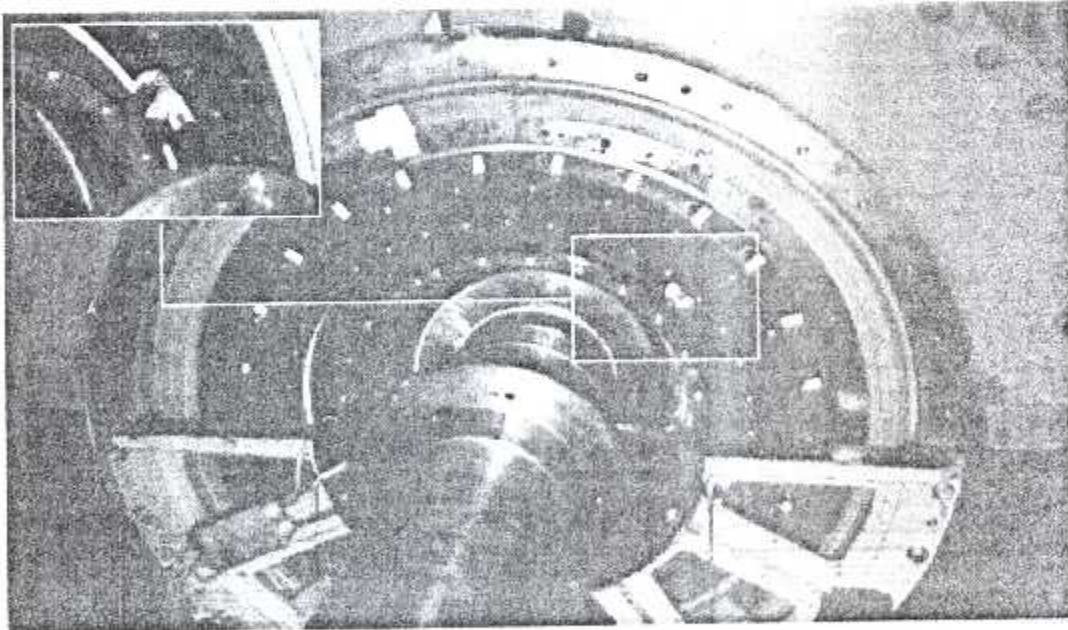
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de L'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université de BLIDA

Institut d'Aéronautique

PROJET DE FIN D'ETUDES
En Vue de l'obtention du Diplôme d'Etudes
Universitaires Appliquées en Aéronautique

Option: Structure

THEME
Equilibrage Statique et Dynamique
des Rotors



Etabli par:

M. LACHEMOT FATAH
M. FERHI HAMID

Encadré par:

M. KIRAD

Promotion : 2000/2001

REMERCIEMENTS

On tient à remercier vivement notre promoteur :

- **Monsieur KIRAD** pour son encadrement et ses conseils et **Madame AMOURINE Saliha** pour son aide.
- **Ceux** qui nous ont aidés de près ou de loin durant la réalisation de notre travail.

Messieurs Hamid & Fatah

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- **A** celui qui m'a soutenu et orienté toujours vers la bonne voie, mon cher père ;
- **A** Celle qui a sacrifiée sa vie pour nous rendre heureux ma très chère mère ;
- **A** mon charmant frère **Sofiane** ;
- **A** ceux qui ont tenu à garder mon espoir, mes frères : **Amar, Rabah, Noureddine et Ali** ;
- **A** mes oncles : **Amar, Ali, Kamel, Samir, Rachid, Mohamed et Mokrane** ;

- **A** mon Promoteur : **KIRAD** et mon Binome **LACHEMOT Fatah** ;
- **A** mon meilleur ami : **HAROUNE Mohamed** ;

- **A** mes amis : **Miloudi Hakim, O. Kamel, M. Ali, A. Ahmed, Achour, Azzefoune, Moh, Tarike, Chérif, Said, H. Aïssam, M. Amar, C. Hakim, C. Said, Nacer, A. Ferhat, K. Abdelmalik, M. Madjid, Ch. Farid, Amara, T. Omar, Radouane, Mohamed, Boualem, Dj. Madani** ;

- **A** mes amies : **Nora, Zahia, Hassina, Lila, Lamia, Ghalia, Ghania, Rabéa** ;

- **A** mes chers (es) amis (es) de l'atelier de confection de Soumaa ;

- **A** la mémoire de tous ce qui sont tombés pour la liberté et la démocratie.

Hamid

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- **Ma très chère mère pour ses sacrifices et son soutien ;**
- **Mon cher père pour sa confiance et ses encouragements ;**

- **Mes sœurs : Yamina, Taous, Kahina, Leila et Aldjia ;**

- **Toute la famille LACHEMOT, Khider et particulièrement mon adorable Khider Idir ;**

- **Tous les membres de l'orchestre AZAWAN : Brahim - Hocine - Hakim - Bouzid - Ahcène - Lyesse et Ryad ;**

- **Tous les artistes et particulièrement : Ferhet Mheni, Ahmed Aberkane ;**

- **Tous mes amis : S. Reza, L. Sofiane, S. Mohamed, R. Karim , Sid Ali Nacer, Alouane Abel el Malek et Ladjel Kamel ;**

- **Tous mes amis de l'Université : K. Hamid, Moh. Azzefoune, M. Ali, D. Madani, K. Abdelmalek, M. Hakim, H. Aissame, A. Ahmed, Achour, T. Omar, C. Hakim, C. Said, Amara, O.Kamel, M. Amar, M. Arezki, A. Ferhat, K. Youcef , et Aissa ;**

A la mémoire de Mon Ami Rahamoune Smail et tous ce qui sont tombés pour la démocratie ;

Mon promoteur : KIRAD et Mon Binome : FERHI Hamid.

Par L. Fatah

SOMMAIRE

INTRODUCTION	01
--------------	----

CHAPITRE I : Généralités sur les rotors

I	Rotors et balourds	02
I.1.	Généralités sur les rotors	02
I.1.1.	Rotors rigides et rotors flexibles	03
I.1.1.1	Rotors rigides	03
I.1.1.2.	Rotors flexibles	03
I.1.1.3.	Modes propres	03
I.2	Le balourd	05
I.2.1	Origines des balourds sur les rotors	05
I.2.2	Balourds résiduels	06
I.2.3	Force centrifuge.	06

CHAPITRE II : Notion sur les vibrations

II.1	Introduction aux vibrations	09
II.2.	Nature des vibrations	09
II.2.1	Vibrations périodiques	10
II.2.2	Vibrations aléatoires	12
II.2.3	Vibrations transitoires	12
II.3	Source de vibration	14
II.4	Mesure des vibrations	14

.....

...

CHAPITRE III : Couple moteur

III.1	Calcul d'un couple moteur	16
III.2	Effet d'une force « f » appliquée au piston	17
	a) Si « f » provient de l'action du gaz « f_g »	17
	b) Si « f » est une force d'inertie « f_i »	18
III.3	Détermination du couple moteur dus à l'action des gaz.	18
III.4	Développement en série de Fourier « C_g »	19
III.5	Importance des différents harmoniques pour un moteur PRV.	20
III.6	Détermination du couple d'inertie dus au moteur	21

CHAPITRE IV : Equilibrage

IV.1	Définition de l'équilibrage	24
IV.2	Nécessité de l'équilibrage	24
IV.3	Equilibrage statique et dynamique	24
IV.3.1	Equilibrage statique	24
IV.3.2	Equilibrage dynamique	25
IV.4	Critères d'équilibrage	28
IV.5	Techniques d'équilibrage	29
IV.5.1	Balourd correcteur	29
IV.5.2	Disposition de balourds correcteurs	30
IV.5.3	Plan de correction	32

CHAPITRE V : Procédures d'équilibrage

V.1	Machine à équilibrer (équilibrreuse)	34
V.2	Equilibrage des rotors rigides et flexibles	36

...

.../...		
V.2.1	Equilibrage des rotors rigides	36
V.2.1.1	Equilibrage en un plan par retournement de la pièce	36
V.2.1.2	Equilibrage en deux plans	37
V.2.1.3	Equilibrage séquentiel	38
V.2.2	Equilibrage des rotors flexibles	39
V.2.2.1	Equilibrage nodal	39
V.2.2.2	Equilibrage in situ.	39
V.3	Incertitudes	40
	CONCLUSION	41
	SOMMAIRE	
	BIBLIOGRAPHIE	

INTRODUCTION

La maintenance préventive des machines tournantes passe par une surveillance permanente de leur vibration, ce dernier résulte, sous l'effet des forces développées par les paliers pour s'opposer aux forces des balourds. La manifestation la plus connue en est le désir d'obtenir des vitesses de plus en plus élevées et de franchir la vitesse critique. Dans aucun cas il ne doit y avoir contact entre rotor et stator.

Les vibrations sont des mouvements caractérisés par leur amplitude (distance séparant les deux points extrêmes de l'objet en mouvement et leur fréquence ; vitesse (périodicité) à laquelle le phénomène se produit de manière identique.

La solution apportée aux difficultés vibratoires rencontrées lors de la distribution de balourds tout le long du rotor, est l'opération de l'équilibrage, qui consiste à minimiser l'effet de ces balourds sur les vibrations du rotor et sur les efforts transmis aux paliers.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ROTORS

L. Rotors et balourds :

I.1 – Généralités sur les rotors :

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, bobinages, engrenages, etc....) il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (des paliers radiaux et une butée axiale) ; les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers.

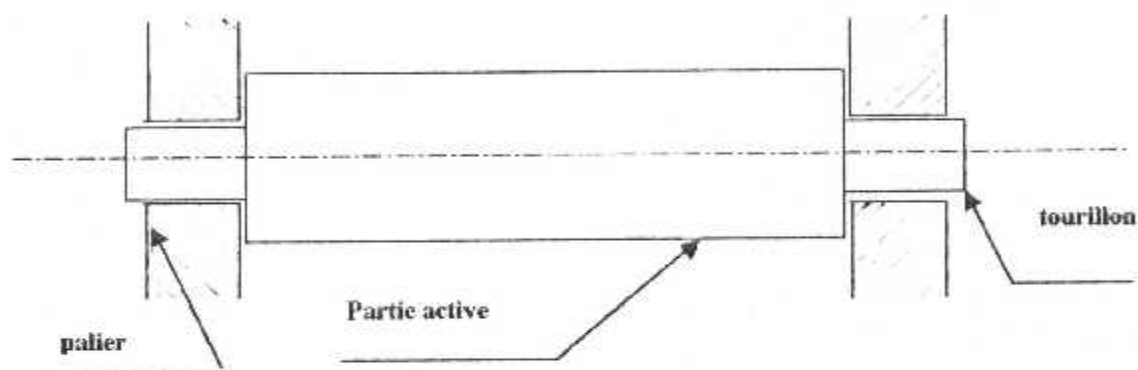


Figure I-1

La figure I.1 montre un rotor entre paliers avec la partie active située entre les tourillons. Les parties statoriques ne sont pas représentées.

