

11/531.669

Université 8 mai 1945 de Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de master

Présenté par : **FERHI Chahrazed**

Option : **Maintenance Industrielle**

=====

***Equilibrage statique et dynamique des rotors
rigides et flexibles***

=====

Sous la direction de :

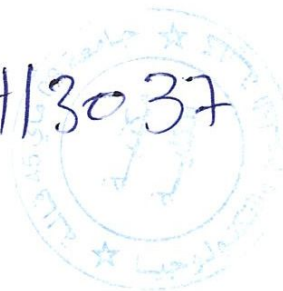
Dr. REZAIGUIA Abdelouahab

Dr. BOUTABBA Smail

Année universitaire 2013/2014

14/3037

Table des matières



Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 : Synthèse bibliographique.....	2
1.1. Introduction	3
1.2. Historique du développement de la technique d'équilibrage	3
Chapitre 2 : Théorie des rotors rigides et flexibles	7
2.1. Théorie des rotors rigides.....	8
2.1.1. Définitions et explications.....	8
2.1.2. Tolérances et évaluation du rotor rigide.....	15
2.2. Procédures d'équilibrage des rotors rigides.....	20
2.2.1. Balourds provoqués par le montage de prise de pièce.....	20
2.2.2. Méthode d'équilibrage par retournement.....	21
2.2.3. Méthode d'équilibrage dite : des coefficients d'influences [2] [3].....	23
2.3. Théorie des rotors flexible.....	25
2.3.1. Définitions et explications.....	25
2.4. Procédures d'équilibrage des rotors flexibles.....	29
Chapitre 3 : Equilibrage statique et dynamique d'un rotor rigide	35
3.1. Introduction.....	36
3.2 Analyseur équilibreur « Schenck Smart Balancer ».....	36
3.3. Equilibrage en un plan d'un rotor rigide.....	36
3.3.1 Préparatif pour l'équilibrage.....	36

3.3.1.1 Installation.....	37
3.3.1.2 Réglages.....	37
3.3.2. Résultats de l'opération de l'équilibrage.....	37
3.3.2.1 Mesure de la vitesse de vibration avant opération d'équilibrage.....	38
3.3.2.2 Mesure du balourd initial.....	38
3.3.2.2 Cycle de tarage (d'essai).....	38
3.3.2.4 Cycle de première correction.....	39
3.4. Equilibrage en deux plans d'un rotor rigide.....	40
3.4.1. Aperçu du déroulement de l'opération.....	41
3.4.2. Mesure de la vitesse de vibration avant opération d'équilibrage.....	41
3.4.3. Mesure des balourds initiaux.....	41
3.4.4. Cycle de tarage.....	42
3.4.5. Cycle de correction.....	43
3.5 .Conclusion.....	44
Conclusion Générale	45
Références bibliographiques.....	46
Annexe A	

Introduction Générale

L'un des problèmes majeurs des machines tournantes est les vibrations dues aux forces tournantes synchrones dont l'amplitude augmentent avec le carré de la vitesse de rotation. Ces vibrations sont directement transmises aux paliers. Malgré les techniques d'usinage et de montage très précises, le balourd résiduel reste toujours existant. La seule solution pour vaincre ce problème est l'équilibrage, action qui consiste à minimiser le balourd du rotor de telle manière que les forces centrifuges libres autour de l'axe de rotation imposées par construction et leurs vibrations ne dépassent pas les tolérances admises.

Ce travail va s'attacher à décrire les procédures et critères d'équilibrages des rotors rigides (à basse vitesse) et flexibles (à vitesse nominale) des machines à usage courant pour toute transformation de forme d'énergie. La pratique de l'équilibrage ne peut pas être déconnectée de la théorie pour comprendre précisément ce phénomène alors des opérations d'équilibrage en un et deux plans d'un rotor rigide du simulateur de défauts de machines sont réalisées en utilisant l'analyseur équilibreur Schenck Smart Balancer.

Chapitre I

Synthèse bibliographique

1

Synthèse Bibliographique

Sommaire

1.1. Introduction	3
1.2. Historique du développement de la technique d'équilibrage	3

Cette recherche bibliographique a pour but de donner une vision assez large sur le développement de la technique d'équilibrage des machines tournantes. L'ouvrage 'techniques d'équilibrage' (Réf. [1]) est largement utilisé dans la rédaction de ce chapitre.

1.1. Introduction

L'équilibrage est un processus permettant **d'améliorer la répartition des masses** d'un rotor de telle manière que les forces centrifuges libres autour de l'axe de rotation imposées par construction et leurs vibrations ne dépassent pas les tolérances admises. Un rotor est parfaitement équilibré si son axe principal d'inertie **coïncide** avec son axe de rotation. On réunit sous le terme équilibrage deux opérations partielles, La **mesure** du balourd et la **correction** de ce dernier.

Les rotors peuvent avoir des caractéristiques extrêmement diverses, et donc poser des problèmes très différents (tab.1).

Tableau 1 : Spectre des rotors

Critère	Limite inférieure <i>Exemple</i>	Limite supérieure <i>Exemple</i>
Masse	< 1 g <i>Balancier</i>	> 300 t <i>Turbine à vapeur basse pression</i>
Diamètre	< 3 mm <i>Broche textile</i>	> 6 m <i>Turbine hydraulique</i>
Longueur	< 10 mm <i>Induit de modèle réduit</i>	> 20 m <i>Turbogénérateur</i>
Vitesse nominale	0 tr/min <i>Disque de meule avant cuisson</i>	> 1 000 000 tr/min <i>Turbine de roulette de dentiste</i>
Tolérance de balourd (excentricité du centre de gravité)	< 0,01 µm <i>Gyroscope d'aviation</i>	> 0,5 mm <i>Roue de train</i>
Valeur du rotor	< 0,5 euro <i>Induit de jouet</i>	> 400 millions d'euros <i>Satellite de communication</i>
Quantité de rotors à équilibrer sur une machine	< 10 unités par an <i>Satellites</i>	> 3 millions d'unités par an <i>Induit de moteur pour véhicules</i>

1.2. Historique du développement de la technique d'équilibrage [1]

On peut supposer que le problème d'**équilibrage** est apparu il y a quelques milliers d'années avec les premières roues à eau ou les ancêtres des moulins à vent. Des problèmes survenaient lorsque ces roues n'étaient pas construites de manière suffisamment symétrique, ou quand le matériau n'était pas d'épaisseur constante ou de dimensions identiques : la roue tendait à tourner jusqu'à une position donnée (point le plus lourd vers le bas), et y restait bloquée lorsque le courant ou le vent était faible. Ce **balourd statique** pouvait être contrebalancé empiriquement par des masses additionnelles m sur le rayon r (à l'arrêt au-dessus de l'axe), pour obtenir finalement que la roue tourne **rond** (fig. 1.1).

Avec le temps, les ressources se sont améliorées, et au début du 19^{ème} siècle le balourd statique était correctement maîtrisé : les rotors étaient **débalourdés** sur des couteaux ou des galets. Parfois, ceux-ci devaient également être corrigés sur le lieu d'exploitation pour obtenir un fonctionnement silencieux et sans défauts.

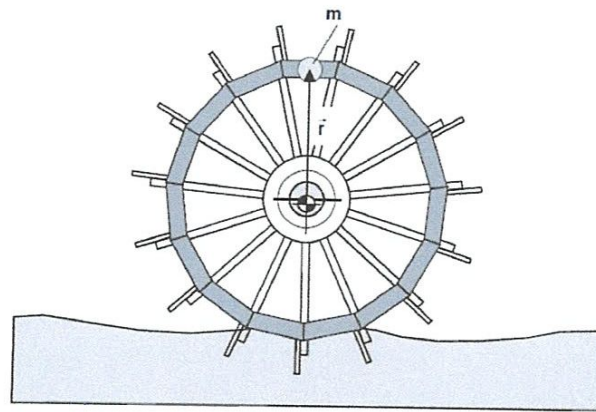


Fig.1.1 : Un problème millénaire : balourd statique sur une roue à eau, le centre de gravité se trouve sous l'axe à l'arrêt. Ce balourd statique peut être corrigé grâce à une masse de correction m sur le rayon r

Pour ceci, des masses étaient placées à différentes positions jusqu'à obtention par tâtonnements successifs de la correction optimale. Avec les premières machines à grande vitesse de la deuxième moitié du 19^{ème} siècle, et l'arrivée triomphante des machines électriques, apparaît un nouveau problème de balourd, inconnu jusqu'ici : soudain les méthodes d'équilibrage éprouvées ne suffisent plus. On découvre alors un nouveau type de balourd, le **moment de balourd** (fig. 1.2) qui ne peut être révélé qu'en rotation. Le nombre croissant de turbines à vapeur, de générateurs, de moteurs électriques, de pompes et de compresseurs centrifuges rend ce problème fondamental. On commence à équilibrer dans deux plans de correction, dans l'environnement opérationnel ou bien sur de simples chevalets, à l'aide de marques effectuées à la craie ou au crayon. Cette procédure itérative ne permettait d'approcher de l'objectif que par petites étapes successives. La plupart des fabricants de machines rotatives possédaient leurs propres installations d'équilibrage, appliquaient des recettes confidentielles et employaient des spécialistes pour cette science secrète.

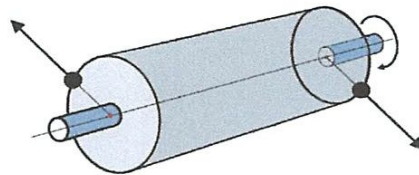


Fig. 1.2 : Un problème jusqu'alors inconnu, le moment de balourd : deux balourds de mêmes valeurs, mais opposés dans deux différents plans radiaux. Le moment de balourd n'apparaît qu'en rotation

Dans les premières décennies du 20^{ème} siècle apparaissent encore de nouveaux problèmes d'équilibrage. Les rotors équilibrés avec l'expérience acquise présentent de graves problèmes de vibrations. Il s'agit toujours de rotors dont la vitesse nominale se trouve un peu en dessous ou même au dessus d'une vitesse critique de flexion, et donc présentent des phénomènes typiques de résonance. Pour ces rotors, des procédures d'équilibrage additionnelles, voire très spécifiques, sont nécessaires, la plupart du temps en opérant à proximité de ces résonances pour réduire la flexion par des corrections sélectives dans plusieurs plans. Plus tard, ces balourds spécifiques ont été appelés balourds **modaux** (fig. 1.3).

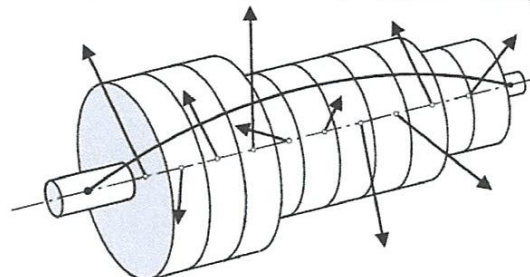


Fig. 1.3 : Balourd modal : les balourds individuels sont pondérés le long du rotor avec un mode principal de flexion (ici le premier mode principal). Pour la correction de balourds modaux, il faut en général plus de deux plans de correction.

Au début du 20^{ème} siècle, N.W. AKIMOFF aux États-Unis et A. STODOLA en Suisse [1], donnent une nouvelle impulsion à la technique d'équilibrage. En Allemagne, c'est en 1907 que F. LAWACZEK dépose le brevet d'une machine à équilibrer dans deux plans (fig. 1.4) qui sera construite par Carl SCHENCK à Darmstadt [1]. Le premier modèle présentait encore quelques problèmes, mais l'idée a été ensuite perfectionnée (brevet d'une machine à équilibrer horizontale en 1912) et transformée avec succès par les travaux de H. HEYMANN (fig. 1.5).

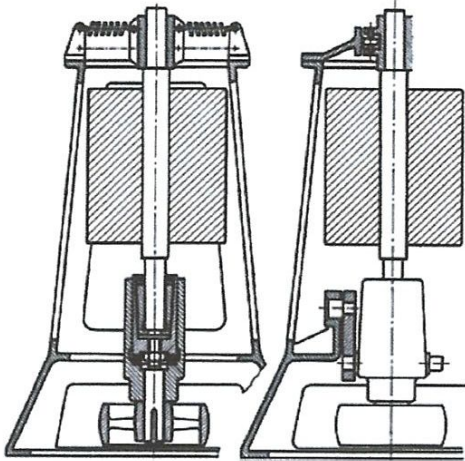


Fig. 1.4 : Un extrait du brevet LAWACZEK (1907). Machine à équilibrer avec disposition verticale du rotor

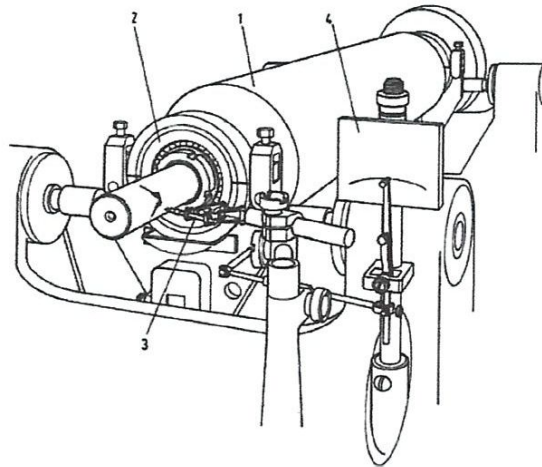


Fig. 1.5 : Une machine à équilibrer LAWACZEK-HEYMANN avec rotor (1), roulement à billes à rotule (2), stylets pour l'angle du balourd (3) et pour sa valeur (4)

Ces machines ont été livrées à des entreprises dans le monde entier : ce fut le début de la production industrielle de machines à équilibrer.

Les machines des premières années du 20^{ème} siècle n'ont que peu de choses en commun avec les machines à équilibrer modernes de la fin de ce même siècle. Il est vrai que les paliers et l'entraînement pour le rotor étaient similaires à ceux utilisés aujourd'hui, mais les techniques de mesures n'en étaient qu'à leurs premiers balbutiements. Pour une utilisation industrielle, il était nécessaire de mettre en œuvre des solutions robustes et simples à utiliser, et donc des moyens de mesures purement mécaniques.

Au cours des décennies suivantes, une pléthore de nouvelles idées a permis de compléter et d'améliorer les machines, des variantes ou nouveaux systèmes ont été développés et concrétisés par de nombreux nouveaux brevets. Les objectifs principaux restaient l'amélioration de la précision pour répondre aux exigences croissantes, et une amélioration de la rentabilité obtenue avant tout par une diminution du temps nécessaire à chaque pièce. Les progrès ne se produisaient à cette époque que du côté de l'industrie mécanique.

Ceci va changer avec l'apparition du transducteur de mesure mécanique-électrique, puis évoluer radicalement après la Seconde Guerre mondiale avec le développement rapide des techniques de mesures électroniques, des semi-conducteurs et l'arrivée des ordinateurs dans tous les domaines de l'industrie.

Le poids croissant de l'aspect mesure permet alors de simplifier de nouveau la mécanique des machines à équilibrer, qui reprennent la structure épurée des premières années, excepté certaines machines spécifiques (fig.1.6). Toutes les tâches critiques comme la sensibilité, la sélection de fréquence, la séparation des plans, les indications de correction, etc., sont effectuées aujourd'hui par les dispositifs de mesure.

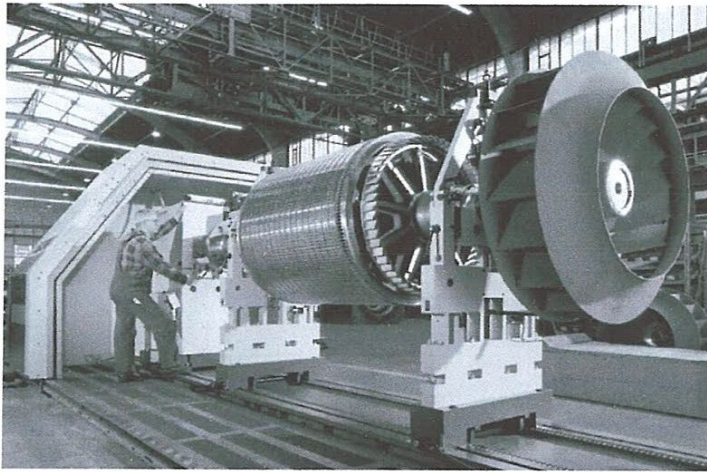


Fig. 1.6 : Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle, avec entraînement par arbre de transmission à cardan et protection contre les projectiles éventuels, conformément à la norme ISO 7475.

Chapitre II

Théorie des rotors rigides et flexibles

2

Chapitre 2 : théorie des rotors rigides et flexibles

Sommaire

2.1. Théorie des rotors rigides	8
2.2. Procédures d'équilibrage des rotors rigides	20
2.3. Théorie des rotors flexibles	25
2.4. Procédures d'équilibrage des rotors flexibles	29

2.1. Théorie des rotors rigides

2.1.1. Définitions et explications

Terme balourd

Selon la définition DIN-ISO, il y a présence de balourds dans un système en rotation quand, à la suite de forces centrifuges non compensées, des forces oscillantes ou des mouvements d'oscillation sont transmis aux paliers.

Une masse u en rotation à l'extrémité d'un rayon \vec{r} avec une fréquence angulaire $\bar{\Omega}$ engendre une force centrifuge \vec{F} . Le produit $u\vec{r}$ caractérise la force centrifuge en direction et en norme, et il est nommé en technique d'équilibrage balourd \vec{U} d'unité g.mm. On peut également écrire :

$$\vec{U} = u\vec{r} \quad (1)$$

Par exemple, une masse de balourd $u = 24$ g sur un rayon $r = 500$ mm, engendre un balourd $U = 24 \times 500 = 12000$ g.mm.

Rotor rigide

La plupart des rotors sont construits de telle sorte que leur balourd et leur forme ne se modifient pas jusqu'à leur vitesse de service. On appelle ces rotors des **rotors rigides**. Ceci signifie que le balourd du rotor peut être donné sous la forme d'une **valeur constante**, qui ne sera pas fonction d'une vitesse donnée, et qu'il peut être mesuré et corrigé pour toute vitesse inférieure à la vitesse de service.

Remarque : Les définitions du rotor rigide et du rotor flexible sont en cours de remaniement au niveau ISO. On tente de trouver des définitions de l'état du rotor permettant de mieux expliquer le passage du rotor rigide au rotor flexible.

Correction

La correction de balourd est une procédure permettant de rectifier la répartition des masses du rotor. La correction s'effectue la plupart du temps en **ajoutant** ou en **enlevant** de la matière, de telle manière que la somme des forces centrifuges ; et donc la somme des balourds ; soit égale à zéro. Pour un plan de correction, on peut écrire :

$$\vec{U} + u_a\vec{r}_a = \vec{0} \quad (2)$$

Si l'on considère tout d'abord les normes des deux balourds, on constate que le produit de la masse de correction u_a par le rayon de correction \vec{r}_a doit être égal au balourd \vec{U} du rotor (et non la masse de correction égale à la masse du balourd). Si l'on considère la direction, il est évident que la correction ne peut se trouver qu'à la même position angulaire que le balourd, ou bien à la position opposée (fig.2.1).

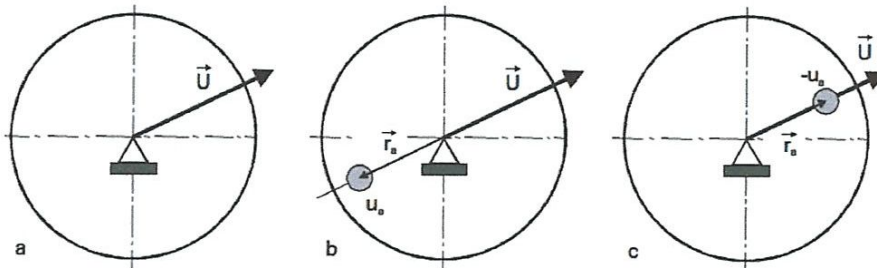


Fig.2.1 : Correction d'un balourd. a : Balourd \vec{U} , b : Ajout de matériel sur le côté opposé – masse de correction positive, c : Enlèvement de matériel du même côté – masse de correction négative

Par exemple, La masse de correction d'un balourd $U = 12000 \text{ g.mm}$, corrigé sur le rayon $r = 300 \text{ mm}$, est égale à : $u_a = \frac{U}{r_a} = \frac{12000}{300} = 40 \text{ g}$.

Ce type de correction, pour lequel tout angle peut être utilisé selon la position du balourd, s'appelle **correction polaire** (dérivé des coordonnées polaires qui indiquent la position en angle et en rayon).

Si, selon les caractéristiques du rotor ou le type de correction, on ne peut corriger que dans des directions données (à des endroits définis), on parle de **correction en points fixes** (ou composantes). Le balourd sur un plan de correction est décomposé en composantes correspondant aux directions de correction possibles, et chaque composante corrigée individuellement (fig.2.2).

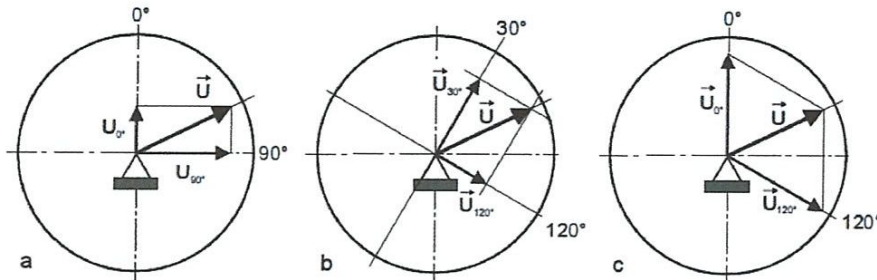


Fig. 2.2 : Décomposition du balourd \vec{U} en deux composantes, p. ex. pour une correction en points fixes. a : en composantes à 90° , b : en composantes à 90° ayant subi une rotation, c : en composantes à 120°

Plan de correction

On entend par là un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre du rotor dans lequel une correction de balourd est effectuée. La position des plans de correction peut (pour un rotor rigide) être choisie librement, mais les spécificités du rotor concerné doivent être prises en compte.

Balourd d'un rotor en forme de disque

Jusqu'ici, nous avons considéré le balourd comme un cas théorique, où seul ce dernier avait une masse, mais pas le rayon ni l'arbre. Que se passe-t-il avec un véritable rotor de masse m ? Le cas le plus simple est représenté par un rotor en forme de disque monté perpendiculairement à l'axe de l'arbre (fig.2.3). Si le rotor tourne avec une fréquence angulaire $\vec{\Omega}$, chaque masse élémentaire m_i engendre sur son rayon \vec{r}_i une force centrifuge \vec{F}_i :

$$\vec{F}_i = m_i \vec{r}_i \Omega^2 \quad (3)$$

La somme vectorielle des forces centrifuges de tous les éléments est la force centrifuge qui agit sur les paliers, et elle s'exprime par :

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i \Omega^2 \quad (4)$$

Deux possibilités peuvent se présenter :

- $\vec{F} = \vec{0}$: aucune force centrifuge ne s'exerce : le rotor est alors sans balourd, il s'agit d'un rotor **parfaitement équilibré**;
- $\vec{F} \neq \vec{0}$: le rotor est soumis à un balourd.

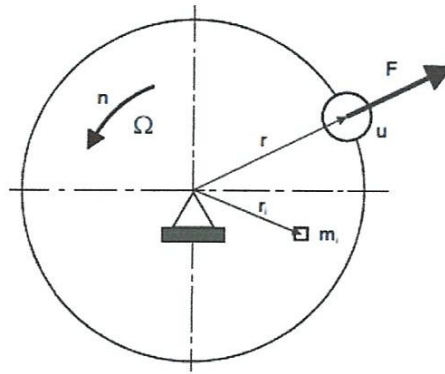


Fig.2.3 : Description du balourd d'un rotor en forme de disque

La question est maintenant de savoir comment exprimer le balourd de la meilleure manière. On peut se représenter la force centrifuge résiduelle comme issue d'un balourd $u\vec{r}$ ou \vec{U} (éq. 5) et l'on simplifie ensuite la vitesse de rotation des deux côtés (éq.6) :

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i \Omega^2 = u \vec{r} \Omega^2 \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i = u \vec{r} = \vec{U} \quad (6)$$

Cela signifie que :

- le déséquilibre d'un rotor en forme de disque rigide (et monté perpendiculairement à l'axe de l'arbre) peut être parfaitement décrit par un vecteur balourd ;
- la correction du balourd ne demande qu'une correction dans un seul plan.

Balourd d'un rotor (cas général)

On se représente le rotor **cylindrique** découpé en de nombreuses tranches fines, toutes montées perpendiculairement à l'axe. Pour chaque tranche, on peut déterminer un balourd, qui représente le déséquilibre de cette tranche. Le déséquilibre du rotor **cylindrique** est donc donné par de nombreux balourds individuels dans différents plans radiaux.

Selon les lois de la statique, les forces centrifuges individuelles provoquées par les balourds peuvent être transférées sur deux plans I et II que l'on peut choisir librement (p. ex. les plans d'extrémité) et être de nouveau transformées sur ceux-ci en balourds (fig.2.4). Ils seront nommés balourds complémentaires :

$$\vec{F}_I = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i g_i \Omega^2}{b} = \vec{U}_I \Omega^2 ; \quad \vec{U}_I = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i g_i}{b} \quad (7)$$

$$\vec{F}_{II} = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i F_i \Omega^2}{b} = \vec{U}_{II} \Omega^2 ; \quad \vec{U}_{II} = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i F_i}{b} \quad (8)$$

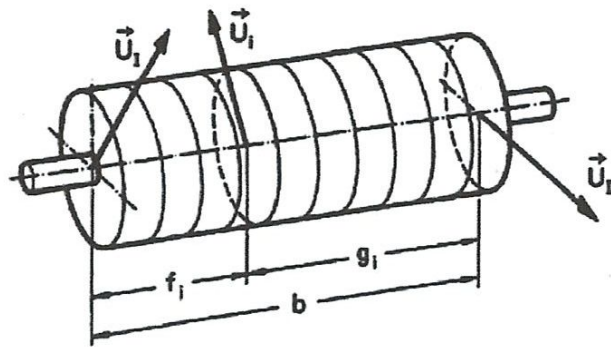


Fig. 2.4 : Les balourds \vec{U}_i du rotor cylindrique découpé en rotors en forme de disque sont transférés dans les plans d'extrémité. Les balourds complémentaires dans ces plans de correction I et II sont \vec{U}_I et \vec{U}_{II}

En général, la norme et l'angle des deux vecteurs balourds dépendent de la position des plans de correction. Il est important de noter que les *deux* vecteurs balourds sont modifiés, même si seulement un plan de correction est modifié. Cela signifie que :

- le déséquilibre d'un rotor rigide **cylindrique** peut être parfaitement décrit par **deux balourds** complémentaires dans **deux plans** choisis librement ;
- la correction du balourd pour un rotor de ce type demande en général une correction dans **deux plans**.

Balourd statique

Si l'on ajoute à un rotor parfaitement équilibré un balourd individuel dans le plan radial dans lequel se trouve son centre de gravité, on parle d'un balourd statique \vec{U}_s (fig.2.5).

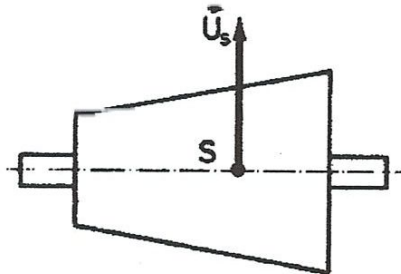


Fig. 2.5 : Balourd statique provoqué par un balourd \vec{U}_s agissant au centre de gravité S

Par l'intermédiaire d'une coupe transversale du rotor à cet endroit (fig.2.6), on peut se représenter facilement que :

- pour un rotor parfaitement équilibré le centre de gravité doit se trouver sur l'axe de l'arbre (sinon une force centrifuge s'exercerait) ;
- à la suite de l'ajout de la masse de balourd, le centre de gravité quitte l'axe de l'arbre.

La condition d'équilibre donne :

$$(m+u)\vec{e} = u\vec{r} \quad (9)$$

Ou

$$\vec{e} = \frac{u\vec{r}}{m+u} \quad (10)$$

Comme la masse de balourd u dans la plupart des cas est beaucoup plus petite que la masse du rotor m , elle est normalement négligée au dénominateur, et l'on obtient

$$\vec{e} = \frac{u\vec{r}}{m} = \frac{\vec{U}_s}{m} \quad (11)$$

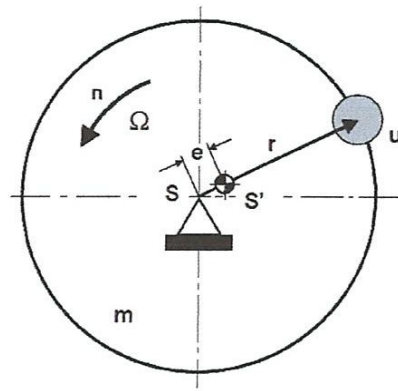


Fig.2.6 :La coupe transversale du rotor de la figure 2.5 montre comment, à la suite de l'ajout de la masse de balourd u sur le rayon \bar{r} , le nouveau centre de gravité global S' présente une excentricité \bar{e} par rapport à l'axe de l'arbre

\bar{e} indique alors à quelle distance et dans quelle direction (angle) le centre de gravité se déplace, et est nommée excentricité du centre de gravité. En général \bar{e} est beaucoup plus petite que \bar{r} , l'unité la plus adaptée est donc μm . Si p. ex. u est exprimé en grammes, m en kilogrammes et r en millimètres, on obtient e en micromètres :

$$1 \mu\text{m} = 1 \frac{\text{g mm}}{\text{kg}} \quad (12)$$

Si par exemple, un rotor de masse $m = 600 \text{ kg}$ présente un balourd statique $U_s = 12\,000 \text{ gmm}$, la valeur de l'excentricité du centre de gravité est $e = \frac{U_s}{m} = \frac{12000}{600} = 20 \mu\text{m}$.

La force centrifuge, en raison du balourd statique, s'exerce au centre de gravité. Pour un rotor sur paliers symétriques, les forces sont **identiques** sur les deux paliers, et orientées de la **même manière**.

Pour la correction du balourd statique, **un seul** plan de correction est nécessaire, le plan du centre de gravité. Si l'on effectue une correction dans un autre plan, celle-ci provoque, comme effet annexe, un moment de balourd.

On peut également répartir la masse de correction sur deux plans de manière à obtenir l'effet d'une seule masse dans le plan du centre de gravité (fig.2.7). À partir des équations :

$$u_{aI} + u_{aII} = u_a \quad \text{et} \quad u_{aI} f + u_{aII} g = 0 \quad (13)$$

On obtient :

$$u_{aI} = u_a \frac{g}{g+f} \quad \text{et} \quad u_{aII} = u_a \frac{f}{g+f} \quad (14)$$

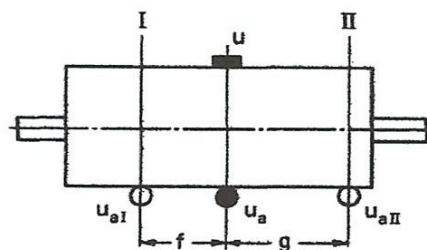


Fig. 2.7 : Répartition de la masse de correction u_a sur les plans de correction I et II

Balourd dynamique

Le déséquilibre total d'un rotor est constitué d'une combinaison des deux types de balourds, c.-à-d. une superposition d'un balourd statique avec un couple de balourds (en général avec différentes positions angulaires). Le balourd dynamique d'un rotor est décrit :

- en général en donnant les vecteurs balourds complémentaires dans deux plans quelconques ;

- parfois en donnant le balourd statique et le couple de balourds.

Le balourd dynamique peut être transformé en balourd statique et moment de balourd (fig.2.8) et inversement (fig.2.9). Le moment de balourd est ici représenté par le couple de balourds, c.-à-d. les balourds $-\vec{U}$ dans le plan de gauche et \vec{U} dans le plan de droite espacés de l .

Pour un rotor symétrique, on répartit le balourd statique par moitié sur les deux plans, le couple de balourds est calculé avec le rapport de plan l/b , et la somme vectorielle est établie dans les deux plans (fig.2.8).

Pour la transformation de balourds complémentaires en balourd statique et moment de balourd, on appliquera les équations générales suivantes :

$$\vec{U}_s = \vec{U}_I + \vec{U}_{II} ; \quad \vec{U}_m = \bar{f} \Lambda \vec{U}_I + \bar{g} \Lambda \vec{U}_{II} \quad (17)$$

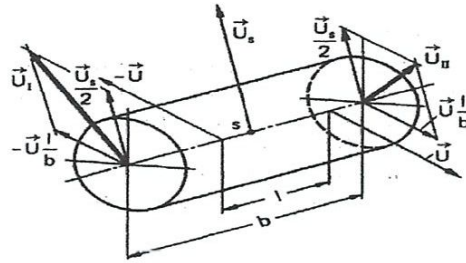


Fig.2.8 : Représentation du balourd dynamique : conversion d'un balourd statique \vec{U}_s et d'un moment de balourd $l\vec{U}$ en deux balourds complémentaires \vec{U}_I et \vec{U}_{II}

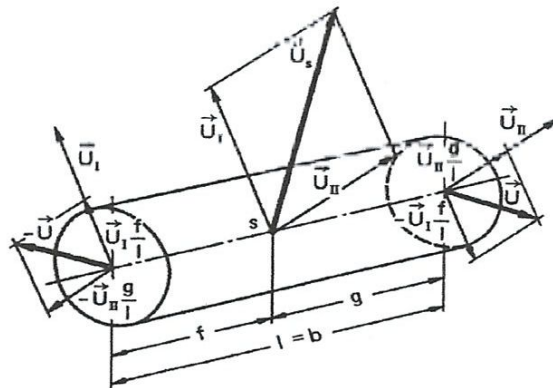


Fig.2.9 : Représentation du balourd dynamique : transformation de deux balourds complémentaires en un balourd statique et un couple de balourds

Représentation d'un balourd

Pour un rotor **parfaitement équilibré**, l'axe d'inertie correspond à l'axe de l'arbre : symétrie des masses, donc pas de force centrifuge, pas de moment de balourd (fig.2.10).

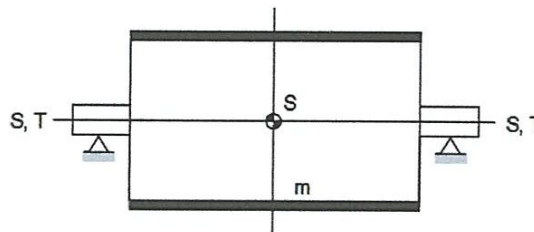


Fig. 2.10 : Pour un rotor parfaitement équilibré, l'axe d'inertie T-T correspond à l'axe d'arbre S-S

Si un **balourd statique** est ajouté, l'axe d'inertie se déplace parallèlement à l'axe de l'arbre d'une distance correspondant à l'excentricité du centre de gravité e (fig.2.11). L'excentricité du centre de gravité peut être calculée à partir de l'équation dérivée du paragraphe 2.4 : $e = U_s/m$.

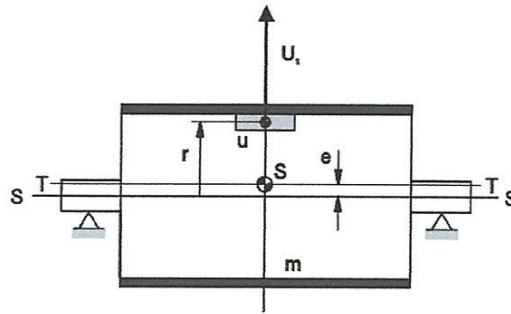


Fig. 2.11 : Un balourd statique entraîne un déplacement de l'axe d'inertie qui se retrouve parallèle à l'axe de l'arbre à une distance égale à l'excentricité du centre de gravité e

Si un **moment de balourd** est rajouté, l'axe d'inertie forme un angle avec l'axe de l'arbre, mais coupe ce dernier au centre de gravité (fig.2.12). L'angle $\vec{\varphi}$ (en radian) peut être calculé avec

$$\vec{\varphi} = \frac{1}{2} \text{arc sin} \frac{2\vec{U}_m}{J_x - J_z} \quad (18)$$

Pour des angles petits, l'expression (18) peut être simplifiée

$$\vec{\varphi} = \frac{\vec{U}_m}{J_x - J_z} \quad (19)$$

Avec :

- \vec{U}_m moment de balourd,
- J_x moment d'inertie autour de l'axe perpendiculaire passant par le centre de gravité,
- J_z moment d'inertie polaire autour de l'axe longitudinal passant par le centre de gravité

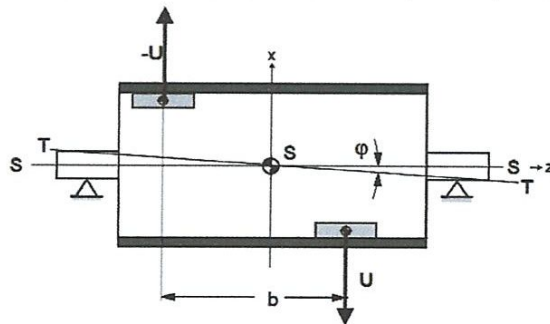


Fig. 2.12 : Un moment de balourd ; représenté par un couple de balourds ($U, -U$) à une distance du plan b ; fait tourner l'axe d'inertie d'un angle $\vec{\varphi}$ à partir de l'axe de l'arbre ; le centre de gravité reste sur l'axe de l'arbre.