Bien sûr, il existe d'autres configurations (rotors, composites, en plusieurs tronçons, concentriques, sur un nombre plus élevé de paliers, etc ..), mais cela ne change pas la nature du problème de l'équilibrage.

Le rotor est soumis, entre autres, à un ensemble d'efforts stationnaires radiaux de fonctionnement, comme le poids, une réaction de denture pour un engrenage, etc. ...

1.1.1 – Rotors rigides et rotors flexibles :

Selon leurs constructions, les rotors ont des comportements différents, en ce qui concerne les forces centrifuges produites, on distingue deux groupes principaux.

1.1.1.1 – Rotors rigides :

On peut considérer un rotor comme rigide tant qu'il se conserve l'état obtenu pour des vitesses différentes de rotation ; car il possède la raideur suffisante pour empêcher la flexion pouvant être causée par des balourds partiels.

1.1.1.2 – Rotors flexibles :

Dans le cas d'un rotor flexible ; l'état de déséquilibre varie suivant la variation de la vitesse. Ce fait explique qu'il est rare de pouvoir faire fonctionner calmement un rotor non rigide présentant des vibrations en état de marche en agissant que sur les plans extrêmes.

La raison de ce phénomène réside dans les moments internes demeurant lors de la transformation des composants individuels du balourds dans les plans extrêmes. Ces moments augmentent comme le carré de la vitesse et fléchissent le rotors.

Les déformations se traduisent généralement par des vibrations sur les paliers.

1.1.1.3 – Modes propres :

Les déformées modales tournent autour de la ligne de rotation en raison des effets gyroscopiques, pour des paliers isotropes, les trajectoires sont circulaires, sinon elles sont elliptiques (voir figure), si un rotor travaille en dessous de son premier mode propre de flexion élastique (mode a (2) nœuds) on dit qu'il a un fonctionnement rigide, sinon le fonctionnement est supercritique.

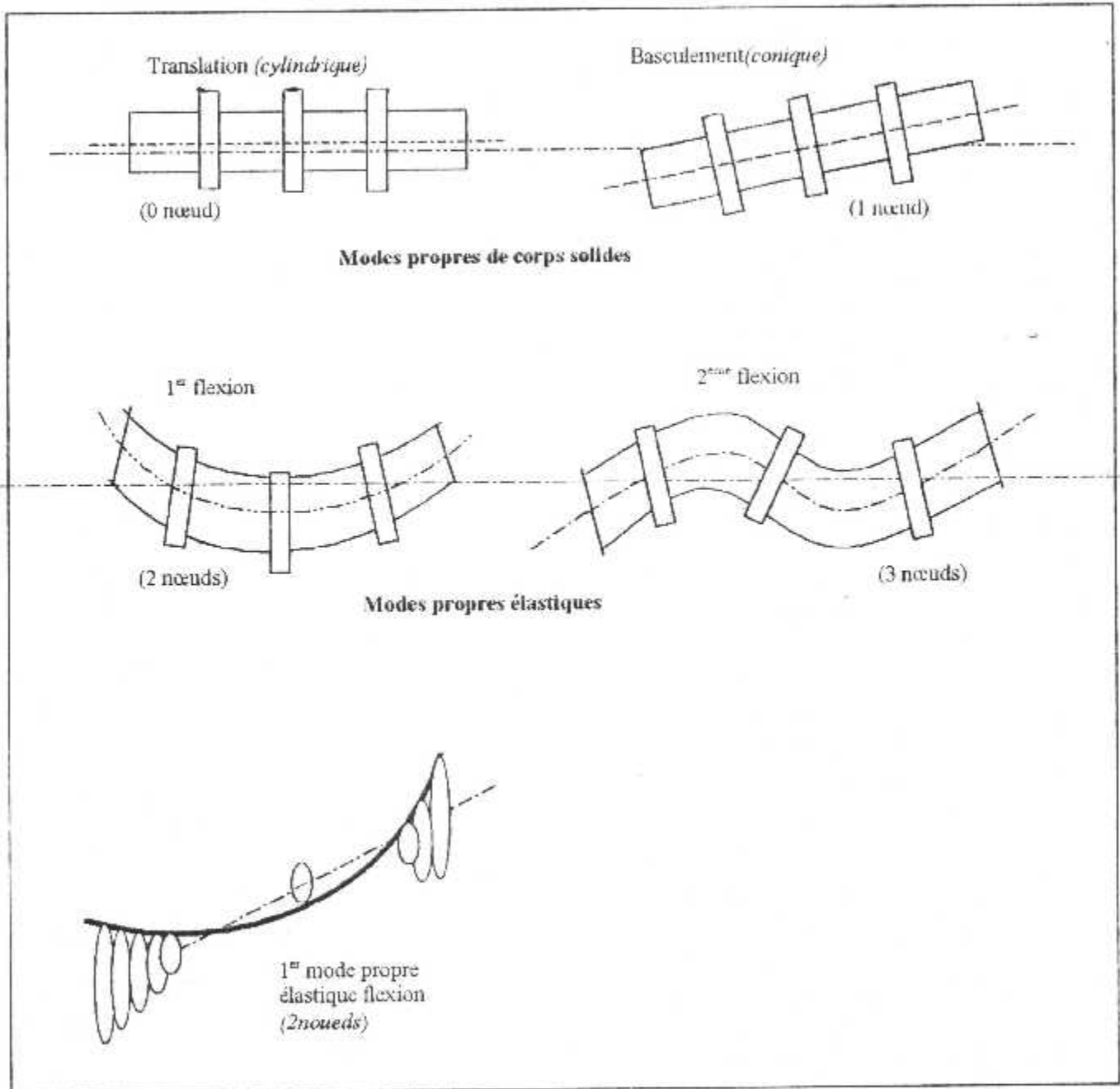


Figure 1-1-1-3 : modes propres de corps solide et modes propres élastiques de rotor

I.2 – Le balourd :

I.2.1 – Origine des balourds sur les rotors :

La distribution du balourd d'un rotor, est liée à la position du centre de masse par rapport à l'axe de rotation. Les origines de balourds sont multiples, on pense souvent aux inhomogénéités de matériaux, mais d'autres causes, beaucoup plus courantes comme, la géométrie des pièces tournantes et l'assemblage de pièces.

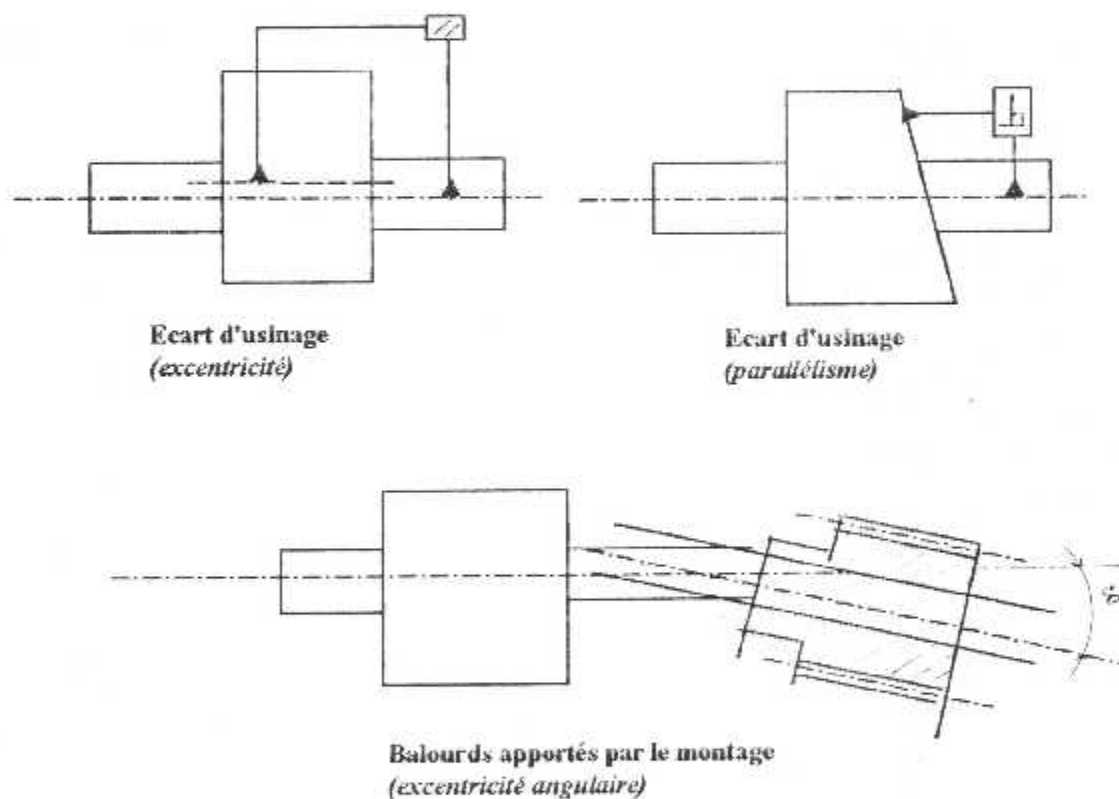


Figure I-2-1

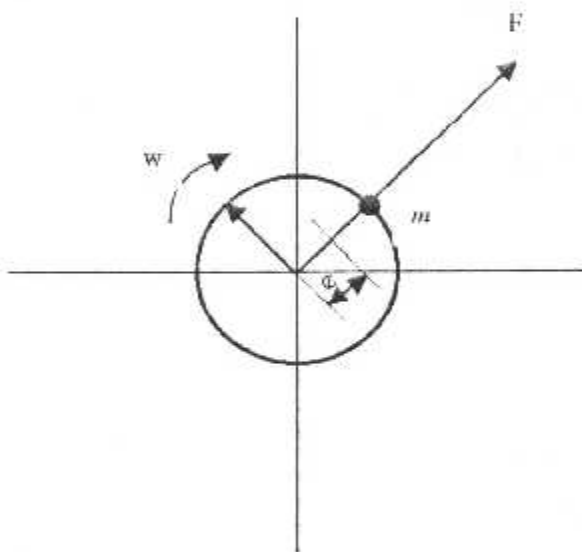
Le balourd s'exprime par le produit de masse de déséquilibre par le rayon.

$$U = m \cdot r \text{ [gr.mm]}$$

I.2.2 – Le balourd résiduel :

Un corps lourd admet un balourd résiduel plus important qu'un corps léger aussi utilisons nous la notion du balourd spécifique « e » défini comme suit :

$$e = \frac{U}{M} \quad \left[\frac{gr.mm}{Kg} \right] \quad \text{ou } [\mu m]$$



I.2.3 – La force centrifuge :

En mouvement, le balourd est soumis à une force centrifuge « F » qui tend à l'écarter de l'axe de rotation, « yy' », en conséquence cette force crée des vibrations sur les paliers.

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

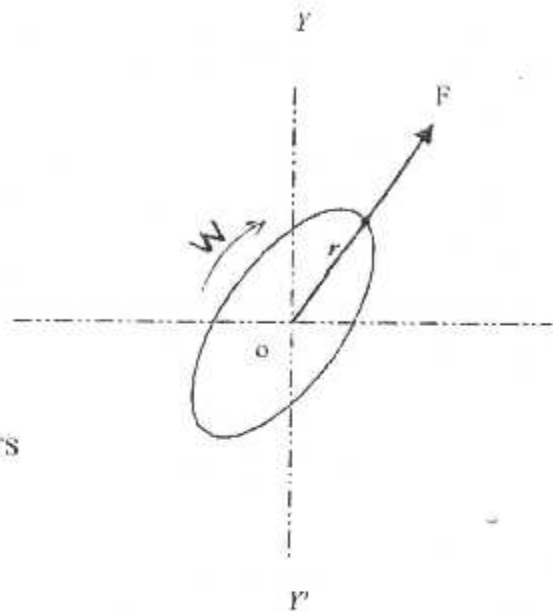
F : force centrifuge

M : Masse

ω^2 : Vitesse angulaire

r : rayon

Avec $\omega = \pi N/30$, N : étant le nombre de tours par minute.



Si $N \uparrow \Rightarrow \omega \uparrow \Rightarrow \omega^2 \uparrow$ encore plus vite d'où l'importance de la force centrifuge à des vitesses de rotations très élevées impose un équilibrage très indispensable.

La norme ISO 1940-1, généralisé pour tout type de machine, mais relative aux rotors rigides, donne des classes d'équilibrage, « voir tableaux ».

Vitesse mm/s	Type de machine
G 250	Pour les gros moteurs diesels rapides à 4 cylindres
G 100	Pour les moteurs complets de voitures, camions et locomotives.
G 40	Pour les roues de voitures, les vilebrequins de moteurs
G 16	Les arbres d'hélice
G 6,3	Les ventilateurs, les machines-outils, les moteurs électriques
G 2,5	Pour les turbines, alternateurs, turbo compresseurs
G1	Pour les entraîneurs de meules
G 0,4	Pour les broches de précisions, les gyroscopes

La valeur numérique correspond à la vitesse efficace exprimée en millimètres par seconde de déplacement du centre de masse à la vitesse de rotation nominale. Cette définition qui permet de calculer le balourd résiduel ne peut s'appliquer qu'à un rotor en fonctionnement rigide.

Les normes ISO 10436, 10437, 10439 etc., relatives aux turbomachines destinées à l'industrie pétrolière, définissent un balourd résiduel admissible par palier :

$$U_r = 6\,350 \cdot \frac{W}{N}$$

U_r = (g.mm) balourd résiduel admissible

W = (daN) charge statique du palier

N = (tr/min) vitesse de rotation maximale.

Le critère est de même nature que la classe d'équilibrage G0,66 de l'ISO 1940-1, mais s'appliquant pour la vitesse maximale continue, que le rotor soit en fonctionnement rigide ou flexible.

CHAPITRE II

NOTIONS SUR LES VIBRATIONS

II.1 Introduction aux vibrations :

Les phénomènes vibratoires et leur relation avec la mécanique sont relativement complexes, et de ce fait, c'est assez difficile à expliquer. Néanmoins, nous allons essayer de les schématiser.

Dans les années précédentes, la vibration et la marche tranquille des machines étaient estimés, et dans la plupart des cas en y posant les mains ou en déposant les pièces de monnaies. Ces procédés étaient cependant soumis à un jugement très subjectif. Ils n'étaient pas exacts, et ne fourniraient entre aucun chiffre de mercure.

Après l'évolution de la technologie, on a maintenant adopté à des mesures de contrôle exactement définies ou on mesure la force de vibration des machines à l'aide d'appareils électroniques.

Remarquant qu'une machine n'a jamais qu'une vibration harmonique, mais toujours un mélange de vibration partielle, de différentes fréquences, leurs causes sont les différentes parties mobiles.

L'ensemble de ces efforts va produire une vibration résultante sur les paliers. Cette vibration en général est de forme complexe.

II.2 – Nature des vibrations :

Une vibration peut être définie comme un mouvement oscillatoire d'une particule d'un corps à partir de sa position de référence. Ce mouvement peut être périodique ou transitoire.

II.2.1 – *Vibrations périodiques* :

Le signal sinusoïdal de cette figure a par définition une fréquence discrète unique qui est donnée par $1/T$ et qui s'exprime en Hz (Hertz) qui représente le nombre de cycles par seconde, t est le temps mis l'onde pour effectuer un cycle complet, jusqu'à revenir au même point.

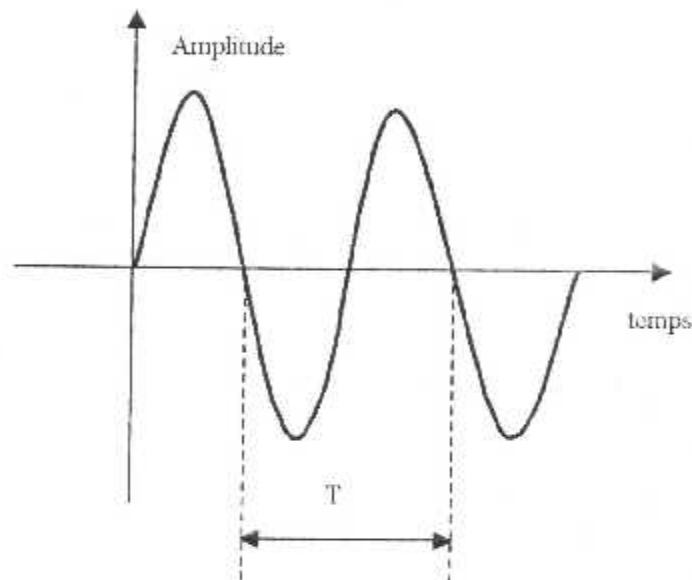


Figure II.1 – Signal de vibration harmonique simple
Sinusoïdal $f = 1/T$

Ce mouvement est périodique car il se répète de lui même à intervalle de temps régulier (t).

La variation donnée par la figure 2 est toujours périodique car elle se répète d'elle même à intervalles réguliers mais est maintenant de nature harmonique complexe ; (elle n'est pas purement sinusoïdale). En effet, cet exemple est la combinaison de deux ondes sinusoïdales.

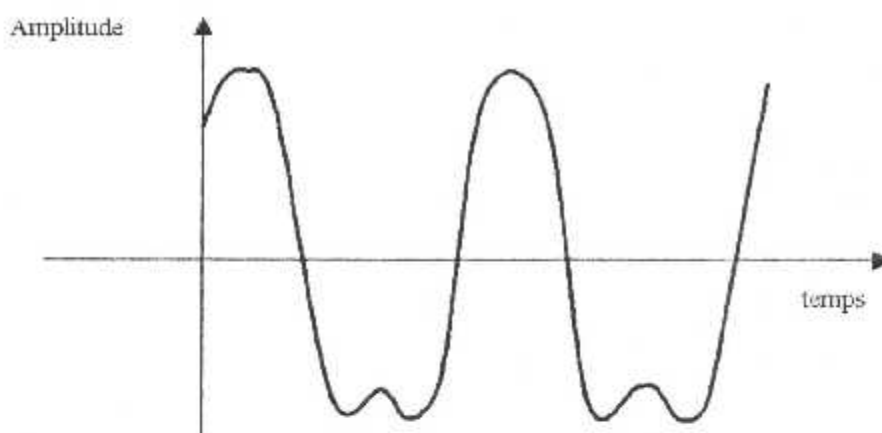


Figure II.2 – Exemple de mouvement périodique harmonique complexe
 $F + 2F$

Le signal de la figure II.3 est constituée par deux composantes ayant une fréquence et une amplitude différente. On voit que dans ce cas (mais pas toujours) que l'une des sinusoïdes a une fréquence double de l'autre et que son amplitude est plus petite, les accélérations sont additionnées arithmétiquement pour obtenir l'amplitude du signal combiné.

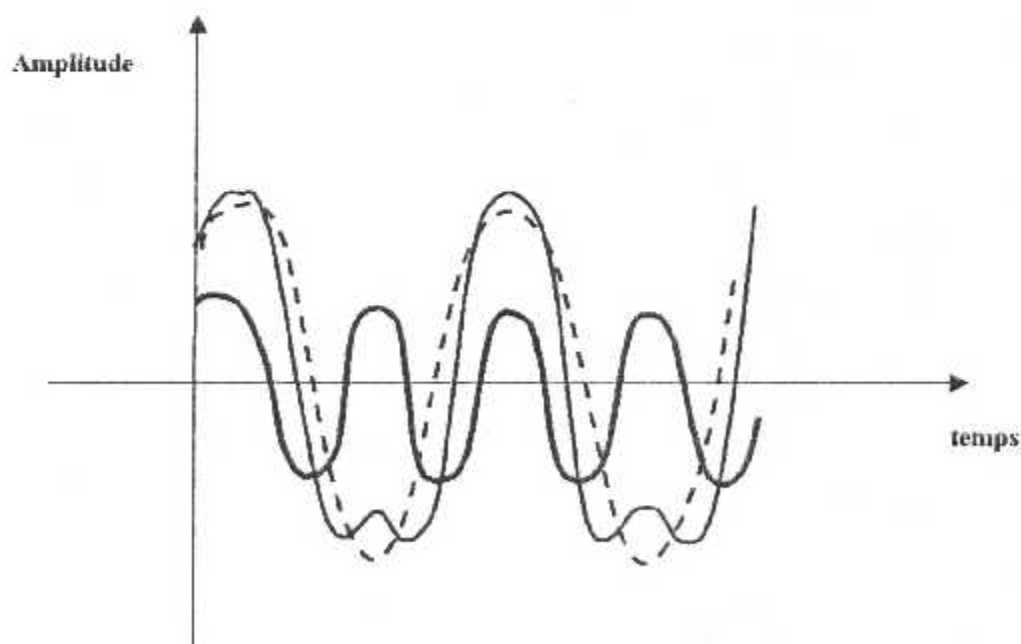


Figure II.3 : Forme d'onde de la figure II.2 avec ses composantes.