Pour un **balourd dynamique**, les axes d'inertie et l'axe de l'arbre peuvent avoir une position quelconque, en général sans se couper (fig.2.13).

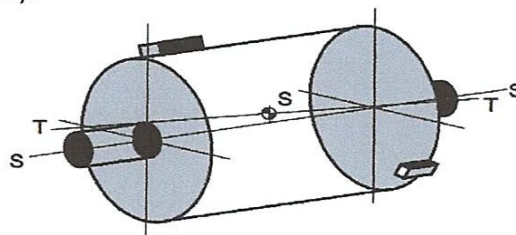


Fig. 2.13 : Pour un balourd dynamique, l'axe d'inertie et l'axe de l'arbre ne se coupent pas (cas général)

2.1.2. Tolérances et évaluation du rotor rigide

La norme DIN ISO 1940-1 présente la manière de calculer le balourd résiduel admissible pour le rotor rigide.

Critères d'évaluation

Masse du rotor et balourd résiduel admissible

En général, le balourd admissible est proportionnel à la masse du rotor. Il est donc approprié de rapporter le **balourd résiduel admissible** U_{adm} à la masse du rotor m . Le **balourd spécifique admissible** correspond à l'excentricité du centre de gravité, lorsque l'on prend le balourd statique comme balourd résiduel admissible.

$$e_{adm} = \frac{U_{adm}}{m} \quad (20)$$

L'expérience concrète montre que pour des rotors équivalents, le balourd résiduel admissible e_{adm} est en général inversement proportionnel à la vitesse du rotor n . Le rapport peut s'écrire $e_{adm} n = \text{constant}$, ou mieux

$$e_{adm} \omega = \text{const} \quad (21)$$

L'expression $e_{adm} \omega$ est la vitesse orbitale du centre de gravité, la plupart du temps exprimée en mm/s.

Détermination du balourd résiduel admissible

Les exigences de qualité d'équilibrage peuvent être déterminées de trois manières différentes .

- l'affectation à des **degrés de qualité** repose sur de nombreuses années d'expérience avec de multiples types de rotors .
- la détermination expérimentale est utilisée principalement pour des produits de série .
- la détermination sur la base des forces admissibles sur les paliers est une approche spécifique .

L'objectif consiste dans tous les cas à déterminer de manière rationnelle les balourds admissibles.

Classes de qualité et groupe de rotors

Le produit $e_{adm} \omega$ pourrait prendre une valeur quelconque ; par souci de simplification, on s'est accordé sur un certain nombre de valeurs fixes, chacune présentant un rapport de 2,5 avec la précédente. Chaque degré de qualité G détermine un balourd résiduel admissible d'une certaine valeur, qui est donnée par $e_{adm} \omega$. La figure 2.14 présente la limite

supérieure de e_{adm} pour différents degrés de qualité, en fonction de la vitesse de service maximum. On constate que la courbe d'un degré donné ne couvre pas la plage de vitesse tout entière, et se déplace vers

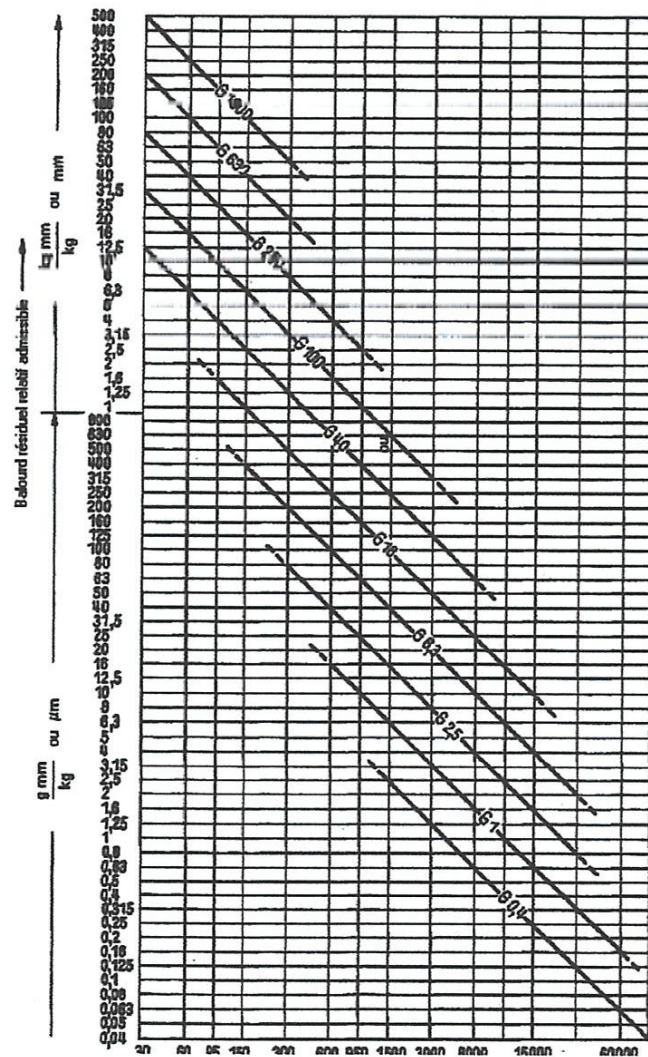


Fig. 2.14 : Balourd spécifique résiduel admissible en fonction de la vitesse de service maximale pour différents degrés de qualité G (suivant DIN ISO 1940-1)

les vitesses élevées lorsque la finesse augmente. Ceci s'explique par le fait qu'il n'existe pas de « moteurs Diesel de bateaux à bas régime » (degré G 1600) à plus de 400 tr/min ni de gyroscopes (degré G 0.4) en dessous de 1000 tr/min.

Suivant le degré de qualité, une classification est possible en fonction des techniques d'équilibrage répondant à des exigences progressives. Les types de rotors les plus courants ont été réunis dans des groupes et affectés aux différents degrés de qualité. Certains rotors peuvent, suivant l'utilisation qui en est faite, être présents dans plusieurs degrés de qualité, p. ex. moteurs électriques dans les degrés G 6,3, G 2,5 et G 1. Il faut également noter que l'on parle parfois de pièces spécifiques, parfois de rotors, et parfois de machines complètes. Cette classification est une recommandation fondée sur l'expérience.

Le tableau 2 constitue un extrait du tableau DIN ISO 1940-1 que nous venons de mentionner. Seuls les degrés de qualité les plus importants y sont présentés, c.-à-d. G 1, G 2,5 et G 6,3.

Tableau 2 : Groupes de rotors rigides (extrait de la norme DIN ISO 1940-1)

Degré de qualité	$e_{adm}(\omega)$ [mm/s]	Rotors ou machines Exemples
G 6,3	6,3	Pièces de procédés industriels, tambours de centrifugeuses Engrenages de turbines marines principales Ventilateurs, volants d'inertie, pompes centrifuges Pièces de machines courantes et de machines-outils Rouleaux de machines à papier ou d'impression Rotors de réacteurs Pièces de moteurs répondant à des exigences particulières Induits de moteurs électriques moyens ou gros (moteurs avec une hauteur d'axe supérieure à 80 mm), sans exigences particulières Petits induits de moteurs, la plupart du temps fabriqués en série, pour des applications peu sensibles aux vibrations et/ou pour des installations isolées des vibrations
G 2,5	2,5	Turbines à gaz ou à vapeur, y compris turbines marines principales Turbocompresseurs, roues rigides de turboalternateurs Entraînements de machines-outils Induits de moteurs électriques moyens ou gros répondant à des exigences particulières Pompes avec entraînement à turbine Disques durs et lecteurs informatiques Induits de petits moteurs ne répondant pas à l'une ou l'autre des conditions du degré de qualité G 6,3.
G 1	1	Entraînements de magnétophones et de phonographes Entraînements de machines de rectification Induits de petits moteurs avec des exigences particulières.

Détermination expérimentale

Pour des séries importantes, il peut être judicieux de déterminer la qualité d'équilibrage nécessaire de manière expérimentale pour optimiser le processus d'équilibrage. Les mesures sont effectuées la plupart du temps en situation opérationnelle. Pour déterminer la valeur limite effective pour un rotor donné, on équilibre ce dernier le mieux possible (de 1/10 à 1/20 de la valeur recommandée).

Détermination à partir des forces admissibles aux paliers

Lorsque les forces admissibles aux paliers constituent le point critique d'un système de rotor, c'est à partir de celles-ci que l'on déduira le niveau de balourd admissible : pour un rotor rigide sur des paliers rigides, le balourd résiduel admissible est directement calculable à partir de la vitesse de service dans les plans des paliers. Lorsque les conditions de fonctionnement sont notablement différentes de celles indiquées ci-dessus, il est préférable de choisir une autre approche.

Répartition du balourd sur les plans de correction

Les plans de correction sont choisis pour des raisons tout autres et avant tout pour les possibilités de correction des balourds. Ces plans se trouvent empiriquement à **proximité des plans de paliers**, et par mesure de simplification, ces derniers peuvent être utilisés pour donner les balourds résiduels admissibles. Pour des induits bobinés de moteurs électriques, il est possible de fraiser dans le paquet de tôles ou d'installer une masse de correction sur les chignons de bobinage : le rapport de distance entre les plans de correction peut dans ce cas être de 1:2, et représenter éventuellement seulement 1/3 ou 1/4 de la distance entre paliers. Ceci entraîne une correction beaucoup trop précise du moment de balourd.

Pour le balourd admissible U_{adm} ; déterminé à partir des degrés de qualité ; la norme DIN ISO 1940-1 donne différentes règles de répartition. Si l'on part des forces s'appliquant sur les paliers, les balourds résiduels admissibles dans les plans des paliers peuvent être rassemblés en un balourd global U_{adm} , de manière à pouvoir utiliser les mêmes règles de répartition que pour les degrés de qualité.

Rotor avec un plan de correction

Pour des rotors en forme de disque, l'équilibrage dans un seul plan de correction peut être suffisant à condition que la distance entre paliers soit assez grande et que le disque tourne avec un battement axial suffisamment petit (c.-à-d. un disque suffisamment perpendiculaire à l'axe de l'arbre). Ces conditions doivent être vérifiées au cas par cas.

Après qu'un nombre suffisant de rotors de ce type ont été équilibrés dans un plan, le plus grand couple de balourds subsistant est déterminé et divisé par la distance entre paliers. Lorsque ce balourd n'est pas supérieur à la moitié du balourd résiduel maximum admis U_{adm} dans le cas le plus défavorable, un équilibrage sur un seul plan est en général suffisant. La totalité du balourd admissible U_{adm} doit se trouver dans ce plan.

Exemple :

Un ventilateur d'une masse de 20 kg doit être équilibré pour $e_{adm} = 40$ gmm/kg. La distance entre paliers est $L = 800$ mm. Après équilibrage dans un plan, le moment de balourd est contrôlé sur un grand nombre d'unités, et une valeur maximale $U_m = 240\,000$ gmm² est constatée. L'équilibrage dans un seul plan est-il suffisant ?

Solution :

Le balourd maximal admis est :

$$U_{adm} = e_{adm} m = 40 \times 20 = 800 \text{ g mm}$$

Le couple de balourds (moment de balourd, projeté sur le plan des paliers) :

$$U_{A,B} \leq \frac{U_m}{L} = \frac{240000}{800} = 300 \text{ gmm} \quad \text{On obtient alors} \quad U_{A,B} \leq \frac{U_{adm}}{2}$$

Un équilibrage dans le plan devrait suffire, les 800 gmm calculés peuvent être admis dans ce plan.

Rotor avec deux plan de corrections

Pour les rotors courants, lorsque ceux-ci ne répondent pas aux conditions, deux plans de correction sont nécessaires. Ce type d'équilibrage est nommé équilibrage en deux plans. Pour la grande majorité des rotors, on utilise les règles 1 à 5 suivantes :

Regèle 1

Dans le cas le plus simple, les balourds sont répartis uniformément sur les deux plans :

$$U_{admI} = U_{admII} = \frac{U_{adm}}{2} \quad (22)$$

Regèle 2

Si le centre de gravité est situé de manière asymétrique par rapport aux plans de correction (fig.2.15), les tolérances sur les deux plans ne doivent pas être inférieures à $0.3 U_{adm}$ et supérieures à $0.7 U_{adm}$:

$$0.3U_{adm} \leq U_{admI} = U_{adm} \frac{h_{II}}{b} \leq 0.7U_{adm} \quad (23)$$

$$0.3U_{adm} \leq U_{admII} = U_{adm} \frac{h_I}{b} \leq 0.7U_{adm} \quad (24)$$

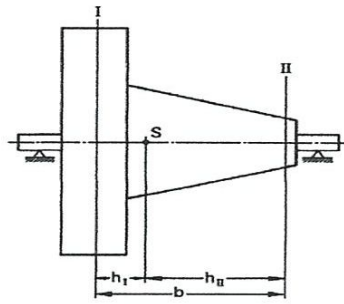


Fig.2.15 : Répartition du balourd résiduel admissible en cas de position asymétrique du centre de gravité

Cependant, il existe des cas pour lesquels le rapport de distance entre paliers et plans de correction se présente différemment ; le balourd résiduel admissible doit alors être calculé suivant l'une des règles suivantes.

Règle 3

Si la distance entre les plans de correction est supérieure à la distance entre les paliers (fig.2.16), alors l'action du moment de balourd sur les paliers est supérieure à l'action d'un balourd statique. On adoptera un balourd résiduel admissible U_{adm}^* réduit, qui prend en compte cette situation :

$$U_{adm}^* = U_{adm} \frac{L}{b} \quad (25)$$

ensuite U_{adm}^* peut être réparti suivant la règle 1 sur les plans de correction.

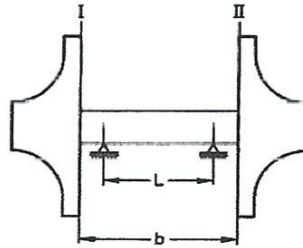


Fig. 2.16 : Détermination du balourd maximal admis pour une distance des plans de correction b supérieure à la distance entre les paliers L

Règle 4

La distance entre les plans de correction étant supérieure à la distance entre les paliers, on adopte de nouveau un balourd résiduel admissible réduit U_{adm}^* (éq. 25), qui sera réparti ensuite en fonction de la position asymétrique du centre de gravité selon la règle 2.

Règle 5

Quand la distance entre les plans de correction est certainement inférieure à la distance entre les paliers ($< 0,3L$), on obtient selon la règle 1 ou la règle 2 des balourds résiduels admissibles qui sont si petits qu'ils sont difficiles à atteindre lorsqu'ils se produisent sous forme de moment de balourd. Les valeurs exigées pour le moment de balourd sont d'ailleurs beaucoup plus petites que nécessaire.

Il est donc conseillé de déterminer séparément les valeurs admises pour le balourd statique et pour le moment de balourd : on choisit un plan de correction III (qui peut éventuellement coïncider avec I ou II) et on nomme d la distance de ce plan avec le palier le plus éloigné (fig.2.17). On peut théoriquement répartir U_{adm} indifféremment sur le balourd statique et le moment de balourd, suivant la manière dont on doit pondérer le système.

Pour une répartition uniforme de U_{adm} sur la composante statique et la composante du moment, on obtient :

$$\text{Balourd statique : } U_{adm,III} = \frac{U_{adm}}{2} \frac{L}{2d} \quad (26)$$

$$\text{Couple balourds : } U_{adm,I,II} = \frac{U_{adm}}{2} \frac{3L}{4b} \quad (27)$$

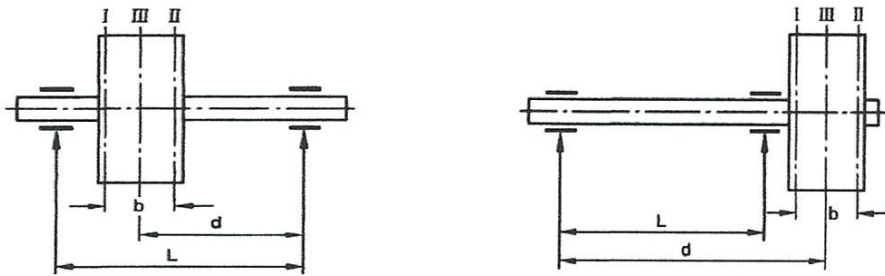


Fig.2.17 . Faible écartement des plans de correction situés entre les paliers

Calcul du balourd résiduel

Après une correction de balourd, on contrôle dans la plupart des cas le balourd résiduel, même si l'on peut supposer que l'on est dans la plage de tolérance. Sur les machines à équilibrer, les balourds résiduels peuvent être mesurés tout à fait normalement, comme les balourds. On admet des erreurs de 10 à 50 % de la tolérance

Si les caractéristiques de la machine à équilibrer ne suffisent pas pour mesurer assez précisément le balourd résiduel, il est possible d'appliquer la procédure suivante (DIN ISO 1940-1) :

- Régler l'appareil de mesure sur un plan de correction ;
- Un balourd test de 5 à 10 fois la valeur du balourd résiduel supposé est positionné dans un plan de correction successivement à différents angles. Il est conseillé de choisir entre 8 et 12 positions réparties uniformément, et de ne pas positionner le balourd test sur les différentes positions dans l'ordre, mais de sauter à chaque fois quelques positions (fig.2.18) ;
- Noter sur un tableau, la configuration, les angles et la valeur de balourd observée sur le dispositif de mesure de la machine à équilibrer y est inscrite en correspondance (tableau 3) ;
- Tracer les valeurs mesurées sur une courbe de sinusoïde lissée (fig.2.19);
- Calculer la moyenne arithmétique de tous les points de mesure qui correspond à la valeur du balourd test ;
- La valeur du balourd résiduel est alors lue sur l'échèle des balourds. A la verticale du maximum de la courbe on trouve l'angle du balourd résiduel (voir figure 2.19).