II.2.2 – *Vibrations aléatoires* :

Le type de vibration que l'on rencontre le plus fréquemment dans la vie courante est de type aléatoire, c'est à dire continue mais pas périodique et contenant beaucoup de composants de fréquence de vibration.



Figure II.4 – Signal de vibrations aléatoires

On voit également qu'il contient des pics dû aux résonances et aux harmoniques de certaines composantes de la vibration. Ces pics sont souvent dû à la source principale des vibrations

II.2.3 – *Vibrations transitoires* :

Une vibration transitoire est celle qui n'est pas continue. Ce type de vibration se rencontre lors d'un impact durant la phase de démarrage d'un moteur etc..., où partout où la force d'excitation n'est pas continue.

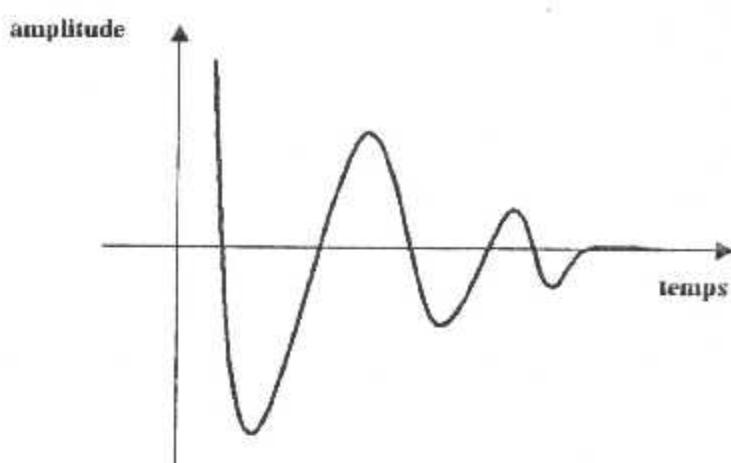


Figure II.5 – Signal d’une vibration transitoire

La vibration transitoire a un spectre de fréquence avec plusieurs lobes qui contiennent une gamme de fréquence. La tailles des lobes en terme de gamme de fréquence dépendra de la durée du phénomène transitoire.

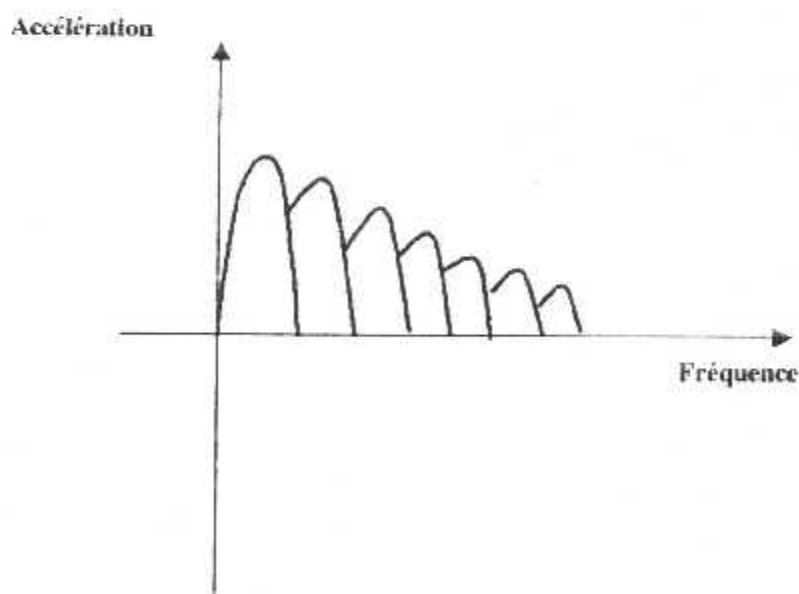


Figure II.6 – Spectre de fréquence d’une vibration transitoire

II.3 – Source de vibration :

Les sources les plus communes des vibrations se trouvent sur les machines dont des éléments en mouvement ne sont pas équilibrés. Les vibrations ne sont normalement pas souhaitables et peuvent le plus souvent être réduites par une conception soignée ou par des modifications de structures ou par l'équilibrage.

On trouve que dans toutes les machines tournantes sont soumises à des vibrations après un certain nombre d'heures de fonctionnement sans interventions de maintenance et cela est dû principalement aux :

- mauvais graissage
- mauvais linéage des composants
- usures et ruptures des pièces rotatives (écoulement)
- mauvais serrage d'accouplement et d'assemblage divers
- vibration des machines proches

II.4 – Mesure des vibrations

Les raisons nécessaires pour mesurer les vibrations de point de vue études, l'amplitude et la fréquence de la vibration sont connues pour faire en sorte que les contraintes induites ne soient pas supérieures à ce que le matériel peut supporter (voir figure II.1).

La mesure des vibrations peut aussi montrer que certaines parties de la machine entre en résonance à une fréquence donnée, et l'on peut souvent éviter de faire tourner cette machine à la vitesse qui donne cette fréquence.

Il existe trois paramètres principaux pour décrire une vibration :

- le déplacement
- la vitesse
- l'accélération

a°/ Le déplacement : c'est la distance parcourue par le point de mesure depuis sa position neutre.

b°/ La vitesse : c'est la rapidité à laquelle se déplace le point de mesure.

c°/ L'accélération : c'est la variation de la vitesse avec le temps.

Ces paramètres décrits avant se mesurent en unités normalisées de longueur. Vitesse et accélération qui sont : (m), (m/s), m/s²).

Considérons une vibration représentée par la fonction suivante :

$$x = a \sin wt$$

Par dérivation successive de la fonction

$$x = a \sin wt \quad a : \text{amplitude du déplacement en } \mu\text{m}$$

On trouve la vitesse v :

$$v = \frac{dx}{dt} = a w \cos wt \quad aw : \text{amplitude de la vitesse en } \mu\text{m/s}$$

On trouve l'accélération :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = -aw^2 \sin wt \quad aw^2 : \text{amplitude de l'accélération en } \mu\text{m/s}^2$$

CHAPITRE III

COUPLE MOTEUR

III.1 – Calcul du couple moteur :

Les forces dues à la pression, force des gaz dans la chambre de combustion, de même que les forces d'inerties correspondant au mouvement des organes mobiles, sont essentiellement variables au cours du cycle, le couple transmis au vilebrequin est également variable, et comme le vilebrequin est un organe relativement élastique, peut entrer en résonance s'il est sollicité périodiquement par un couple convenable.

C'est pourquoi on calcule ce couple qui est considéré comme une source de vibration forcée en torsion pour notre arbre, c'est à dire qu'on néglige toutes autres sources en raison de l'équilibre qui est supposé parfait.

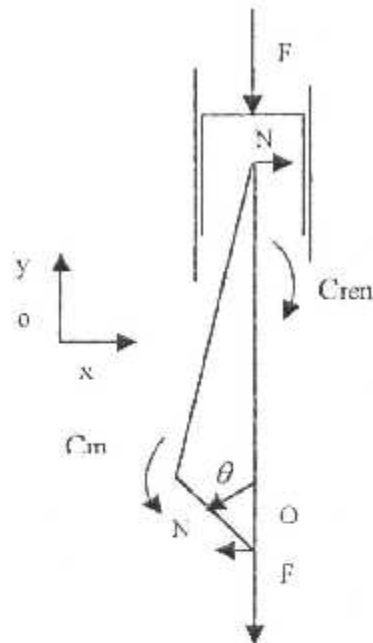
L'étude du couple moteur peut être conduit de deux manières distinctes :

1°)- Mesure de couple directe sur un tronçon de la ligne d'arbre au moyen d'un couple – mètre qu'il faut installer à l'intérieur du moteur derrière le volant d'inertie.

Mais, avec un tel procédé, on ne peut pas définir l'excitation de torsion réelle sur chaque élément constituant le moteur à cause des inerties qui filtrent les couples moteurs de chaque cylindre.

2°)- Pour connaître l'excitation de torsion sur chaque élément du moteur, on peut déterminer les efforts appliqués au piston, par l'intermédiaire de mesures expérimentales de pression instantanée dans la chambre de combustion et puis l'introduire dans la formule de couple moteur exprimée en série de fourrier.

III.2 – Effet d'une force « F » appliquée au piston :



La décomposition des forces à travers l'embellage se fait aisément,
On trouve finalement :

- Un effort « F » sur les paliers ;
- Un couple moteur C_m sur le vilebrequin
- Des efforts opposés « N » donnent un couple de renversement

Sur le bâti :

$$C_{ren} = -C_m = N.a$$

a- Si la force « F » provient de l'action du gaz « Fg » :

Elle s'accompagne d'une poussée « Fg » sur la culasse ; dans ce cas :

- Le bâti est sollicité à l'extension dans certains de ses paliers, sans transmission d'effort au support ;
- Le bâti est également soumis au couple de renversement, et transmet ce couple au support : « -Cg » ;

- Le vilebrequin reçoit le couple moteur « $C_m = C_g$ » variable et le transmet au manchon d'accouplement ;

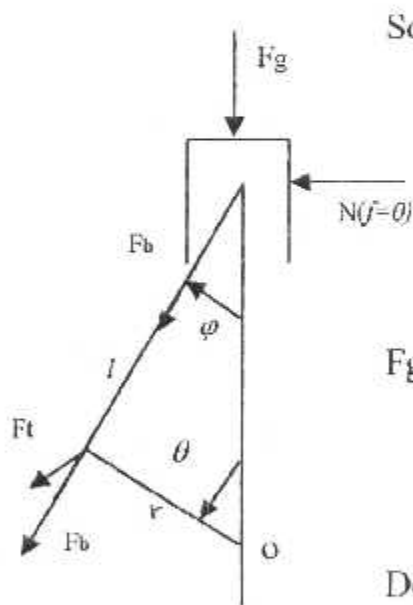
b- Si la force « F » est une force d'inertie « F_i » ;

Aucune force équivalente sur la culasse ne vient l'équilibrer ; en conséquence :

- Le bâti transmet à son support l'effet « F_i » ;
- Le bâti reçoit également un couple de renversement « $-C_i$ » qui s'ajoutera à « $-C_g$ » ;

Le vilebrequin reçoit un couple « $-C_m - C_i$ » qui s'ajoute algébriquement à « C_g »

III.3 – Détermination du couple moteur dus à l'action des gaz :



Soit : l : longueur de la bielle

r : longueur du maneton

f : Coefficient de frottement entre le piston et le cylindre (supposé = 0).

$\{ F_s =$ Force de pression

$F_g = P_i \cdot S$; avec : $\{ P_i =$ Pression instantanée

$\{ S =$ Surface de piston

Donc : $F_b = \frac{F_s}{\cos \varphi}$: c'est la force appliquée à la bielle

Comme le couple « C_g » est donnée par l'effort tangentiel « F_t » sur le maneton du vilebrequin, alors :

$$C_g = F_t \cdot r \quad ; \quad \text{avec } F_t = F_b \cdot \sin(\varphi + \theta)$$

$$\Rightarrow C_g = F_g \frac{\sin(\varphi + \theta)}{\cos \varphi}$$

Nous pouvons remarquer que : $r \sin \theta = - l \cdot \sin \varphi$.

D'où
$$\sin \varphi = -\frac{r}{l} \cdot \sin \theta$$

Si on pose
$$\lambda = \frac{l}{r} \Rightarrow \sin \varphi = \frac{\sin \theta}{\lambda}$$

Et
$$\cos \varphi = \left(1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

On a aussi :
$$\sin (\varphi + \theta) = \sin \varphi \cdot \cos \theta + \cos \varphi \cdot \sin \theta$$

$$\Rightarrow \sin (\varphi + \theta) = -\cos \theta \cdot \frac{\sin \theta}{\lambda} + \sin \theta \left(1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Alors le couple instantané « C_g » pour un piston est de la forme :

$$C_g = \frac{r \cdot F_g \left[\sin \theta \left(1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\sin \theta}{\lambda} \cdot \cos \theta \right]}{\left(1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

Nous pouvons donc déduire le couple moteur à tout instant, en fonction de la pression et le régime de rotation.

Pour que celui-ci soit utilisable en vibration, il est intéressant de le développer en série de Fourier.

III.4 – Développement en série de Fourier de « C_g » :

Le couple « C_g » est périodique et sa période s'étend sur deux tours de vilebrequin pour un moteur à quatre (04) temps ; il peut donc être exprimé par une série de Fourier dont chaque terme est de la forme :

$C_q \sin (q \Omega t + \varphi_q)$; avec : C_q = amplitude ;

Ω = vitesse angulaire du vilebrequin ;

φ_q = Déphasage

q = ordre du terme.

Il existe, dans la série, un terme constant qui est le couple moteur moyen, soit « C_m ».

Le terme fondamental est celui d'ordre $q = 0,5$; les autres sont d'ordre :
 $1 - 1,5 - 2 - 2,5 - \dots - q - \dots$

Le rapport « C_m/C_q » entre l'amplitude de l'harmonique de 'q' et le couple moyen dépend presque uniquement du type de cycle. On peut le calculer par un moyen graphique, ou à l'aide d'un analyseur harmonique.

On a, d'après SARRASIN (oscillation de torsion de vilebrequin ; conférence S.I.A). Les valeurs des couples perturbateurs dus à la pression des gaz représentés dans le tableau suivant :

Ordre q	Cm/Cq		Ordre q	Cm/Cq	
	Essence	Diesel		Essence	Diesel
0,5	2	2,4	5	0,3	0,6
1	1,9	3,4	5,5	0,25	0,4
1,5	1,75	3	6	0,2	0,3
2	1,4	2,7	6,5	0,16	
2,5	1	2,03	7	0,13	
3	0,8	1,75	7,5	0,11	
3,5	0,6	1,4	8	0,09	
4	0,5	1	8,5	0,08	
4,5	0,4	0,8	9	0,07	

III.5 – Importance des différentes harmoniques pour un moteur PRV :

L'ordre d'allumage du moteur PRV est : 6,3,5,2,4,1

Les intervalles d'allumage représentent soit 90° , soit 150° de rotation du vilebrequin, les harmoniques du couple C_g des différents cylindres se

composent avec des déphasages égaux $\left(q, \frac{\pi}{2}\right)$ et $\left(q, \frac{5\pi}{3}\right)$; les harmoniques les plus dangereux sont ceux qui fournissent le travail le plus élevé par cycle de vibration.

$$W_{\max} = \pi C_q \left| \sum_{i=1}^n \bar{X}_i \right|$$

Avec : \bar{X}_i = amplitude relative du disque i ;

C_q = amplitude de couple pour l'harmonique q .

Nous appelons importance, le travail relatif maximal « W_{\max} » de l'harmonique « q » pour la vitesse dangereuse Ω .

Les importances permettent de sélectionner les harmoniques, les régimes véritablement dangereux et limitent les calculs en vibration forcée au seul harmonique dangereux qui présente l'importance la plus élevée.

III-6 – Détermination du couple d'inertie dus au moteur :

Dans les moteurs alternatifs, le couple d'inertie est engendré par les forces provenant des masses alternatives, car les masses rotatives sont équilibrées par des contrepoids.

On signale que, vu la complexité du mouvement de la bielle, la masse de cette dernière est décomposée en deux (02) masses ponctuelles m_{rot} et m_{alt} tel que :

$$m_{\text{rot}} + m_{\text{alt}} = m_{\text{bielle}}$$

Transmission

m_{rot} : masse liée au moteur (vilebrequin) ;

m_{alt} : masse liée au piston ;

manivelle

$$\text{Pratiquement : } \begin{cases} m_{\text{rot}} = 0,6 m_{\text{bielle}} \\ m_{\text{alt}} = 0,6 m_{\text{bielle}} \end{cases}$$

On peut calculer le couple d'inertie dus au moteur, directement, on évalue l'énergie cinétique des masses alternatives :

$$W = \frac{1}{2} m_{\text{alt}} \cdot V^2$$

Puis on calcule : $C_i = \frac{dW}{d\theta}$; avec : $\theta = \Omega t$. On trouve le résultat suivant pour un cylindre seulement :

$$C_i = - m_{\text{alt}} \cdot \Omega^2 r^2 \left(\frac{\sin\theta}{4\lambda} + \frac{\sin 2\theta}{2} - 3 \frac{\sin 3\theta}{4\lambda} + \frac{\sin 4\theta}{4\lambda^2} \right)$$

Avec : $m_{\text{alt}} = m_{\text{piston}} + 0,4 m_{\text{bielle}}$ = masse alternative ;

Ω = vitesse de rotation du vilebrequin ;

r = Longueur du maneton ;

ℓ = Longueur de la bielle ;

Et $\lambda = \frac{\ell}{r}$; avec $3,5 \leq \lambda \leq 4,5$

Il faut noter que les couples d'inertie sont très faibles à bas régime, mais devient important à haut régime, car ils sont proportionnels au carré de la vitesse de rotation « Ω^2 »

Nous pouvons remarquer que la résultante des couples des six cylindres n'a aucune composante que pour l'harmonique 3, les autres harmoniques ne seront donc pas dangereuses.

Note :

Dans ce paragraphe (III-2) on a déterminé la formule du couple moteur, dus aux gaz, développé en série de Fourier, en fonction de la pression instantanée dans la chambre de combustion et le régime de rotation du moteur, ainsi que l'importance de chaque harmonique qui permet de sélectionner l'harmonique la plus dangereuse afin de réduire le calcul dans l'étude de vibration forcée de l'installation.

CHAPITRE IV
EQUILIBRAGE

IV.1 – Définition de l'équilibrage :

Equilibrage veut dire améliorer la répartition des masses d'un rotor afin de réduire les forces centrifuges libres oscillant les paliers. Il n'est pas nécessaire par conséquent de supprimer le balourd complètement pour des raisons de prix de revient, un certain balourd résiduel dépend dans chaque cas particulier de la nature du rotor et ses applications.

IV.2 – Nécessité de l'équilibrage :

Le désir d'obtenir des vitesses de plus en plus élevées est de réduire au minimum le rapport poids puissance dans le domaine de la construction de machines, exige une compensation répartie des masses de rotation par un équilibrage correct, il n'est pas conseillé et même parfois dangereux de conserver les pièces non équilibrées ou même mal équilibrées produisant des forces centrifuges sur les paliers.

IV.3 – Equilibrage statique et dynamique :

IV.3.1 – Equilibrage statique :

L'équilibrage statique se fait sur un seul plan de correction. Si le rotor ci-dessous est telle que le centre de gravité ne se trouve pas sur l'axe de rotation. Les forces centrifuges élémentaires « f » appliquée en « G » ayant pour valeur :

$$f = M \cdot \omega^2 \cdot r$$

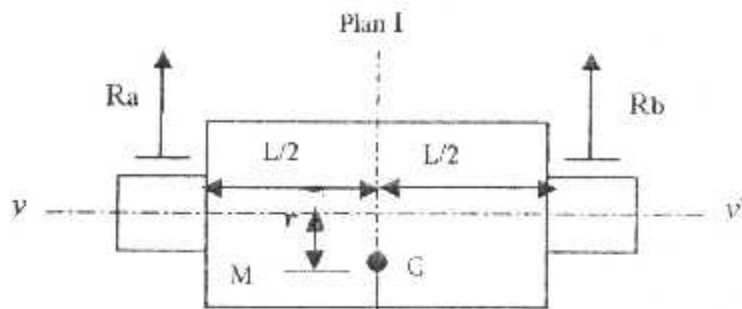


Figure IV.3.1 – Déséquilibre de force

La force f est équilibrée par les réactions \overline{Ra} et \overline{Rb} des paliers du rotor. Ces réactions sont parallèles et de même sens, elles donnent naissance à des vibrations, ont la fréquence correspondant à la vitesse de rotation.