Remarque : Pour des rotors avec deux plans de correction, la procédure doit être répétée séparément pour chaque plan.

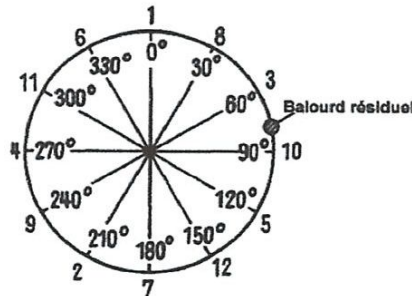


Fig. 2.18 : Placement du balourd test et position du balourd résiduel déduite de la figure 1.19

Tableau 3 : Indication de l'appareil de mesure d'après le schéma figure 2.18

Numéro de position	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Position sur le rotor [degré]	0	210	60	270	120	330	180	30	240	90	300	150
Affichage [grad, g, g.mm]	10.3	9	11.5	8	11.5	8.8	10.3	11.3	8	12	8.8	10.5

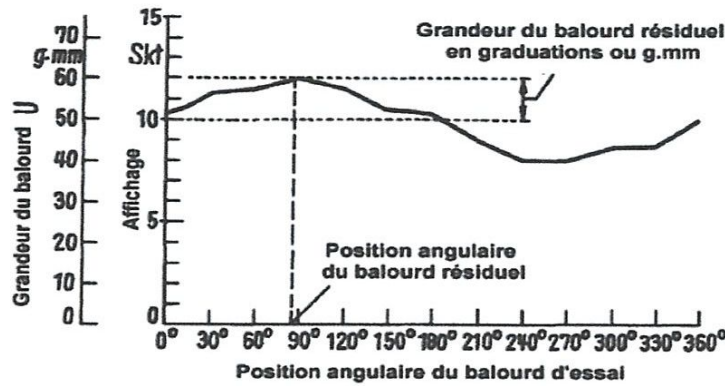


Fig. 2.19 : Pointage des résultats de mesure (tab. 3) et détermination du balourd résiduel dans un plan

Calcul de la qualité d'équilibrage atteinte

L'approche la plus simple consiste à convertir les valeurs de tolérance déterminées pour un degré de qualité (dans un ou deux plans, en tant que balourd résultant ou couple de balourds) en d'autres degrés de qualité, et à les comparer avec les balourds résiduels obtenus. Lorsque l'on obtient des classements différents pour les deux plans ou pour les deux types de balourds, c'est le classement le moins bon (degré inférieur) qui est retenu pour le rotor.

2.2. Procédures d'équilibrage des rotors rigides

De nombreux corps à équilibrer, que ce soit des poulies, des rotors de ventilateurs, des volants moteurs, etc., n'ont pas de tourillons. Nous nous limiterons ci-après aux procédures d'équilibrage de rotors sans arbre propre. Pour pouvoir équilibrer ce type de pièce, il faut ajouter un outillage. Pour ce faire, deux approches sont possibles. La pièce est montée :

- soit sur un faux-arbre et mise en place sur une machine à équilibrer horizontale, p. ex. sur des galets porteurs ;
- soit par l'intermédiaire d'un adaptateur sur la broche d'une machine à équilibrer (horizontale ou verticale).

2.2.1. Balourds provoqués par le montage de prise de pièce

Le montage d'un corps sur un faux-arbre ou sur un adaptateur entraîne des erreurs inévitables, provoquées par le jeu radial et les défauts de voile ou de faux-rond. Les balourds correspondants peuvent être calculés à partir de l'excentration et des données de masse du corps (éqs. 11 et 17). Lors de la mesure du déséquilibre, ces balourds s'additionnent à ceux du corps lui-même. Si le balourd total est corrigé, le rotor apparaît équilibré, mais cela n'est vrai que globalement avec la prise de pièce. Sans prise de pièce, c.-à-d. pour le corps lui-même (par rapport à son axe d'alésage), l'équilibre n'est pas bon, car le balourd généré par l'erreur d'assemblage est corrigé par une action effectuée sur le corps (fig.2.20).

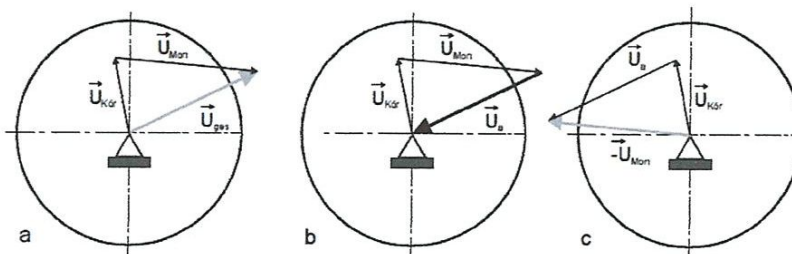


Fig. 2.20 : Balourds provoqués par l'assemblage, représentés pour un plan : a : les balourds du corps et ceux du montage s'additionnent pour donner un balourd global, b : ce balourd est corrigé, c : le corps seul (par rapport à son axe d'alésage) présente un balourd de l'ordre de grandeur du balourd de montage

Le balourd maximal d'assemblage est donné soit par la somme des valeurs maximales de balourd possibles dans les deux cas : sur la machine à équilibrer et dans l'état opérationnel, soit par les valeurs d'excentration. Alors que, pendant l'équilibrage du corps sur le faux-arbre (ou sur une prise de pièce sur la machine à équilibrer), une procédure adéquate permet de connaître et d'éliminer les balourds d'assemblage (équilibrage par retournement), dans l'état opérationnel final, l'impact de ce balourd peut être maximal, sans que l'on puisse le prendre en compte à l'équilibrage.

Le balourd admissible dans l'état final doit donc être réparti entre le balourd de la pièce et le balourd d'assemblage. Le rapport entre les deux doit rester raisonnable : si le balourd résiduel maximal admissible est p. ex. de 30 g mm, le balourd d'assemblage au maximum de 28 g mm, il ne reste pour le balourd résiduel maximal admissible de la pièce que 2 g mm. Ce n'est sans doute pas judicieux, et peut-être même impossible d'équilibrer la pièce de manière aussi précise (ne serait-ce qu'en raison des variations entre les différentes mesures). Il faut donc :

- soit contrôler les tolérances d'assemblage et les faire baisser ;
- soit équilibrer le rotor sur lequel doit être montée cette pièce, avec une correction correspondant à cette erreur de montage ;
- soit équilibrer le rotor avec la pièce montée à l'état final.

2.2.2. Méthode d'équilibrage par retournement

a. Séparation des balourds de prise de pièce et le balourd d'un corps

Commençons d'abord pour un plan et seulement pour des balourds sur les deux pièces (fig. 2.20).

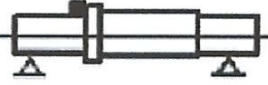
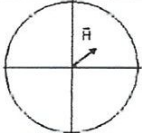

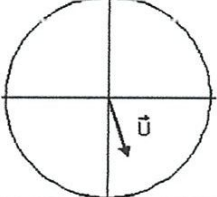
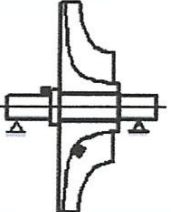
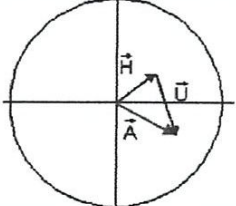
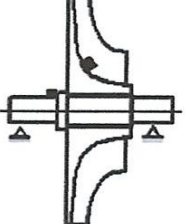
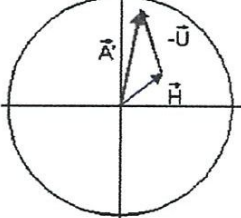
Pièce et position	Affichage	Remarque
		Faux arbre avec balourd \vec{H}
		Corps avec balourd \vec{U}
		Corps avec balourd \vec{U} sur le faux-arbre de balourd $-\vec{H}$. L'affichage \vec{A} est la somme vectorielle des deux balourds
		Corps pivoté de 180° sur le faux arbre (demi-tour). Le balourd \vec{H} subsiste, \vec{U} pivote de 180° et devient $-\vec{U}$. Nouvel affichage \vec{A}'

Fig. 2.21 : Séparation des balourds d'un assemblage par retournement. La procédure est divisée en quatre étapes théoriques, pour permettre de mieux comprendre (l'équilibrage par retournement ne comprend en réalité que les deux dernières étapes). Le système de référence pour l'affichage de l'angle est lié au faux-arbre

Le résultat des deux mesures et de l'interprétation est présenté sur la figure 2.22. La différence entre les points de mesure A et A' (distance entre les extrémités de flèches) correspond à $2U$ (\vec{U} et $-\vec{U}$ représentent le même balourd du corps, mais mesurés dans deux positions angulaires opposées de 180°).

Pour un équilibrage au point X (milieu du segment de droite reliant les points de mesure A et A'), le balourd du corps est éliminé.

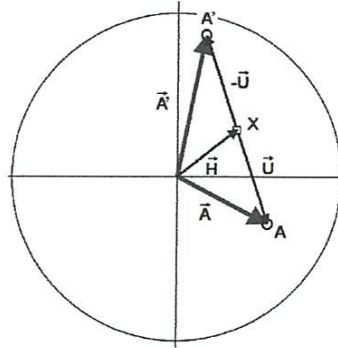


Fig. 2.22 : Interprétation des résultats de mesure de la figure 28. Les vecteurs \vec{H} , \vec{U} et $-\vec{U}$ ne sont pas directement visibles, ils doivent être construits.

b. Séparation des balourds de prise de pièce et le balourd d'un corps

Dans ce cas (il n'y a qu'un balourd sur le faux-arbre), il aurait été plus simple d'équilibrer tout d'abord ce dernier à vide, puis de monter le corps. Les autres erreurs dues à l'assemblage – jeu, battement axial et radial – ne deviennent visibles qu'après avoir monté le corps. La procédure est en principe la même, mais on doit mesurer beaucoup plus d'influences (fig. 2.23).


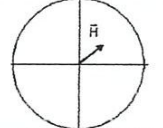

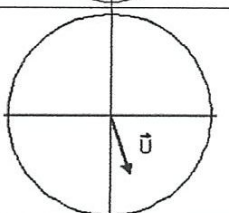
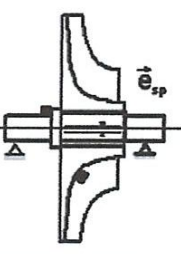
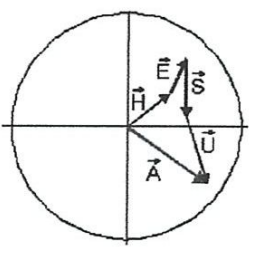
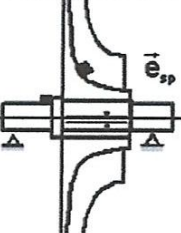
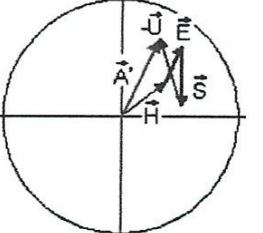
Pièce et position	Affichage	Remarque
		Faux-arbre avec balourd \vec{H} et avec rotor assemblé avec une excentricité \vec{e}
		Corps avec balourd \vec{U}
		Corps avec balourd \vec{U} et Excentricité \vec{e} (provoquant balourd \vec{E}) et déplacé d'un demi-jeu (\vec{e}_{sp}) (provoquant balourd \vec{S}) sur le faux-arbre de balourd \vec{H} . L'affichage \vec{A} est la somme vectorielle de tous les balourds
		Corps pivoté de 180° sur le faux arbre (demi-tour). Les balourds \vec{H} , \vec{E} , et \vec{S} subsistent, \vec{U} pivote de 180° et devient $-\vec{U}$. Nouvel affichage \vec{A}'

Fig. 2.23 : Équilibrage par retournement avec balourds, excentricité et jeu. La procédure est divisée en quatre étapes théoriques, pour permettre de mieux comprendre (l'équilibrage par retournement ne comprend en réalité que les deux dernières étapes). Le système de référence pour l'affichage de l'angle est lié au faux-arbre.

L'interprétation des résultats des mesures de la figure 2.23 est présentée dans la figure 2.24 : la distance entre A et A' correspond de nouveau à $2U$, on corrige par rapport au point X en intervenant sur le corps. Le point X est déterminé par le balourd du faux-arbre \vec{H} , la position excentrique du corps qui produit le balourd \vec{E} et par le jeu qui provoque le balourd \vec{S} . \vec{E} et \vec{S} sont (multipliés par la masse du corps) dépendants du corps.

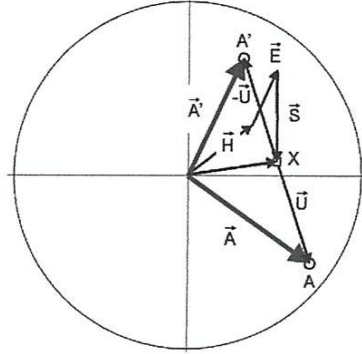


Fig.2.24 : Interprétation des résultats de mesure de la figure 30

2.2.3. Méthode d'équilibrage dite : des coefficients d'influences[2] [3]

Cette méthode s'applique pour des rotors relativement courts ou ayant des caractéristiques inertielles assez concentrées et où la masse de la partie centrale s'étale sur une longueur au moins égale au diamètre extérieur. On compense alors les deux modes propres de corps solide de translation et de basculement.

Le rotor étant rigide, on écrit avec la relation (28), son équilibre statique (force et couple), sous l'effet des balourds \vec{B}_{iA} et \vec{B}_{iB} dans les deux plans de correction A et B, des deux réactions aux paliers \vec{P}_1 et \vec{P}_2 :

$$\begin{Bmatrix} \vec{P}_1 \\ \vec{P}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\alpha & \gamma \\ \alpha & 1-\gamma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{B}_{iA} \\ \vec{B}_{iB} \end{Bmatrix} \quad (28)$$

avec pour le rotor de gauche de la figure 32a ayant les deux plans correcteurs situés entre les paliers :

$$\alpha = \frac{a}{a+b+c} \quad \gamma = \frac{c}{a+b+c}$$

et pour le rotor de droite de la figure 32b ayant un plan correcteur situé entre les paliers et l'autre en porte-à-faux :

$$\alpha = \frac{a}{a+b} \quad \gamma = \frac{-c}{a+b}$$

On remarque que l'écriture de ces systèmes statiques conduit directement à la matrice des coefficients d'influence $[C]$ qui n'est fonction que de la géométrie du rotor et dont les termes sont alors réels :

$$[C] = \begin{bmatrix} 1-\alpha & \gamma \\ \alpha & 1-\gamma \end{bmatrix}$$

Compte tenu de la répartition initiale de balourd du rotor, ramenée directement dans les plans de correction \vec{B}_{iA} et \vec{B}_{iB} en termes de grammes-millimètres et position angulaire, on obtient directement la valeur des balourds correcteurs à implanter :

$$\begin{Bmatrix} \vec{B}_{cA} \\ \vec{B}_{cB} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \vec{B}_{iA} \\ \vec{B}_{iB} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (29)$$

soit :

$$\begin{Bmatrix} \bar{B}_{cA} \\ \bar{B}_{cB} \end{Bmatrix} = -[C]^{-1} \begin{Bmatrix} \bar{P}_1 \\ \bar{P}_2 \end{Bmatrix} \quad (30)$$

Les systèmes d'acquisition et de traitement utilisés sur les machines convertissent directement les mesures de vitesse vibratoire aux paliers en balourd équivalent dans les plans des paliers. La connaissance de la géométrie du rotor permet le calcul automatique de la matrice inverse des coefficients d'influence, pour proposer directement les balourds correcteurs à implanter.

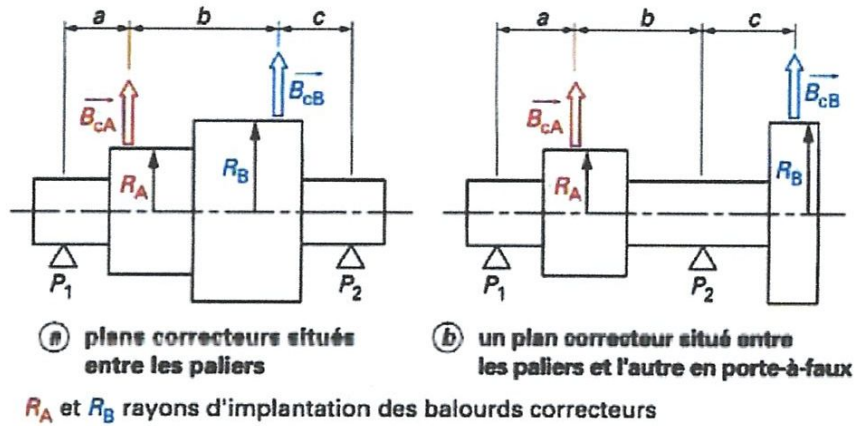


Fig. 2.25 : Équilibrage de rotors rigides en deux plans par la méthode des coefficients d'influence

2.3. Théorie des rotors flexibles

2.3.1. Définitions et explications

Rotor flexible

Lorsque la forme et le balourd d'un rotor évoluent en fonction de la vitesse de rotation, on parle alors d'un rotor flexible. Ce sont bien sûr les rotors soumis à des **hautes vitesses** qui présentent aujourd'hui des **déformations élastiques** et **plastiques** importantes [fig.2.26]. Il faut cependant garder en mémoire que seules les déformations asymétriques par rapport à l'axe de l'arbre modifient le déséquilibre [1]. Ces déformations peuvent provoquer des phénomènes très différents, et donc demander des mesures adaptées. Ces dernières sont présentées ci-après.