Alors on dit que le rotor présente un déséquilibre statique. On peut corriger les défauts de ce rotor en ramenant son centre de gravité sur l'axe de rotation, en ajoutant un poids identique au même rayon et diamétralement opposé à 180° .

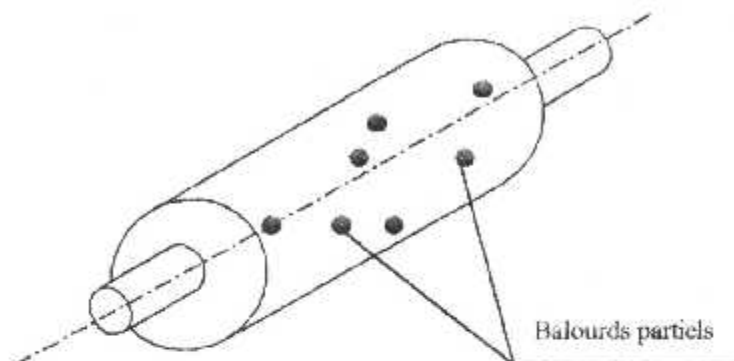
IV.3.2 – Équilibrage dynamique :

L'équilibrage dynamique se fait sur deux plans de correction contrairement à l'équilibrage statique qui corrige le balourd par un poids unique opposé à 180° , en tenant compte de la position angulaire, mais pas de la position longitudinale, alors on fait que corriger le poids sans tenir compte de la position réelle.

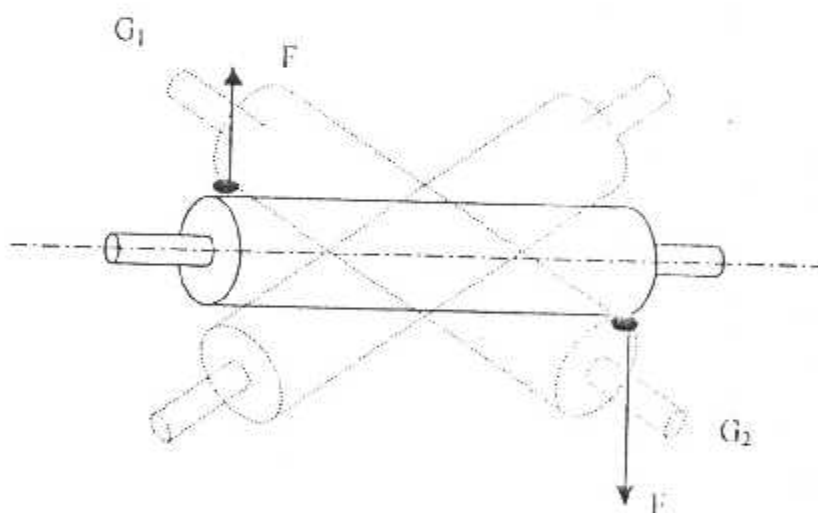
En réalité, tout corps a une certaine épaisseur, et il peut être divisé en une multitude de disques plats, chacun étant affecté d'un balourd partiel.

$$du = dm \cdot r$$

$$U = \sum_i^n du$$



Ces balourds peuvent être réduits à deux balourds U_1 et U_2 situés dans les plans de référence du rotor.

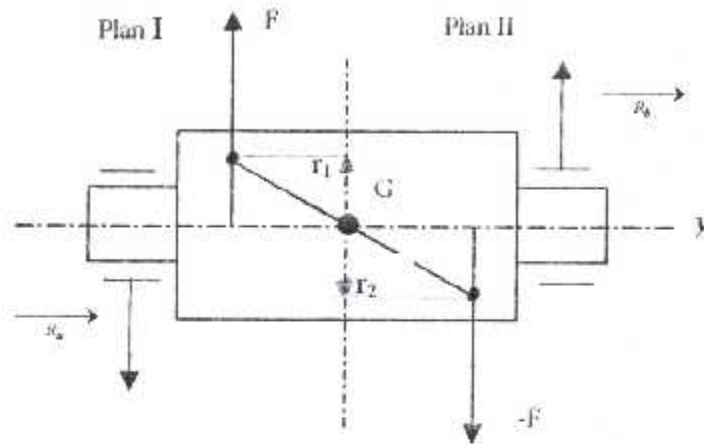


Déséquilibre de couple

Les forces appliquées en G_1 et G_2 constituent un couple dont les forces, F et $-F$ sont de la forme suivante.

$$\vec{F} = M_1 \omega^2 r_1 = M_2 \cdot \omega^2 r_2$$

Le couple produit est équilibré par des réactions \overline{Ra} et \overline{Rb} qui sont parallèles et opposées, qui tournent à la vitesse w et engendrent des vibrations dans les paliers.



Déséquilibre de force

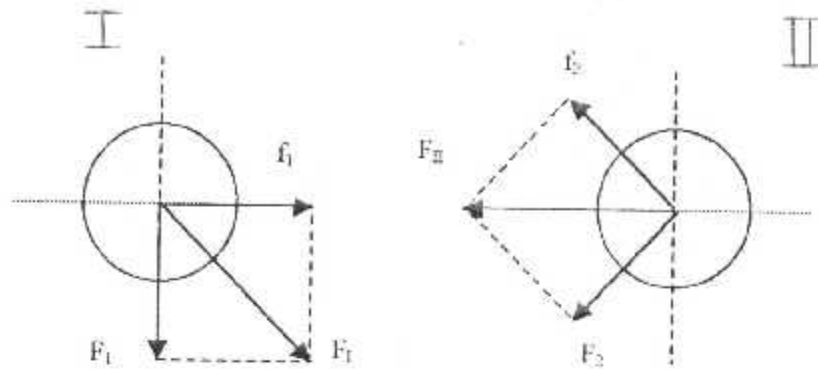
Dans la pratique un rotor présente toujours un balourd statique et un balourd dynamique combinés.

Le balourd statique dû aux balourds résiduels obtenus au cours de l'équilibrage statique, si le rotor est composé de plusieurs disques, on ajoute un balourd dû aux défauts et concentricités lors de l'assemblage.

La force f du balourd statique peut se décomposer dans les plans I et II en deux forces f_1 et f_2 équivalentes définies par :

$$\vec{f}_1 + \vec{f}_2 = \vec{f}$$

De même le couple créé par le balourd dynamique peut se décomposer dans les plans I et II en deux forces f_1 et f_2 , l'addition de ces forces donne une résultante F_I dans le plan I et une résultante F_{II} dans le plan II.



En conclusion, pour obtenir la tranquillité de rotation du rotor, il est nécessaire de prévoir des masses de compensations en deux plans de correction au même rayon et diamétralement opposé.

IV.4 – Critères d'équilibrage :

Vitesse d'équilibrage :

La vitesse d'équilibrage fait partie de la définition du critère d'équilibrage, alors l'équilibrage de n'importe quel rotor se fait à une vitesse de rotation fixe qui est déterminée après la connaissance de ses vitesses critiques, qui sont dangereuses et donnent des perturbations dans les mesures. La cause de ses vitesses critiques c'est le phénomène de la résonance qui donne naissance à l'augmentation de l'amplitude d'oscillation de la vibration du rotor.

Lorsque la fréquence f de la vibration du balourd devient voisine de la fréquence propre f_0 du rotor, ce dernier se met à osciller avec une amplitude maximale très accusé pour $f = f_0$

$$Y = y_1 + y_0$$

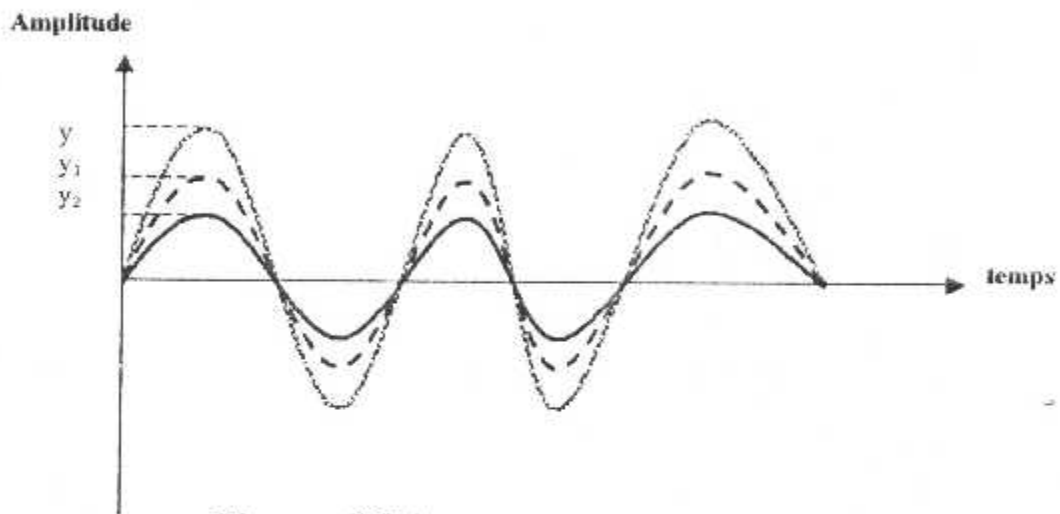


Figure IV-4. EXEMPLE D'UN SIGNAL D'UNE VIBRATION

Il convient donc de connaître ces vitesses critiques et de les éviter ou bien de les dépasser assez vite, pour que les vibrations de résonance n'aient pas le temps de prendre trop d'amplitudes.

La vitesse de l'équilibrage est fixée dans la plus part des cas en dessous de la vitesse de service et assez loin des vitesses critiques pour que des écarts éventuels toujours possibles, n'apportant que des perturbations négligeables dans les mesures.

IV.5 – Techniques d'équilibrage :

IV.5.1 – Balourd correcteur :

Les balourds correcteurs sont apportées de différentes manières :

- Enlèvement de masse, de structure elle même ; par exemple par meulage des flancs d'une roue ou par perçage sur une piste en périphérie ou, encore par fraisage des vilebrequins.

- Apport de masse de la structure ajouté sur un matériau composite.
- Déplacement circulaire de masse : masse logée dans une rainure, dont les positions angulaires permettent d'ajuster amplitude et phase.
- Déformation de la pièce pour déplacer la masse ; fraise de dentiste.
- Implantation de rangées de vis (12 vis à 30° sur les 360° de périphérie) dont on ajuste les longueurs, donc les masses (figure).