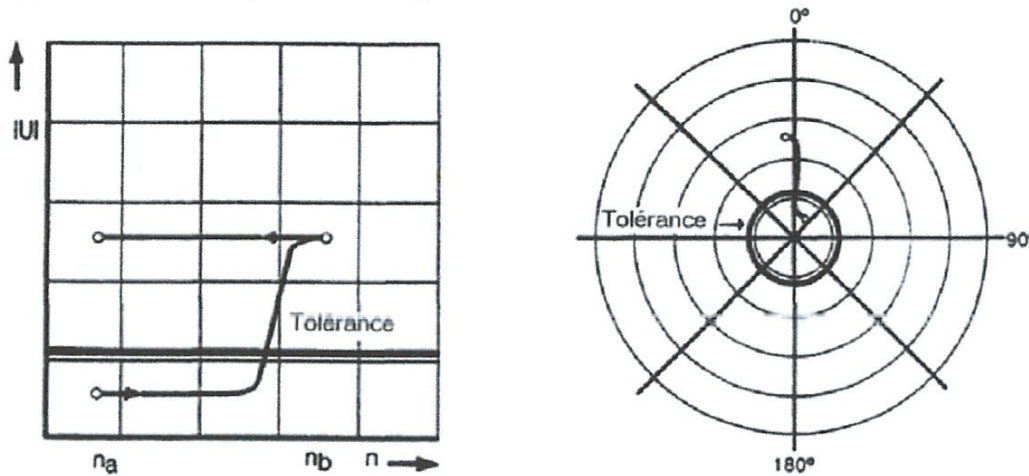


Fig. 2.26 : Évolution de l'affichage du balourd (grandeur et vecteur) pour un rotor plastique.

Rotor à corps élastique

Lorsque des masses, dont le centre de gravité ne se trouve ni sur l'axe de l'arbre ni à proximité, se déplacent de manière élastique en raison des forces centrifuges dépendantes de la vitesse, on parle de rotor à corps élastique (fig. 2.27).

Le déséquilibre évolue en général de plus en plus vite avec l'augmentation de vitesse, les contraintes sur les matériaux peuvent devenir très importantes et provoquer la rupture des éléments de fixations (entre ces masses et l'axe de l'arbre). Il est significatif de constater qu'une augmentation supplémentaire de la vitesse ne renverse pas cette tendance, c.-à-d. que le déséquilibre ne se réduit plus. En revanche, il existe des cas où le déplacement des masses est bloqué par une butée, et où le déséquilibre se stabilise.

Les rotors à corps élastique doivent être équilibrés à des vitesses, ou à une vitesse, se trouvant au-dessus de la limite où un déséquilibre stable est atteint. Par la suite, ils sont le plus souvent en dehors de la tolérance pour des petites vitesses.

Éventuellement, si les forces et vibrations doivent rester à l'intérieur de certaines limites également lors de la montée en vitesse jusqu'à la vitesse de service, il faudra chercher un équilibrage de compromis pour ces différentes phases.

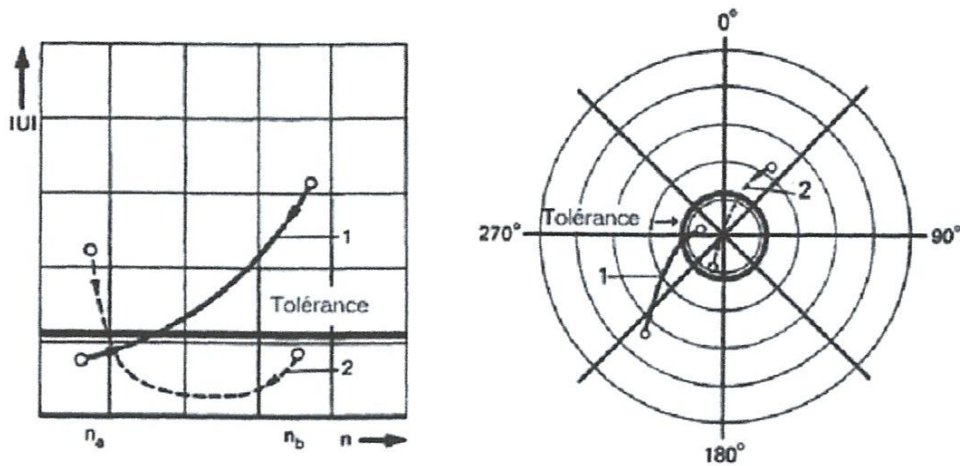


Fig. 2.27 : Évolution de l'affichage du balourd pour un rotor à corps élastique. 1 : Modification du balourd initial, 2 : Modification après équilibrage pour le régime n_b

Rotor à arbre élastique

Si des masses (en soi rigides), dont le centre de gravité se trouve sur ou à proximité de l'axe de l'arbre, se déplacent élastiquement sous l'influence des forces centrifuges, on parle de rotor à arbre élastique. Si ce rotor est exploité en dessous de la vitesse critique, l'évolution de l'affichage du balourd ressemble beaucoup à celle d'un rotor à corps élastique. La différence fondamentale apparaît après équilibrage à l'aide d'une procédure adaptée : contrairement au rotor à corps élastique, le rotor à arbre élastique reste pour tout le domaine de vitesse dans les limites de tolérance. Si la vitesse de service se trouve au-dessus de la première vitesse critique (fig. 2.28), le déséquilibre évolue d'abord de plus en plus vite avec la vitesse, la déformation atteint un maximum puis décroît. Il s'agit exactement des symptômes de la résonance, telle qu'elle a été décrite pour l'oscillateur simple.

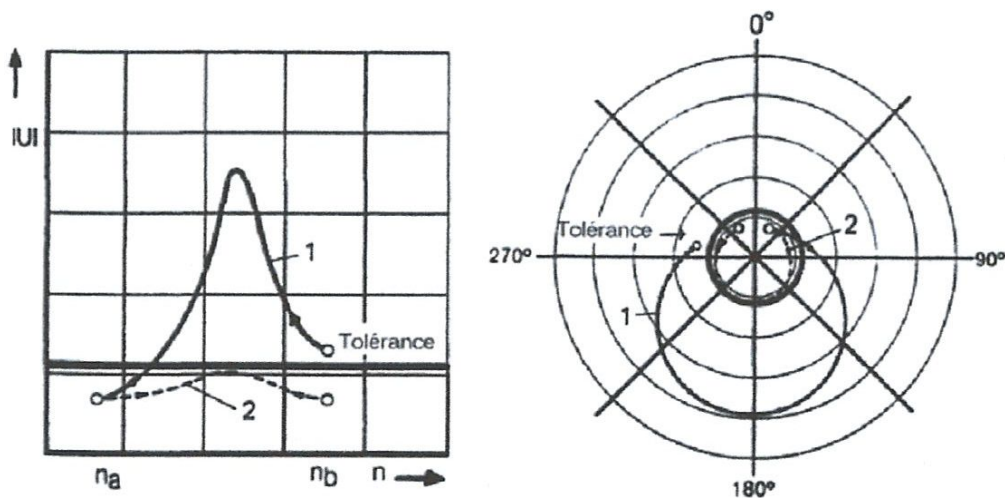


Fig. 2.28 : Évolution de l'affichage du balourd d'un rotor à arbre élastique avec traversée d'une résonance (vitesse critique). 1 : Balourd initial, 2 : Équilibré par des procédures adaptées

Action des balourds sur les rotors à arbre élastique

Les vitesses critiques sont excitées par un ou plusieurs balourds (fig. 2.29). On obtient toujours le même mode propre (c.-à-d. que la ligne de flexion est toujours similaire, la position des nœuds est constamment la même), quel que soit le plan dans lequel se trouve un balourd donné, ou quelle que soit la

façon dont les balourds sont répartis. Dans la pratique, l'amortissement du système est en général si petit que le mode principal est régulier, c.-à-d. qu'il se trouve dans un plan longitudinal du rotor.

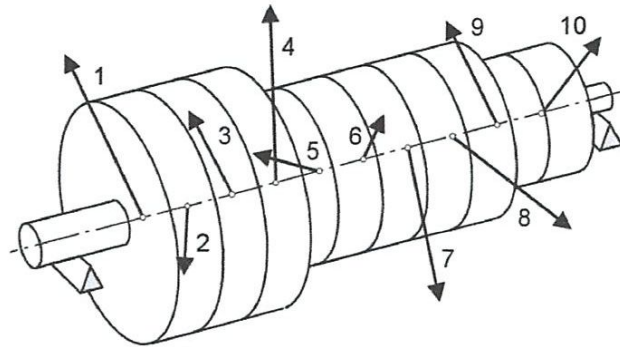


Fig. 2.29 : Rotor modélisé avec dix éléments présentant chacun un vecteur balourd

Le mode propre ne dépend que des caractéristiques du rotor et des paliers. Naturellement, l'amplitude de la flexion dépend de la valeur du balourd, mais aussi du plan dans lequel se trouve le balourd. Dans les plans des nœuds, le balourd ne peut exciter l'oscillation, mais en dehors de ces plans, il l'excite d'autant plus fort que la flèche est grande en ce point (fig. 2.30).

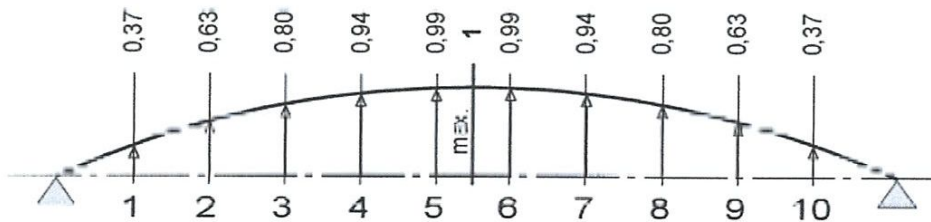


Fig. 2.30 : Ligne de flexion du premier mode principal avec flèches et chiffres permettant de déterminer l'action des balourds sur la flexion

Correction d'un rotor à arbre élastique

Si le rotor (fig. 2.31) présente par exemple une masse de balourd u , elle est corrigée théoriquement à faible vitesse par des masses de correction adaptées dans les plans I et II pour que les réactions des paliers soient nulles. Cependant, la masse de balourd et les masses de correction agissent de manière fondamentalement différente sur la flexion du rotor à arbre élastique de telle façon qu'elles ne peuvent se compenser. En conséquence, des balourds modaux, et donc des flexions apparaissent. Pour limiter la flexion au niveau désiré, il faut ajouter des masses de correction supplémentaires. Pour ceci, il faut toujours plus de deux plans de correction, car ces masses ne doivent ni perturber l'équilibre obtenu à faible vitesse, ni provoquer un balourd dynamique du rotor rigide. Ceci signifie que le balourd résultant (et donc la somme des forces) et le moment de balourd (et donc la somme des moments des forces) des masses de correction additionnelles doivent être nuls. Ce groupe de masses de correction pour un mode propre est appelé « jeu de masses ». Chaque masse dépend des autres selon un rapport fixe – dépendant uniquement de la distance entre les plans et du rayon de correction -, et leur position angulaire est également fixée par rapport aux autres (angle égal ou opposé).

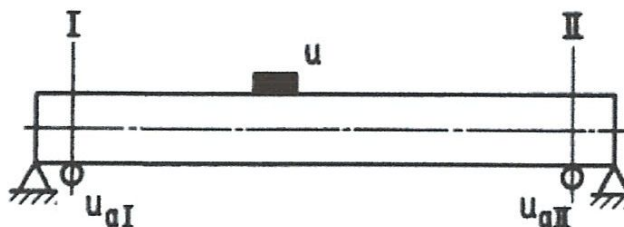
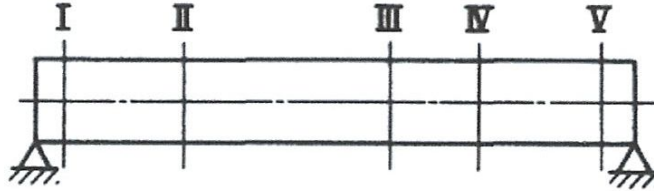


Fig. 2.31 : Correction à faible vitesse de la masse de balourd u par des masses de correction dans les plans I et II

Si le rotor de la figure 2.32 doit être équilibré pour trois modes de flexion propres, il faut utiliser les plans de correction I à V. Pour chaque mode propre on choisit quelques plans de correction de façon à ce que l'effet sur la flexion soit le plus important possible. Les masses, dont l'influence sur les équilibres atteints auparavant doit être maintenue la plus faible possible, sont placées le plus près possible des paliers ou des nœuds.


Figure 2.32 : Un rotor à arbre élastique avec cinq plans de correction

a. Premier mode de flexion

Pour le premier mode de flexion (avec deux nœuds et les plans I, III et V, fig. 2.32 a), les équations de détermination pour les balourds du jeu de masses sont :

$$U_I - U_{III} + U_V = 0; \quad a U_I - b U_V = 0 \quad (31-32)$$

Si l'on fixe un balourd, par exemple U_{III} sur le plan central, les balourds correspondants dans les autres plans sont :

$$U_I = U_{III} \frac{b}{a+b}; \quad U_V = U_{III} \frac{a}{a+b} \quad (33-34)$$

Comme alternative au calcul, on peut également mesurer la bonne répartition : un des trois balourds est mis en place, par exemple dans le plan central. Ensuite, les corrections nécessaires dans les autres plans sont mesurées (lors d'un essai à basse vitesse), et mises en place. On peut également, de manière simple, agir sur différents rayons de correction.

a. Deuxième mode de flexion

Pour le deuxième mode de flexion (avec trois nœuds et les plans I, II, IV et V, fig.2.33.b), on ne peut poser que deux équations sur la base de l'équilibre des forces et des moments, et celles-ci ne suffisent pas à déterminer les quatre balourds, même si l'on en a fixé un. Une contrainte supplémentaire est constituée par le fait que ce jeu de masses ne doit pas troubler la flexion avec deux nœuds. Dans le cas général, le calcul en est d'autant plus compliqué. Mais si les plans de correction sont à peu près symétriques, et que les masses et rigidités sont à peu près régulièrement réparties, la sensibilité du rotor dans son deuxième mode propre dans les plans I et V est sensiblement similaire (mais opposée), de même que dans les plans II et IV, de telle sorte que des conditions supplémentaires peuvent être rajoutées :

$$U_I - U_V = 0; \quad U_{II} - U_{IV} = 0 \quad (35-36)$$

L'équation du moment de balourd se simplifie et devient

$$d U_I - b U_{II} = 0 \quad (37)$$

ou bien, si U_{II} est fixé

$$U_I = -U_{II} \frac{b}{d}; \quad U_{IV} = -U_{II}; \quad U_V = U_{II} \frac{b}{d} \quad (38-39-40)$$

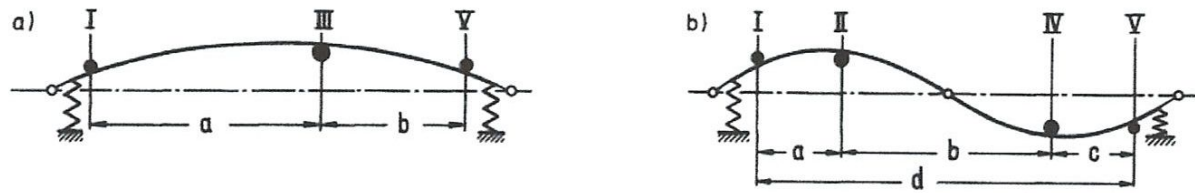


Fig. 2.33 : Jeux de masses pour différents modes de flexion. a : pour le premier mode de flexion, b : pour le deuxième mode de flexion

2.4. Procédures d'équilibrage des rotors flexibles

Le rotor à arbre élastique représente le rotor flexible le plus répandu : la plupart des procédures concernent donc ce type de comportement.

Les procédures concernant le corps élastique et le comportement plastique.

L'équilibrage des rotors à arbre élastique est pratiqué depuis de nombreuses décennies. Naturellement, les caractéristiques spécifiques des différents rotors et des machines à équilibrer utilisées ont imposé des approches différentes.

Après de longues discussions pour aboutir à une description générale claire, la norme DIN ISO 113421 décrit désormais six procédures « faible vitesse » et trois procédures « grande vitesse ».

Lorsque le rotor doit fonctionner à grande vitesse, une procédure faible vitesse ne suffit pas. Cependant, le temps nécessaire et les coûts d'un équipement pour l'équilibrage à haute vitesse étant beaucoup plus importants

- les dépenses peuvent être parfois multipliées par un facteur 10 à 100

- il est fondamental pour des raisons financières d'identifier la procédure la mieux adaptée à chaque objectif, ce qui n'est pas toujours facile lorsque l'on manque d'expérience avec des rotors à arbre élastique.

Principes d'équilibrage :

L'objectif consiste toujours à corriger les balourds dans les plans dans lesquels ils apparaissent pour maintenir les flexions aussi petites que possible. Lorsque cela n'est pas faisable, il faut au moins veiller à ce qu'il y ait le moins d'élasticité possible (éléments élastiques) entre le plan du balourd et le plan de correction. La possibilité d'équilibrer les rotors à arbre élastique à faible vitesse dépend du nombre de plans dans lesquels les balourds interviennent, et de la précision de mesure et de correction qu'il est possible d'atteindre.

Une machine à équilibrer basse vitesse ne peut effectuer des mesures que dans un, voire deux plans. Pour de nombreux composants et un nombre équivalent de plans de balourds, on doit rechercher des approches permettant de différencier ces balourds et de les traiter spécifiquement, sous peine d'obtenir un fonctionnement à haute vitesse peu satisfaisant. Suivant la configuration et les caractéristiques du rotor, différents principes d'équilibrage peuvent être énoncés :

- rotor constitué d'éléments rigides et d'un arbre élastique
Principe d'équilibrage : corriger à basse vitesse les balourds de chaque Composant rigide au niveau du composant .
- rotor présentant une répartition de balourd prévisible
Principe d'équilibrage : corriger les balourds dans deux (ou trois) plans, de manière à ce que les balourds modaux (qui ne sont pas mesurables à faible vitesse) soient limités .
- rotor présentant une répartition quelconque des balourds (non prévisible) Principe d'équilibrage : corriger les composantes de balourd rigide à basse vitesse et les balourds modaux à haute vitesse (pour plusieurs vitesses). Équipés de cette « boîte à outils », nous allons examiner les différentes catégories de rotors.

Rotor avec disques :

C'est le montage du disque en position opérationnelle qui va être essentiel, ou plus précisément comment il est positionné par rapport à l'axe de l'arbre . On ne considère alors que les écarts conduisant à des valeurs de balourd se trouvant en dehors des tolérances :

- lorsque le disque est positionné perpendiculairement, seul un balourd résultant peut survenir, mais pas de moment de balourd ;
- si le disque présente un battement axial, les deux types de balourds peuvent apparaître.

Lorsqu'un rotor possède plusieurs disques, ceux-ci peuvent être équilibrés séparément si les balourds provoqués par l'assemblage ultérieur sont suffisamment petits.

Lorsque les balourds d'assemblage ne peuvent être négligés, le rotor doit être assemblé par étapes successives, de telle sorte que l'on n'ajoute jamais plus de deux plans de balourds.

Rotor à disque unique :

Un rotor avec un disque (et un arbre) est simple à classer :

- si le disque est perpendiculaire (avec seulement un balourd résultant), un équilibrage en un plan suffit ;
- si le disque présente un battement axial (balourd résultant et moment de balourd), un équilibrage en deux plans devient nécessaire.

Pour ce type d'équilibrage, le rotor peut être assemblé à l'état final.

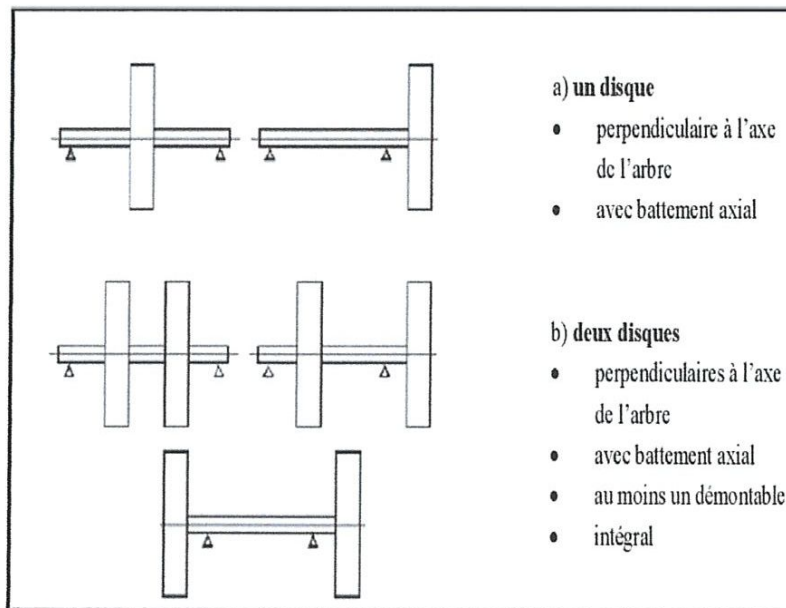


Fig. 2.34 : Rotors avec un disque (a) ou deux disques (b)

Rotor à deux disques :

Un rotor avec deux disques (et un arbre) est déjà plus difficile à appréhender (fig. 2.34.b), on peut dire que :

- si les deux disques sont perpendiculaires à l'axe (seulement un balourd résultant par disque):
 - un équilibrage en un plan de chaque disque suffit, ou bien
 - un équilibrage en deux plans de l'assemblage, chaque disque se trouvant dans un plan de correction ;
- si (au moins) un des disques présente un battement axial, alors le moment de balourd se superpose aux balourds résultants, et il devient impossible de dire d'où viennent les balourds (trois ou quatre plans de correction sont nécessaires).

Il est alors indispensable d'effectuer :

- un équilibrage sur deux plans de chaque disque, ou
 - un équilibrage progressif pendant le montage. Ceci implique bien sûr qu'au moins un disque est démontable.
- si aucun disque ne peut être démonté, seule une procédure d'équilibrage à haute vitesse est possible.

Rotor à plus de deux disques :

À partir de l'expérience des deux paragraphes précédents, on peut également classer correctement ce type de rotor (fig. 2.35), par exemple : une pompe ou un compresseur à plusieurs étages.

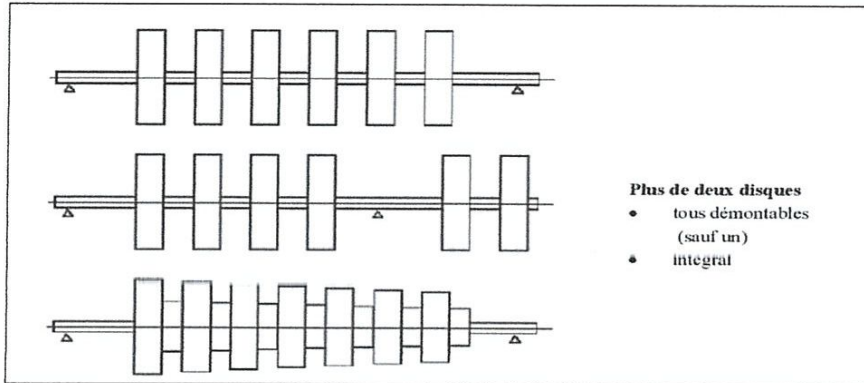


Fig. 2.35 : Rotors avec plus de deux disques

Même si la tâche paraît vraiment complexe, elle peut être résolue avec la même logique :

- si tous les disques sont perpendiculaires (seulement un balourd résultant pour chaque disque), il suffit :
 - d'un équilibrage en un plan de chaque disque, ou
 - d'un équilibrage progressif pendant le montage. Cela implique que tous les disques (sauf deux) sont démontables .
- si les disques présentent un battement axial, les moments de balourds se superposent aux moments résultants. Il est nécessaire de pratiquer :
 - un équilibrage sur deux plans de chaque disque, ou
 - un équilibrage progressif pendant le montage. Cela implique que tous les disques (sauf un) sont démontables.
- si les disques (sauf un) ne sont pas démontables, on ne peut mettre en œuvre que des procédures à haute vitesse.

Procédures d'équilibrage :

La norme DIN ISO 11342 nomme et définit une série de procédures d'équilibrage, réparties en procédures basse vitesse et procédures haute vitesse.

Nous complétons ci-après la norme DIN ISO 11342 en précisant le contexte et le déroulement de ces procédures (les paragraphes cités correspondent à cet ouvrage).

Procédures basse vitesse :

Procédure A : équilibrage en un plan

Avant l'équilibrage, on observe un balourd résultant et des balourds modaux. Si le balourd résultant est corrigé dans le bon plan, c.-à-d dans le plan dans lequel il s'exerce, les balourds modaux sont automatiquement réduits.

Procédure B : équilibrage en deux plans

Avant l'équilibrage, on observe un balourd résultant, un moment de balourd résultant et des balourds modaux. Deux possibilités peuvent alors se présenter : un disque ou un tronçon rigide présente un balourd résultant et un moment de balourd résultant ; deux disques ont chacun un balourd résultant. Comme ces balourds sont indépendants les uns des autres, dans le cas général on observe également sur ce rotor un moment de balourd résultant.

- Si ces balourds sont corrigés dans les bons plans, les balourds modaux sont automatiquement réduits. Bien que des balourds modaux aient été mesurés au départ, ils n'ont pas besoin d'être traités séparément.

Procédure C : équilibrage des différentes pièces avant le montage

Les principes de base et les conditions annexes pour cette procédure sont les mêmes pour les rotors rigides.

Procédure D : équilibrage après limitation du balourd initial

Une limitation du balourd initial peut être judicieuse pour différentes raisons :

il s'agit d'un rotor assemblé, dont les composants ont été équilibrés. Le balourd initial de l'assemblage devrait donc rester dans certaines limites. Si ce n'est pas le cas, on peut supposer que :

- les composants n'ont pas été équilibrés correctement,
- le montage est défectueux ;

il s'agit d'un rotor qui devrait en fait être équilibré par une procédure plus complexe. On utilise par défaut une procédure manquant de précision pour cette tâche d'équilibrage. Ce n'est que si le balourd initial n'est pas trop grand que l'on peut espérer quand même atteindre la tolérance désirée.

Procédure E : équilibrage pas à pas pendant le montage Lors de cette procédure, il faut être conscient qu'un problème spécifique peut se produire et conduire facilement à un équilibrage défaillant. Cette erreur n'est malheureusement pas détectable lors du procès normal, entraînant souvent dans la pratique un fonctionnement peu satisfaisant. On y répond fréquemment par une réduction des tolérances de balourd. Et c'est justement dans les domaines où cette procédure est la plus employée que l'on impose des tolérances qui ne sont pas réalistes.

Problème des transferts de balourds :

L'équilibre atteint après un pas n'est valable que pour les plans utilisés à cet effet. Dans les plans décalés – où s'effectue le pas de correction suivant – on peut mesurer des balourds beaucoup plus importants (fig. 2.34), appelés parfois balourds de transfert.

Lors d'un décalage des plans, le moment de balourd ne se modifie pas (il peut être déplacé en tout point de l'axe du rotor), les couples de balourds qu'il provoque ne dépendent que de la distance entre les plans de correction (anciens ou nouveaux) (fig. 2.36a).

En revanche, lors du déplacement d'un balourd résultant apparaît un moment de balourd qui est proportionnel à la distance de décalage l (fig2.36b).

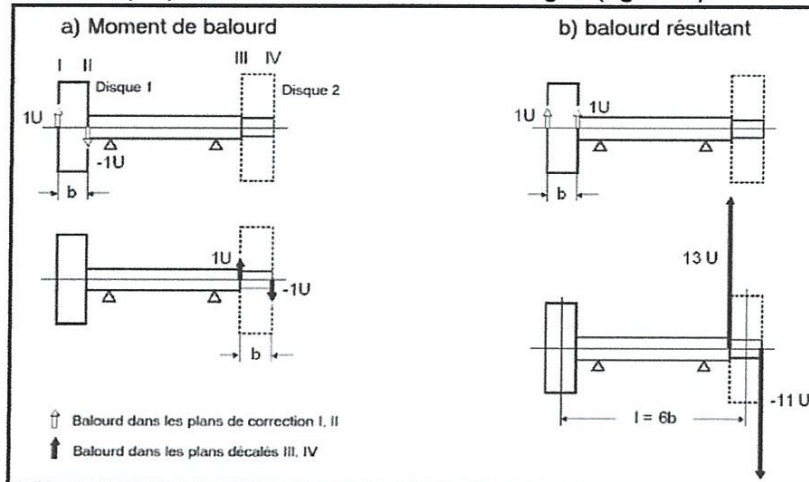


Fig. 2.36 : Modification des balourds lors de la mesure dans des plans décalés.

Un moment de balourd (a) ne se modifie que très peu, un balourd résultant (b) peut provoquer des effets démultipliés. Pour des décalages importants et pour des petites distances entre les plans de correction, des balourds très importants (principalement sous la forme d'un couple de balourds) apparaissent, souvent très au-delà des tolérances désirées.

Si l'on ne mesure les balourds dans ces plans qu'après avoir monté l'élément suivant, ils se superposent à ceux qui découlent du nouvel assemblage. Une correction de ce balourd global compense également le balourd provoqué par l'assemblage, mais laisse subsister dans le rotor des balourds modaux supplémentaires, qui peuvent ne pas être admissibles. La situation est similaire à celle des balourds par assemblage.

Solution :

Qu'est-il possible de faire pour éviter cette erreur ? La figure 2.36 montre un rotor avec deux disques présentant chacun deux plans de correction.

Supposons que le disque 1 (à gauche) soit fixé et que le disque 2 (à droite) soit démontable. Une procédure spécifique est mise en place (représentée sur la figure 2.37 pour un plan) : le rotor est équilibré (sans le disque 2) en deux plans (I, II) sur le disque de gauche : balourd résiduel (mesure 1) ; ce balourd est mesuré dans les plans (III, IV) du disque 2, avant que ce disque ne soit monté (mesure 2) ; le disque 2 est monté et le balourd mesuré à nouveau dans ces plans (III,IV) (mesure 3) ; la différence vectorielle entre les mesures 2 et 3 est le balourd qui a été amené par le disque 2 ;

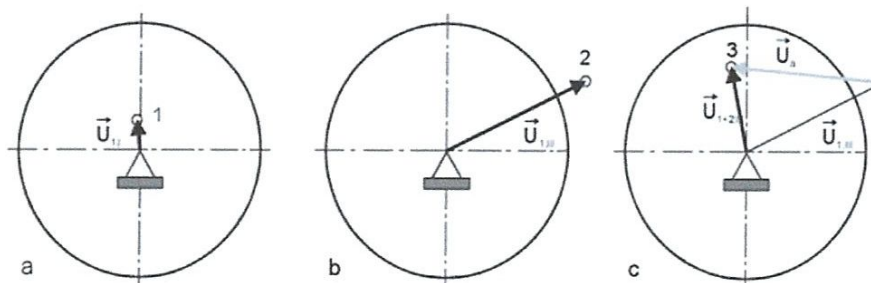


Fig.2.36 : Équilibrage pas à pas représenté pour un plan. Ce n'est pas la mesure 3 que l'on équilibre, mais la différence vectorielle entre les mesures 2 et 3

- seul ce balourd doit être corrigé sur le disque 2 dans les plans III et IV.

Concrètement, la réalisation de cette correction n'est pas simple : la différence vectorielle doit être bien calculée, et si la tolérance n'est pas atteinte en une étape, l'évaluation doit être répétée à l'étape de correction suivante. Les machines à équilibrer peuvent faciliter cette procédure en compensant la mesure 2 (dans les plans III et IV) dans le dispositif de mesure pour qu'il indique une valeur nulle. Après avoir monté le disque 2, l'affichage indique exactement le balourd qui doit être corrigé pour le disque 2. 1.5.

Procédure F : équilibrage dans des plans optimaux

Ce n'est que lorsque ces caractéristiques sont présentes sur toute la série que l'on peut, avec assez d'expérience (un équilibrage haute vitesse est nécessaire), déterminer les plans optimaux pour une procédure à basse vitesse.

Procédures haute vitesse :

Procédure G : équilibrage pour différentes vitesses

L'équilibrage de rotors à arbre élastique à plusieurs vitesses se fonde sur une représentation modale : les modes de flexion sont utilisés méthodiquement pour la mesure de la répartition des balourds et pour la correction . Deux approches différentes sont utilisées depuis des décennies : on corrige tout d'abord le balourd du rotor rigide, puis (les uns après les autres) les balourds modaux ; c'est la méthode que l'on appelle également « 2+n » ; on commence par les balourds modaux, puis on effectue une correction supplémentaire à la vitesse nominale ; il s'agit de la méthode « n+2 ».

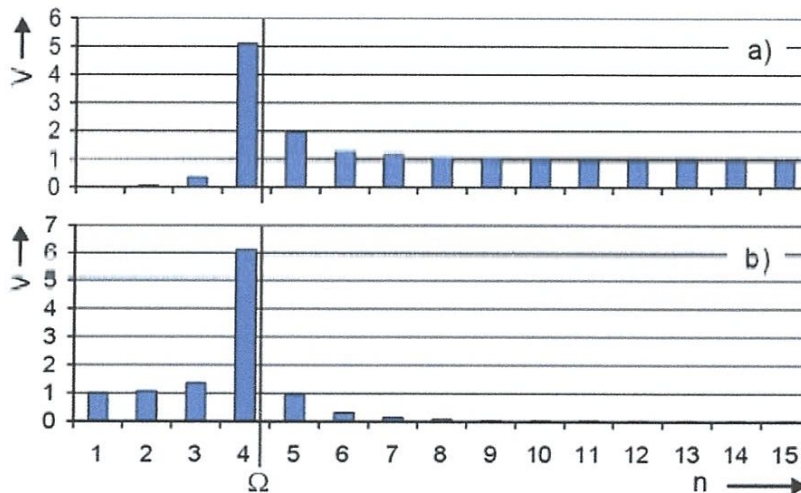


Fig. 2.37 : Pondération des balourds modaux (facteur d'amplification V), sans correction du rotor dans son état rigide (a) et avec correction du rotor dans son état rigide (b).

Malheureusement, la norme DIN ISO 11342 décrit ces deux méthodes conjointement, ce qui brouille les différences essentielles. C'est pourquoi nous présentons quelques explications sur ces différences.

Chapitre III

Equilibrage statique et dynamique d'un rotor rigide

3

Chapitre 3 : Equilibrage statique et dynamique d'un rotor rigide

Sommaire

3.1. Introduction	36
3.2. Analyseur équilibreur « Schenck Smart Balancer »	36
3.3. Equilibrage en un plan d'un rotor rigide	36
3.4. Equilibrage en deux plans d'un rotor rigide	40
3.5. Conclusion	44

3.1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre, une étude expérimentale de l'équilibrage statique et dynamique d'un rotor rigide excentrique et de deux rotors balourdés du simulateur des défauts de machines existant au niveau du laboratoire de maintenance industrielle en utilisant l'analyseur équilibreur Schenck Smart Balancer.

3.2 Analyseur équilibreur « Schenck Smart Balancer »

L'analyseur équilibreur Schenck Smart Balancer (équilibreur intelligent), est un appareil très efficace permettant plusieurs applications de façon pratique, simple et fiable à savoir :

1. L'équilibrage en un plan et en deux plans des rotors rigides ;
2. La mesure du niveau globale des vibrations (déplacement, vitesse et accélération) ;
3. La mesure du signal vibratoire (déplacement, vitesse et accélération) ;
4. L'analyse spectrale en déplacement, vitesse et accélération.

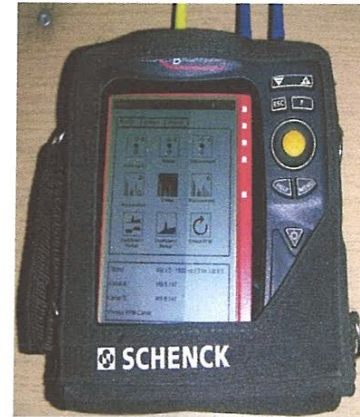


Fig. 3.1:Analyseur équilibreur

3.3. Equilibrage en un plan d'un rotor rigide

Le but de l'équilibrage est de ramener les efforts aux paliers et les déformations d'arbre dans des valeurs acceptables. On réunit alors sous le terme équilibrage deux opérations partielles, La **mesure** du balourd et la **correction** de ce dernier. Le Smart Balancer 2 permet d'identifier de façon fiable le balourd et de l'éliminer. Le module d'équilibrage est basé sur la méthode '**des coefficients d'Influence (voir chapitre 2)**. Il mesure les amplitudes de vibration et leurs angles induits par le défaut de balourd. Ensuite, on positionne une masse d'essai et on mesure les nouvelles valeurs de vibration en amplitude et en phase. L'appareil détermine les coefficients d'influence à partir des évolutions des vibrations sous l'effet des masses d'essai positionnées à des angles identifiées. Les résultats d'équilibrage peuvent être automatiquement évalués par rapport aux degrés d'équilibrage donnés par la norme **DIN ISO 10816-3** spécifique aux **Rotors rigides (voir annexe A)**.