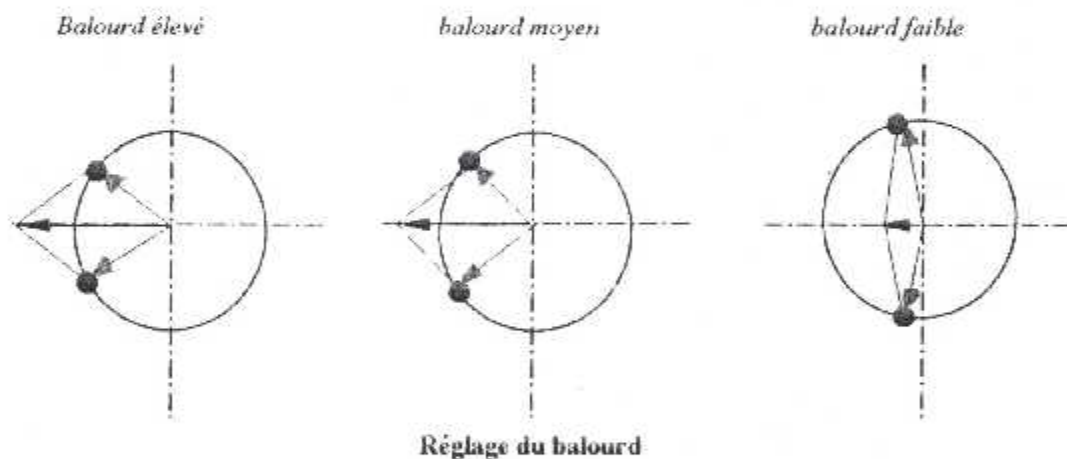


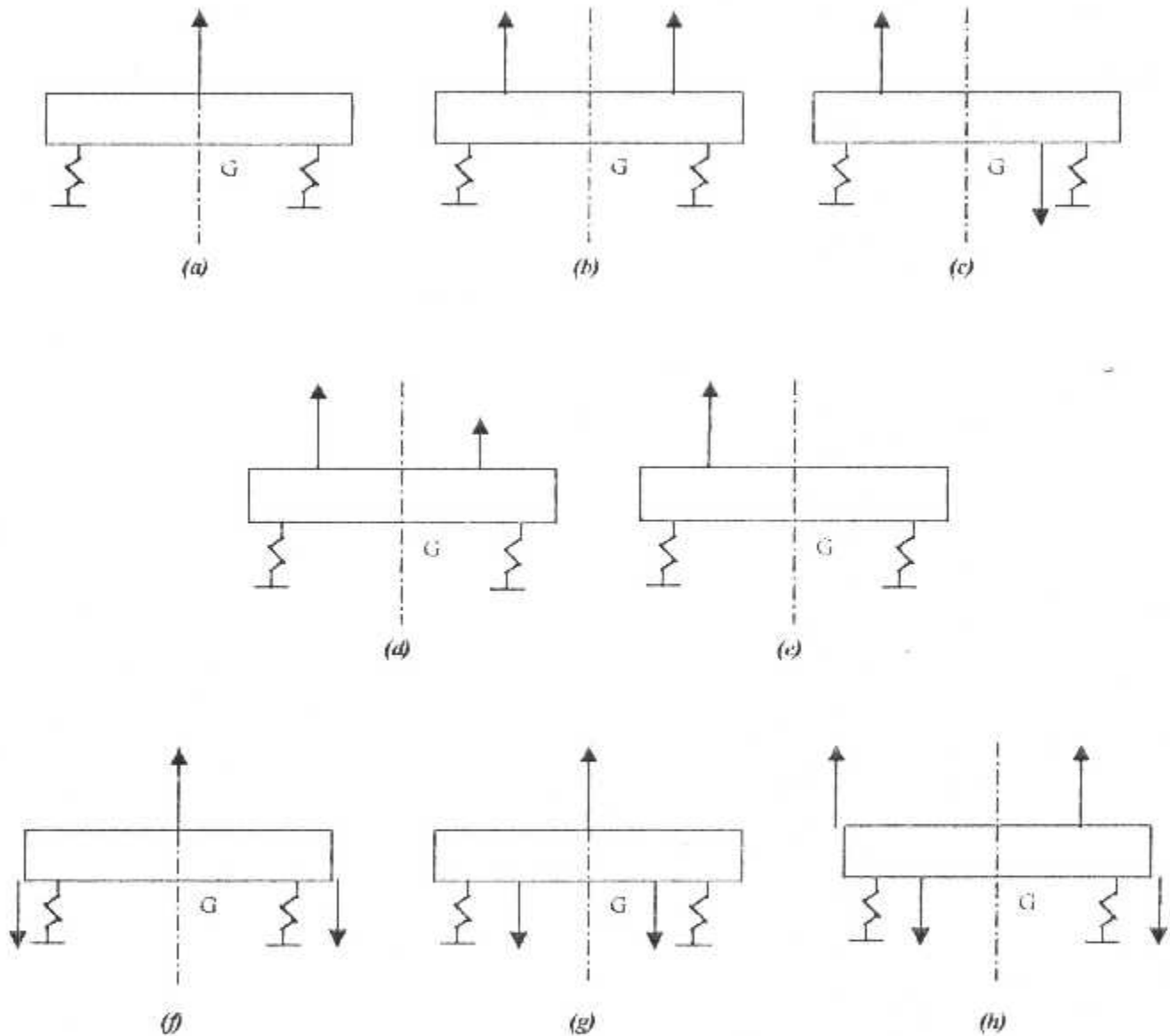
Figure IV-5-1 : balourds correcteurs mécaniques réglables

IV.5.2 – Disposition de balourds correcteurs :

Pour un rotor symétrique simple, on s'intéresse ici aux conditions élémentaires de figure, dans laquelle G est le centre de masse de l'ensemble du rotor est les flèches symbolisent des corrections installées. (voir figure).

- Dans le cas (a), le balourd placé au centre de masse a un effet sur le mode propre de translation et le premier mode de flexion mais pas sur le mode propre de basculement ni sur le 2^{ème} mode propre de flexion parce que le balourd est placé dans la zone nodale centrale de ces deux derniers modes propres.
- Lorsque le rotor est de forme allongée, on choisira plutôt la configuration (b) qui a rigoureusement le même effet que (a) ; les effets des deux demi forces aux extrémités se compensent sur le mode propre de basculement.
- Le cas © est celui de l'application d'un couple pure, cette configuration aura un effet sur le mode propre de basculement et sur le deuxième mode propre de flexion, mais pas sur le mode propre de translation ni sur la premier mode propre de flexion.
- Le cas (d) est combinaison linéaire de (b) et (c) où tous les modes propres sont sollicités.
- Le cas (e) est un cas extrême de (d), qui montre qu'un balourd placé ailleurs qu'au centre de masse (cas a) sollicite tous les modes propres.
- Dans les cas (f), (g), et (h) le torseur résultant au centre de la masse est nul, ces répartitions sont donc sans aucun effet sur les modes propres de corps solide (translation et basculement). (f) et (g) agissent spécifiquement sur le premier mode propre de flexion, avec la particularité, pour le cas (g), que les deux demi balourds sont installés dans les zones nodales du premier mode propre élastique, seul le balourd central agit, les balourds latéraux ayant pour but de compenser l'effet de ce balourd central sur le mode propre de

translation du cas (a). (h) agit spécifiquement sur le deuxième mode propre élastique de flexion.



**Figure III.5.2 : Rotor symétrique simple :
dispositions types de balourds correcteurs**

IV.5.3 – Plan de correction :

Dans les dispositions types de balourds correcteurs on a vu que l'on va devoir planter des balourds correcteurs dans différentes positions axiales, qui sont appelées les plans de correction.

La position axiale des plans de correction sur le rotor permettent une réponse des différents modes propres vibratoires traversés, d'où la nécessité de tenir compte des résultats de l'analyse dynamique pour choisir leur implantation sur le rotor.

En conséquence, le nombre de plans de correction a implanté sur un rotor est $N+2$, où N est le nombre de modes propres élastiques traversés pour arriver à la vitesse maximale d'utilisation et où 2 correspond aux deux modes propres de corps solide.

CHAPITRE V

PROCEDURES D'EQUILIBRAGE

V.1 – Machines à équilibrer (équilibrées) :

Elles sont rapides et faciles de mise en œuvre, équipées d'une instrumentation et de moyens de calculs autonomes sur microcalculateur, et sont des outils très performants.

L'entraînement du rotor se fait par un moteur à vitesse variable à courant continu, avec éventuellement une boîte de vitesse, puis par courroie, ou par accouplement (voir figure).

- Un entraînement par courroie amène peu de perturbation sur la mesure, mais est réservé aux équilibrées de petite taille pour des rotors légers (voir figure).
- Les accouplements sont deux types, soit avec des membranes élastiques (dits « à flexor »), soit à cardan, ce dernier type étant destiné des rotors ayant plus d'inertie et nécessitant plus de couple d'entraînement. Les accouplements apportent des erreurs systématiques dans l'équilibrage, dues à leur assemblage mécanique complexe et leurs masses. Il convient donc de choisir le meilleur moyen d'entraînement en fonction du critère à attendre.
- Les indicateurs de mesure traitent les signaux vibratoires de chacun des deux paliers, les filtrent sur la vitesse de rotation pour en extraire les amplitudes et phases par rapport au rotor des composantes synchrones. En donnant, de plus, le type de rotor et la distance entre les paliers et les deux plans de correction choisis, l'affichage donne directement sur des diagrammes polaires les balourds supposés exister dans ces deux plans. (voir figure).