3.3.1 Préparatif pour l'équilibrage

Avant de démarrer la machine lors d'une opération d'équilibrage sur site, il faut s'assurer que tous les accessoires sont bien positionnés. La figure 3.2 montre le montage expérimental pour l'équilibrage en un plan.

3.3.1.1 Installation

- Procédez à un contrôle visuel pour s'assurer que la cause des vibrations ne peut pas être identifiée rapidement, et éliminée. Par exemple : encrassement de la partie tournante, ou boulons desserrés au niveau du châssis ;
- Installez les capteurs au niveau des paliers qui donnent le niveau vibratoire le plus élevé: Les plans de mesure se situent au centre des paliers à proximité des plans de correction (ex. Rotors). Les vibrations sont transmises dans la direction radiale au travers des bagues externes des roulements. Les capteurs sont placés en horizontal ou en vertical ;
- Mesurez la vitesse de vibration (à comparer avec DIN ISO 10816-3), si le niveau est élevé faire un spectre FFT. Si la vitesse de rotation est de 900 tr/min par exemple et que nous identifions dans le spectre une amplitude vibratoire élevée à 15 Hz (premier harmonique), on parle alors de **vibration synchrone** à la vitesse de rotation, qui est générée par un balourd ; [5]

- Mémorisez ces valeurs de mesure, pour pouvoir les comparer avec les valeurs obtenues après équilibrage ;
- Mettez en place sur la partie tournante une **marque réfléchissante** pour le capteur de référence. La marque indique le 0; l'angle indiqué pour l'apport de masse est à repérer dans le **sens inverse** au sens de rotation ;
- Installez le capteur de référence à l'aide du pied magnétique suivant le schéma de la figure 3.2 ;
- Raccordez les différents capteurs à l'appareil de mesure.

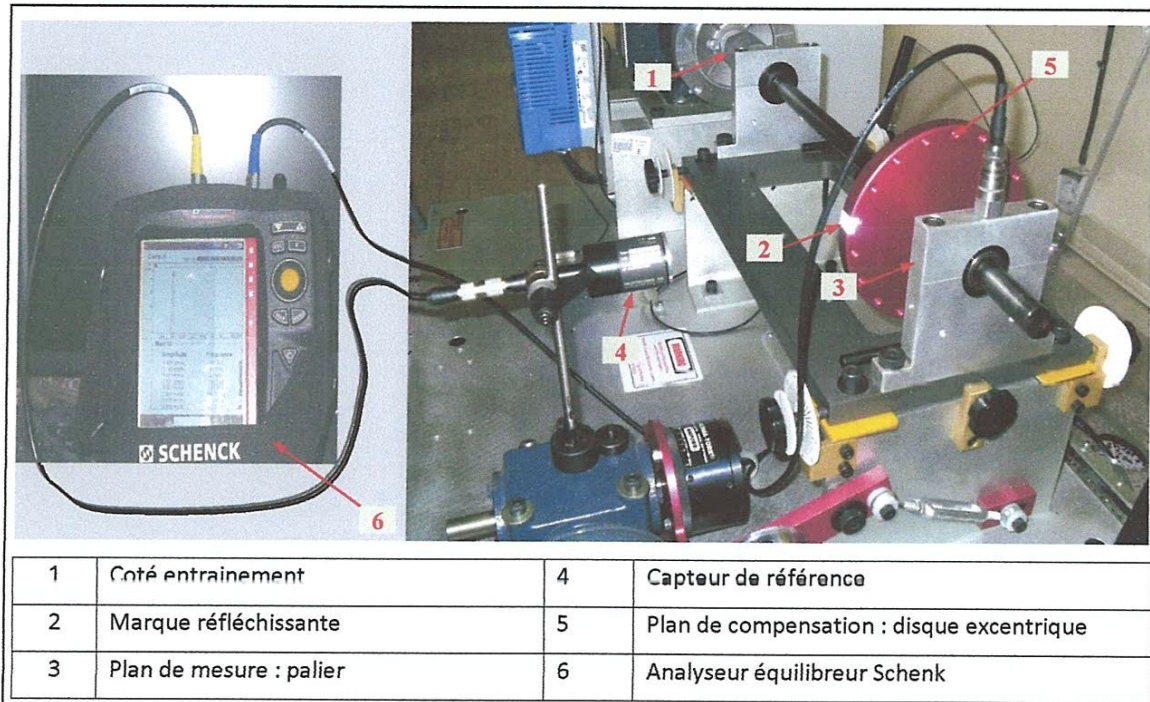


Fig.3.2 : Montage expérimental pour l'équilibrage en un plan

3.3.1.2 Réglages

Les paramètres qui peuvent être modifiés pendant l'opération d'équilibrage sont regroupés dans l'option 'Outils':

- Mode de correction : **correction libre** / emplacements fixes / masses fixes
- Masses d'équilibrage '**ajout**', c.à.d. les masses sont soudées ou vissées sur le Rotor.
- Masses d'équilibrage '**enlèvement**', par exemple fraisage ou perçage du rotor
- Fonction contrôle : **vitesse, stabilité des vecteurs balourd**, etc. **activer** / désactiver

3.3.2 Résultats de l'opération de l'équilibrage

A chaque lancer apparaissent 2 écrans :

- L'écran des données indique les masses d'équilibrage et leur position sur le rotor. Il contient en plus les mesures et les masses d'équilibrage aux différentes courses. Si le réglage de base a été renseigné, il indique la classe d'équilibrage atteinte et les forces centrifuges appliquées au rotor.
- Dans l'écran "mesure" les valeurs (Amplitude & Phase) sont indiquées sous forme numérique et polaire. Dans les deux écrans, en haut à gauche est indiqué le lancer :
 - **0. Initial:** mesure du balourd initial; si les valeurs de vibration sont en tolérance, le rotor est équilibré. Sinon il faut mettre en place une masse pour le lancer suivant.

- 1. Lancer "tarage": L'influence de la masse apportée est quantifiée et permet le calcul de la masse de correction nécessaire.
- 2. jusque ... n : Courses de correction pour réduire le balourd du rotor.

3.3.2.1 Mesure de la vitesse de vibration avant opération d'équilibrage

La figure 3.3 montre le spectre FFT de la vitesse de vibration en RMS avant l'opération d'équilibrage, mesurée au niveau du palier droit dans la direction verticale. La vitesse de rotation choisie est de 900 tr/min. On constate un niveau vibratoire élevé traduit par un pic à la vitesse de rotation (premier harmonique à 15 Hz). On parle alors de vibration synchrone à la vitesse de rotation, qui est générée par un balourd. On outre, la comparaison avec la norme DIN ISO 10816-3, montre que le niveau vibratoire (3.054 mm/s), mesuré se situe dans la zone C (pas satisfaisante). On procède alors à une opération d'équilibrage.

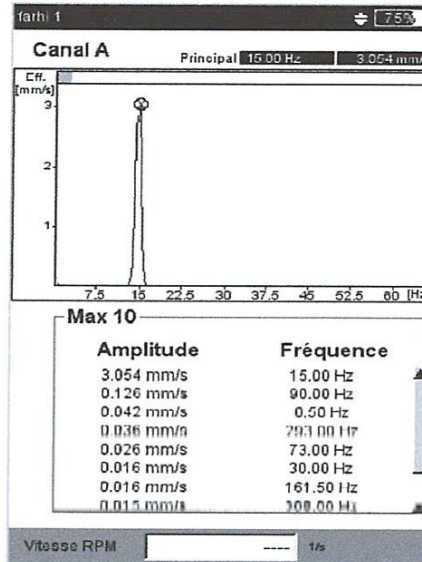


Fig. 3.3 : Spectre FFT de la vitesse de vibration avant équilibrage

3.3.2.2 Mesure du balourd initial

En démarrant la machine et en attendant que la vitesse d'équilibrage soit atteinte ainsi que la stabilité du vecteur balourd puis en lançant la mesure. Le Smart Balancer 2 mémorise d'abord la vitesse de rotation. La diode verte clignote à chaque impulsion, si la vitesse est instable, un message s'affiche, nous devons l'acquiescer. Si les mesures sont stables, un moyennage sur un nombre de mesures plus élevé est automatiquement réalisé. Une fois les mesures stables on arrête la mesure puis la machine.

L'appareil mesure l'amplitude et la phase (figure 3.4) de la vibration synchrone à la vitesse de rotation. On constate une amplitude de 3.118 mm/s à la vitesse 14.828 Hz et une phase de 191° (Point A).

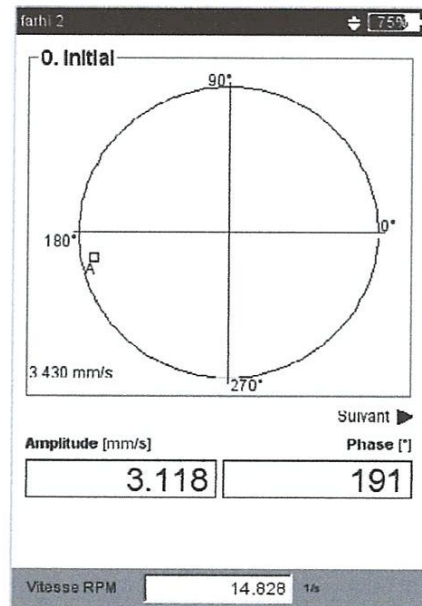


Fig. 3.4 : Mesure du balourd initial

3.3.2.3 Cycle de tarage (d'essai)

Il s'agit d'ajouter une masse d'essai choisie et placée à un emplacement choisie, puis mesurer les nouvelles valeurs de vibrations en amplitude et en phase. Nous choisissons une masse d'essai de 7.3 g, placée sur le périmètre du rotor à 240°. L'appareil mesure une amplitude de 7.484 mm/s à la vitesse 14.828 Hz et une phase de 237° (Figure 3.5). L'appareil détermine les coefficients d'influence à partir des évolutions des vibrations sous l'effet de la masse d'essai pour proposer la masse d'équilibrage ainsi que son emplacement.

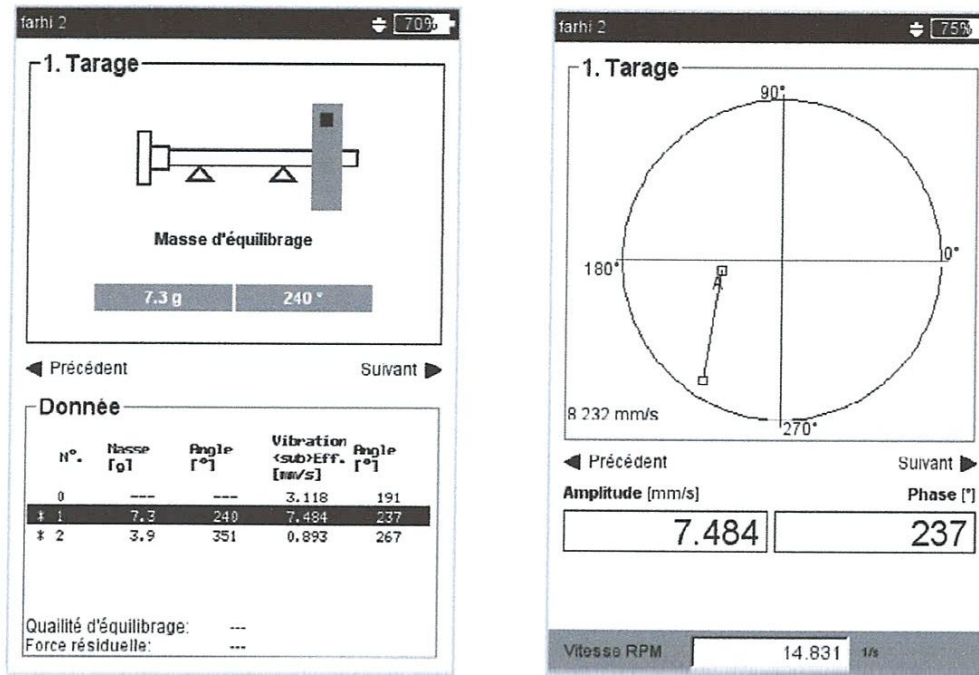


Fig. 3.5 : Résultats de l'essai de tarage

3.3.2.4 Cycle de première correction

En fonction de l'évolution des vibrations dues au cycle de tarage, l'appareil détermine, selon la méthode des coefficients d'influence, une masse d'équilibrage de **3.9 g** à un emplacement de **351°**. Une fois la masse proposée est fixée dans la position préconisée, le cycle de correction est lancé et les résultats obtenus sont présentés dans la figure 3.6. Nous constatons une nette amélioration dans l'amplitude de vitesse de vibration dont la valeur mesurée est de 0.893 mm/s à la vitesse de rotation 15 Hz. En comparaison avec la norme DIN ISO 10816-3, ces valeurs sont acceptables et l'équilibrage est terminé. Normalement, l'appareil doit calculer le balourd résiduel après équilibrage et la qualité d'équilibrage atteinte suivant la classe d'équilibrage normalisée. Malheureusement, le module 'réglage machine' n'est pas fonctionnel.

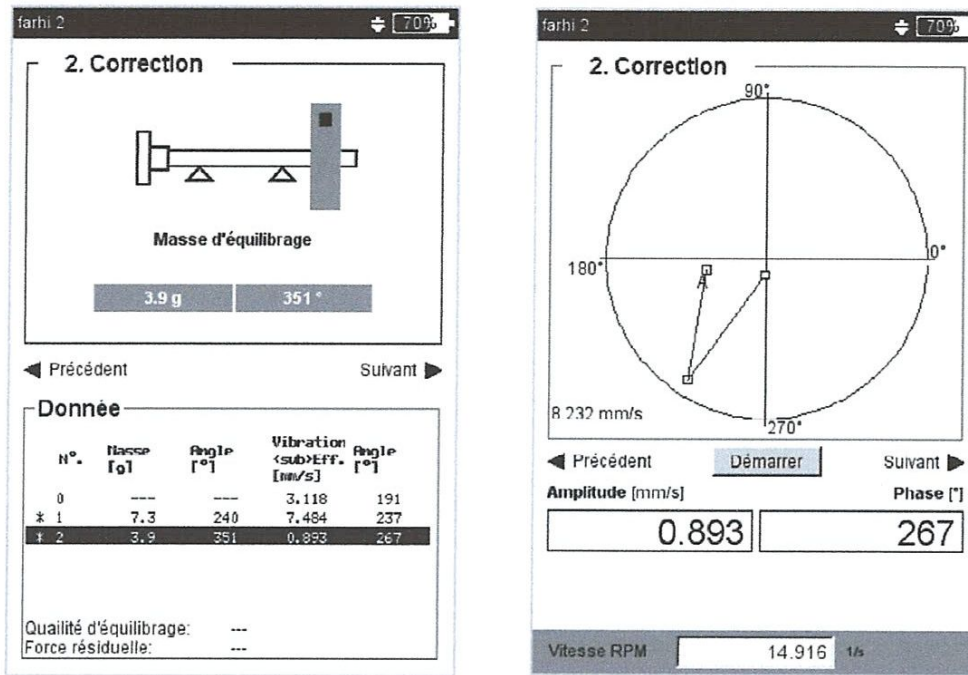


Fig. 3.6 : Résultats du cycle de première correction

3.4. Equilibrage en deux plans d'un rotor rigide

Le but de cette expérience est de réaliser une opération d'équilibrage en deux plans d'un rotor rigide possédant un balourd dynamique en utilisant l'analyseur équilibreur Schenk Smart Balancer. Le rotor est composé de deux disques balourdés en aluminium, montés sur un arbre en acier. Le montage expérimental est présenté par la figure 3.7. Le déroulement de cette opération est comparable avec celui explicité précédemment. Seules les particularités de l'équilibrage en deux plans sont commentées.

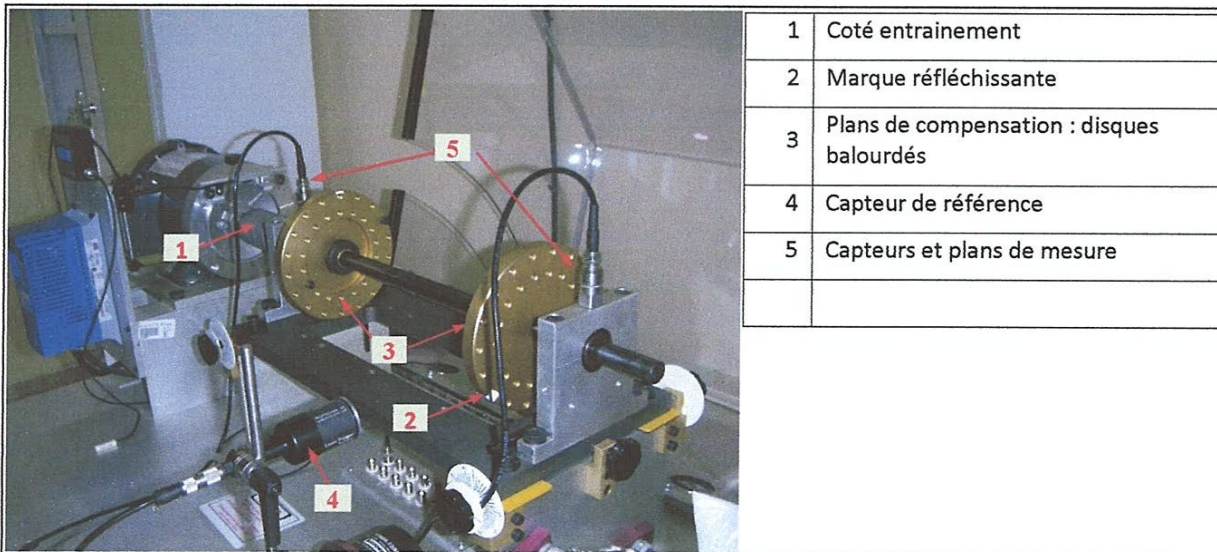


Fig. 3.7 : Montage expérimental pour l'équilibrage en deux plans

3.4.1. Aperçu du déroulement de l'opération

- Plan A : Définition des plans de mesure et de correction A
0. Balourd initial : Mesure sur les plans A et B du balourd initial
- 1A. Cycle Tarage : Proposition pour la masse d'essai dans le plan A;
Mesure dans les plans A et B avec la masse d'essai dans le plan de correction A
- 1B. Cycle Tarage : Proposition pour la masse d'essai dans le plan B;
Mesure dans les plans A et B avec la masse d'essai dans le plan de correction B
2. ... n. Cycles de correction : Proposition pour les masses de correction dans les plans A & B;
Mesure dans les plans A et B.