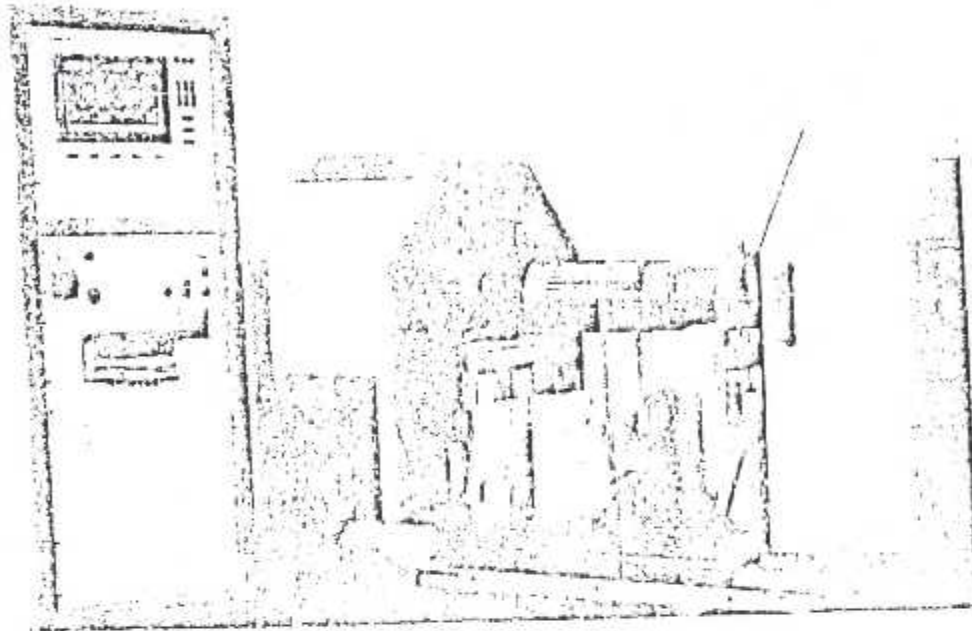
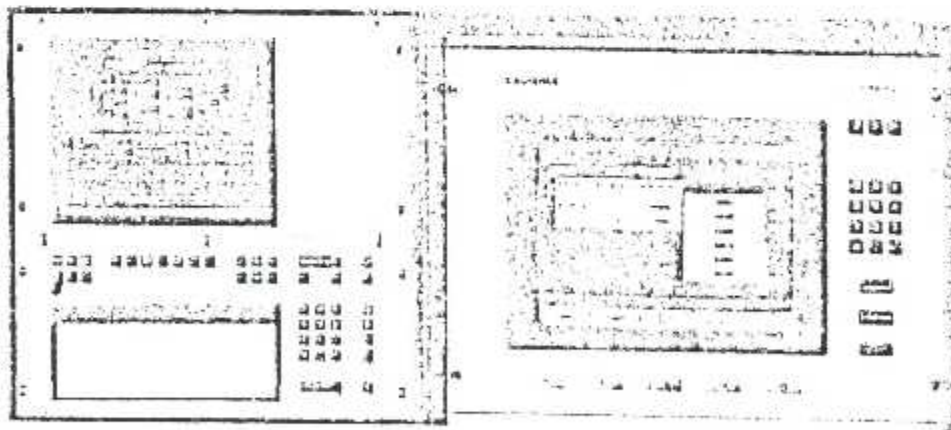


Figure V.1 – Equilibrage de rotor de moteur élastique entraîné par courroie



Indicateur d'équilibrage

V.2 – Equilibrage des rotors rigides et flexibles :

V.2.1 – Equilibrage des rotors rigides :

La réponse en rotation d'un rotor rigide est gouvernée essentiellement par la réponse des deux modes propres d'un corps solide (translation et basculement), les équilibrages en rotors rigides sont pratiqués très couramment, y compris pour les rotors flexibles comme préliminaires à basse vitesse d'un équilibrage à vitesse nominale.

V.2.1.1 – Equilibrage en un plan par retournement de la pièce :

Cet équilibrage est à priori rustique, car on n'agit sur le mode propre de translation. Il n'en reste pas moins très adapté aux rotors pour lesquels la masse est pratiquement concentrée dans un seul plan et surtout, pour des composants individuels avant de les assembler sur un rotor.

Ce critère d'équilibrage visé consiste alors à ramener le balourd résiduel de l'ensemble dans un cercle centré sur le balourd de l'outillage.

Procédure :

La procédure d'équilibrage consiste :

- à placer le rotor sur l'équilibreuse
- à afficher les données (type de rotor et dimension)
- à effectuer le lancer initial
- à lire les balourds installés ramenés dans les plans de correction (calculer automatiquement par l'instrumentation)
- à pratiquer, le cas échéant, les retournements angulaires dans le cas d'une pièce sur le mandrin.
- A calculer les balourds correcteurs
- A installer les balourds correcteurs
- A effectuer un lancer de vérification.

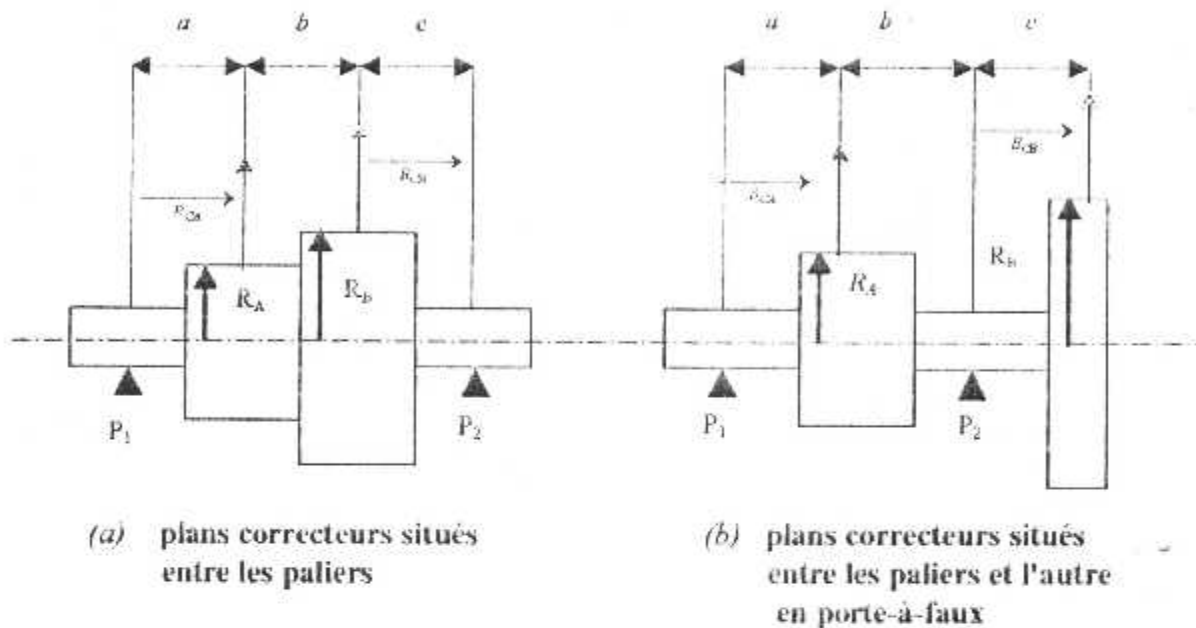


Figure V.2.2.1 : Equilibrage de rotors rigides en deux plans

V.2.1.3 – Equilibrage séquentiel :

Il est important de citer ici une procédure d'équilibrage très utilisée pour les rotors travaillant en régime supercritique, pour ces derniers, on commence par un équilibrage en rigide du rotor, nu, sans aucun élément actif.

Ensuite, on monte les éléments sur le rotor par nombre maximal de deux éléments voisins. On pratique un nouvel équilibrage au rotor rigide, et en appliquant les corrections dans le plan de ces éléments. On poursuit ensuite le montage en reproduisant cette procédure.

Il s'agit donc ici d'une procédure très intéressante, qui permet de réduire la distribution de balourd d'un rotor flexible, tout en pratiquant que des équilibrages en rotor rigide, avec des moyens lourds qu'un banc d'équilibrage sous vide à vitesse nominale.

V.2.2 – Équilibrage des rotors flexibles :

Ces déformations se traduisent généralement par des vibrations sur les paliers, ce type de rotor est à équilibrer en deux temps :

1^{er} temps :

Équilibrage à basse vitesse (en dessous de la 1^{ère} vitesse critique) le rotor étant considéré comme rigide.

2^{ème} temps :

Équilibrage à la vitesse de service

Le nombre de plans d'équilibrage à prendre en compte n'est plus deux, mais il est déterminé par la méthode du nombre minimal du plan qu'on fixe à $(2+K)$.

K : désignant le nombre de vitesse critique inférieur à la vitesse de service.

V.2.2.1 - Équilibrage nodal :

L'équilibrage nodal est une variante de l'équilibrage en rotor flexible où l'on fait des acquisitions sur, ou près, des vitesses critiques afin de faciliter leur franchissement lors des démarrages arrêts de la machine par l'application de balourds correcteurs spécifiques.

V.2.2.2 – Équilibrage in situ :

Dans un équilibrage in situ, la méthode ci-dessus est totalement appliquée, avec la seule restriction que tous les plans de correction d'équilibrage ne sont pas accessibles, car cela demanderait trop de temps de démontage. Mais on insistera à nouveau sur l'importance fondamentale de ce type d'équilibrage, car c'est uniquement dans ces conditions que l'on peut équilibrer certains groupes qui ne sont assemblés définitivement que sur les sites (accouplements rigides à plateaux boutonnés). Généralement, les rotors auront déjà équilibrés auparavant individuellement à vitesse nominale en utilisant les techniques précédemment décrites.

V.3 – Incertitudes :

Les incertitudes d'équilibrage sont liées à l'instrumentation : sont liées à la construction des paliers de l'installation d'équilibrage, à la sensibilité des capteurs, à la version analogique – numérique, à la quantification numérique...dont les valeurs sont données par le fournisseur de l'installation.

CONCLUSION

Notre travail est spécifié sur une étude technologique des différentes opérations d'équilibrage, en effet ce dernier est l'opération qui consiste à minimiser l'effet des balourds sur les vibrations du rotor et sur les efforts transmis aux paliers.

Ainsi, il est nécessaire d'utiliser des modèles mathématiques car la pratique de l'équilibrage ne peut pas être déconnectée de la théorie pour comprendre précisément les phénomènes.

Enfin, ce travail est notre première expérience qui nous a permis de mettre en application certaines connaissances acquises durant notre cursus. Espérant qu'il servira de références pour les promotions à venir.

BIBLIOGRAPHIE

- [01] - Techniques de l'Ingénieur BM5130
Equilibrage des rotors rigides et flexibles
- [02] - Techniques de l'Ingénieur BrIII
Equilibrage des moteurs
- [03] - Web Internet
- [04] - Comportement vibratoire de la ligne d'arbre d'un hélicoptère léger
par Mohamed HAUCHE
Chemssa BOUHOUNI
- [05] - Equilibrage des parties tournantes d'un (A.P.U.) G.T.C P.85-98
par : MELIAK Arezki
RILI Karim
- [06] - Elaboration d'un logiciel d'équilibrage dynamique d'un turbo réacteur
CFM 56-3
par : ALNAGA Ahmed
HAMDJ Redha