3.4.2. Mesure de la vitesse de vibration avant opération d'équilibrage

La **figure 3.8** montre les spectres FFT de la vitesse de vibration en RMS avant opération d'équilibrage, mesurés verticalement au niveau des deux paliers droit (plan de mesure 1) et gauche (plan de mesure 2). La vitesse de rotation choisie est de 900 tr/min. Les deux spectres montrent sans doute, l'existence de balourd dans les deux disques traduisant par un niveau vibratoire élevé du pic qui correspond à la vitesse de rotation 15 Hz. La comparaison avec la norme DIN ISO 10816-3 (voir annexe A), montre que le niveau vibratoire mesuré (6.332 mm/s dans le plan 1, et 4.294 mm/s dans le plan 2) se situe dans la zone C.

3.4.3. Mesure des balourds initiaux

L'analyseur mesure l'amplitude et la phase (**figure 3.9**) de la vibration synchrone à la vitesse de rotation dans les plans de mesure 1 et 2, on constate :

- Une amplitude de 6.618 mm/s à la phase 290° pour le canal A ;
- Une amplitude de 4.564 mm/s à la phase 288° pour le canal B ;

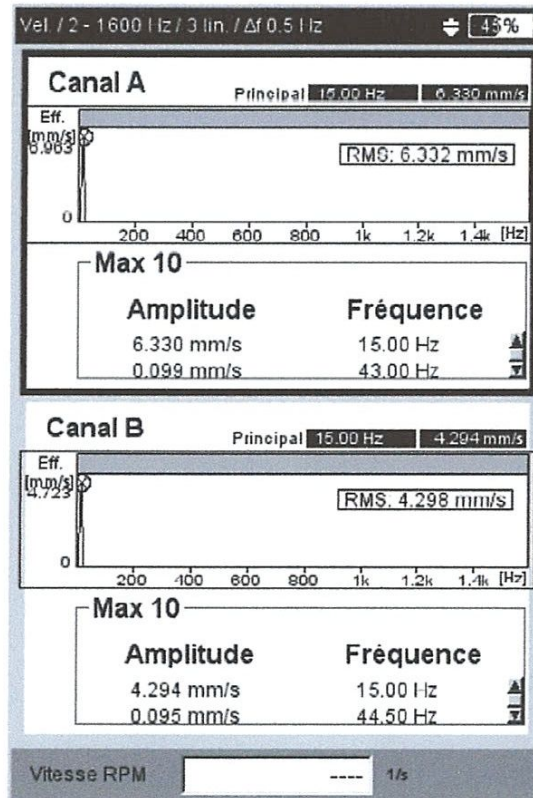


Fig. 3.8 : Spectres FFT de la vitesse de vibration avant équilibrage dans les plans de mesure 1 et 2

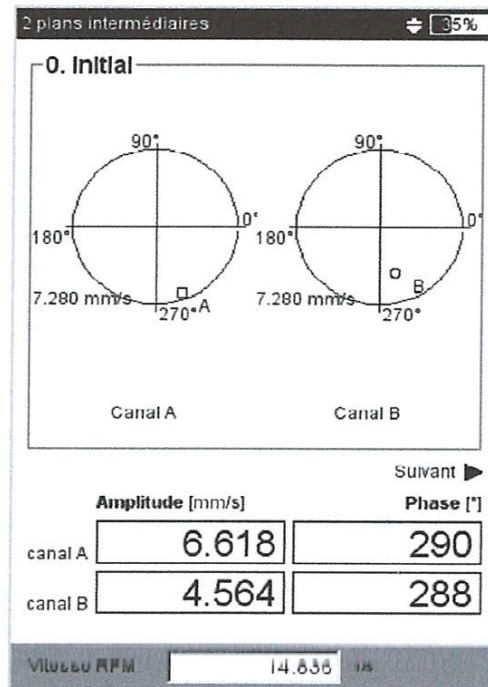


Fig. 3.9 : Mesure des balourds initiaux

3.4.4. Cycle de tarage

Le cycle de l'essai se déroule en deux étapes comme expliquer dans le paragraphe 3.4.1. Ces étapes sont identifiées dans l'écran principal avec 1A et 1B.

1.A : La masse d'essai choisie est de **11.5 g**. Elle est placée dans le plan de correction A à la phase **120°**. Les influences de cette masse sont mesurées dans les deux plans de mesure A et B (voir figure 3.10).

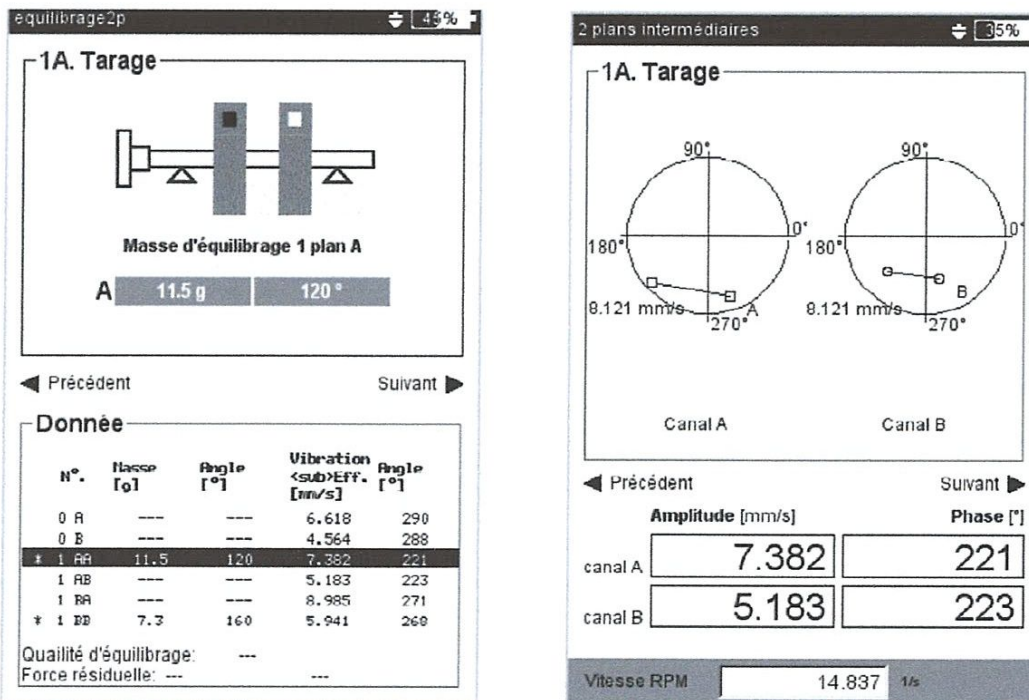


Fig. 3.10: Résultats de l'essai de tarage 1A

1.B : La masse d'essai choisie est de **7.3 g**. Elle est placée dans le plan de correction B à la phase **160°**. Les influences de cette masse sont mesurées dans les deux plans de mesure A et B (voir figure 3.11).

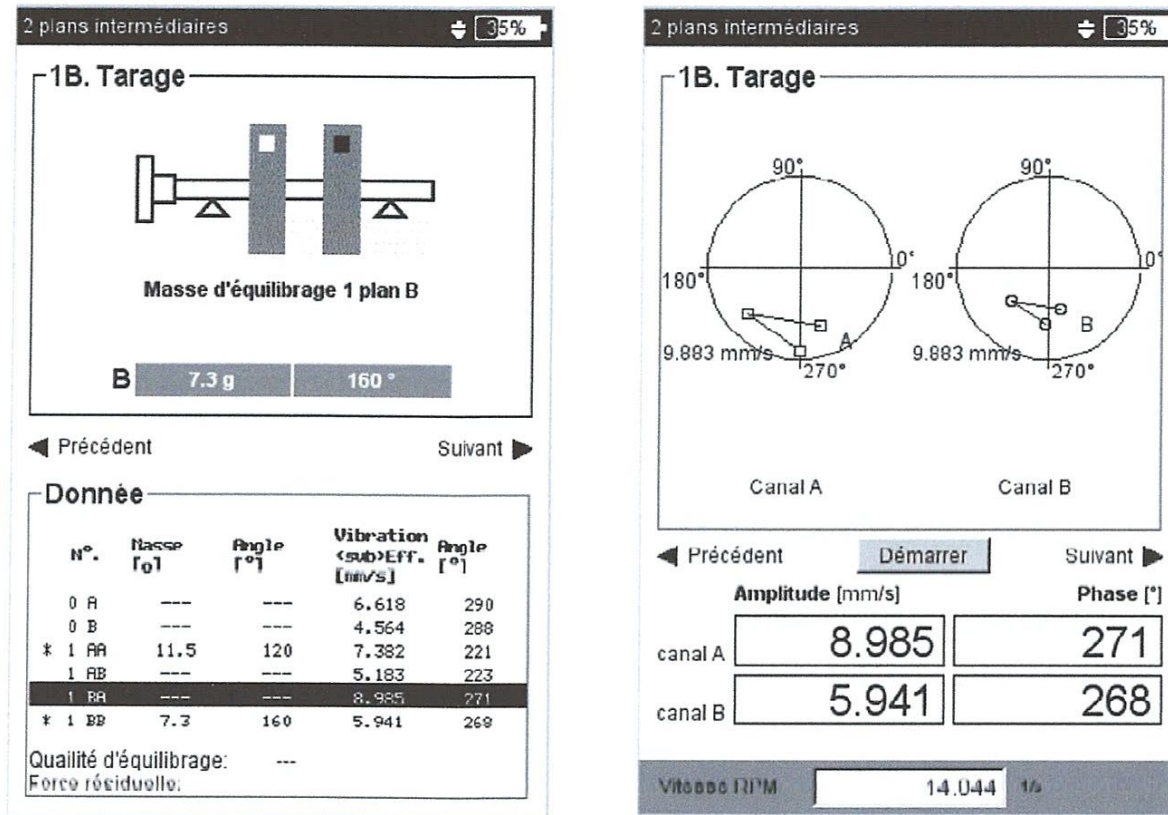


Fig. 3.11 : Résultats de l'essai de tarage 1B

3.4.5. Cycle de correction

Nous obtenons au niveau de l'écran du cycle de compensation, les masses de correction pour les 2 plans qui sont (voir figure 3.12) :

- Plan A, masse d'équilibrage 7.5 g à la phase 28°
- Plan B, masse d'équilibrage 7.3 g à la phase 89°

D'après l'écran d'affichage (Figure 3.12), on constate une nette diminution des vibrations au niveau des deux paliers dont les valeurs enregistrées sont :

- Une vitesse de 0.455 mm/s pour le canal A (palier 1).
- Une vitesse de 0.486 mm/s pour le canal B (palier 2).

Ces valeurs répondent à la norme DIN ISO 10816-3 pour l'évaluation des vibrations des machines tournantes (voir annexe A). Dans le cas contraire, nous devons poursuivre les cycles de compensation jusqu'à atteindre un balourd résiduel en tolérance. Si on travail avec le module « Réglage Machine », le critère de validation sera la valeur résiduelle calculée suivant la classe d'équilibrage et un « Smiley Symbole » apparaît quand la tolérance est atteinte et signale la fin de la procédure d'équilibrage. Malheureusement, ce module ne fonctionne pas.

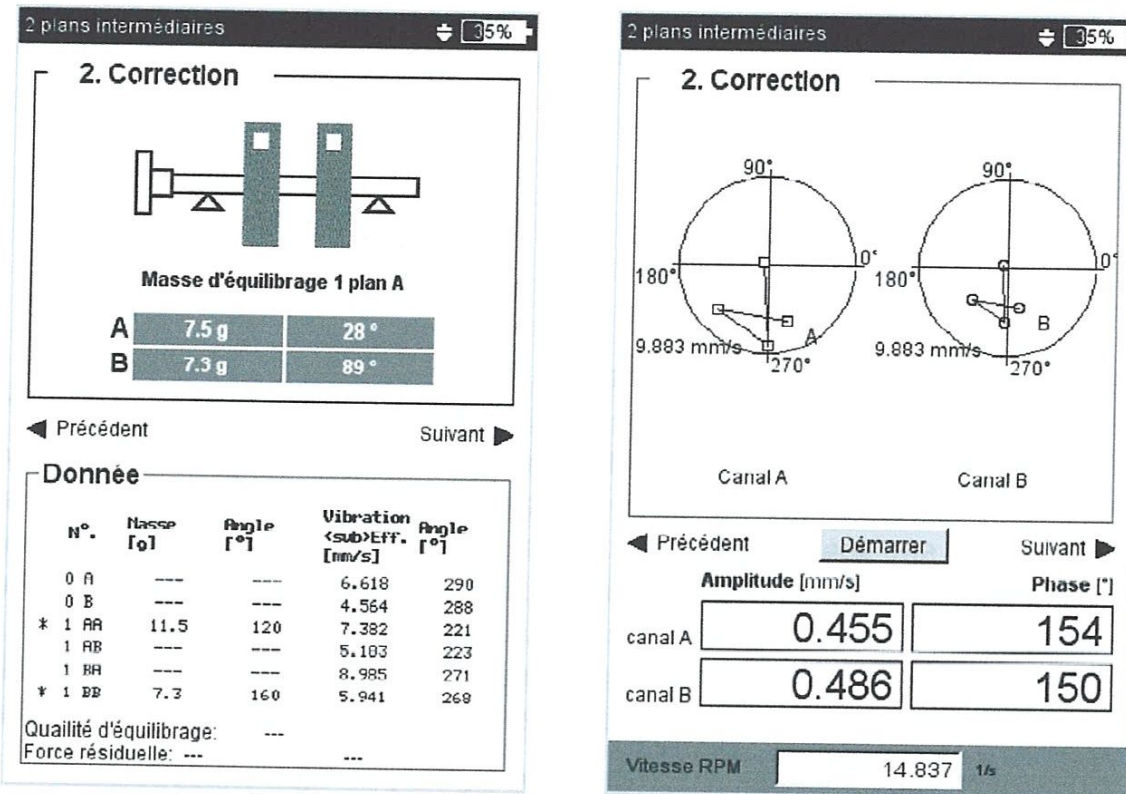


Fig. 3.12 : Résultats du cycle de correction

3.5 Conclusion

Nous avons réalisés expérimentalement deux opérations d'équilibrage en un plan et en deux plans, en utilisant l'analyseur équilibreur intelligent Smart Balancer. La première opération concerne un rotor rigide excentrique, donc un balourd statique. La deuxième opération concerne deux disques balourds donc un balourd dynamique. La procédure d'équilibrage est basée sur la méthode des coefficients d'influences. Les expériences ont été réalisées avec succès. L'appareil utilisé est très efficace pour l'équilibrage en un plan et en deux plans des rotors rigides.

Références bibliographiques

- [1] Hatto Schneider, "*Techniques d'équilibrage*", Springer-Verlag France, Paris 2006
- [2] Jean-Marc Pagnet, "*Équilibrage des rotors rigides et flexibles*" Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Mécanique, BM 5 130
- [3] Ronald Bigret, "*Vibrations des machines tournantes et des structures*", Technique et Documentation, 1980
- [4] Michel Lalanne, Guy Ferraris, "*Rotordynamics prediction in engineering*", John Wiley & Sons Ltd, 1990
- [5] Ronald Bigret, Jaques-Louis Féron, "*Diagnostic-maintenance-disponibilité des machines tournantes*", Masson, 1995

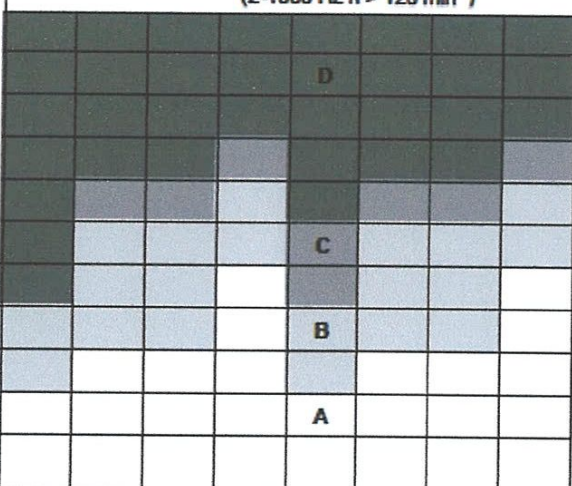
Norme ISO 10816-3 pour l'évaluation des vibrations sur les machines^[1]

Pour apprécier l'état de la machine, on sélectionne la classe de notre machine à l'aide des indications sur l'axe inférieur ; puis on lit sur l'axe latéral la plage dans laquelle se situe la valeur efficace mesurée.

Plage A : mesurons à intervalle de temps régulier.

Plages B, C : Cherchons la cause de niveaux vibratoires élevés, surveillons la machine et planifions un arrêt.

Plage D : Prenons immédiatement des mesures et analysons pour localiser les origines, arrêter la machine, solutionnons le problème.

Vitesse Vibratoire (r.m.s.) (10-1000 Hz n > 600 min ⁻¹) (2-1000 Hz n > 120 min ⁻¹)														
							11							
							7,1							
							4,5							
							3,5							
							2,8							
							2,3							
							1,4							
							0,71							
														mm/s
							rigide	souple	rigide	souple	rigide	souple	rigide	souple
Pompes radiale, axiale, diagonale P>15kW				Machines de taille moyenne 15kW<E300kW		Machines de grande taille 300kW<E80MW		Type de machine						
Entrainement direct		Arbre intermédiaire Entrainement courroie.		Moteurs 160sH<315mm		Moteurs 315mm.sH								
Groupe 4		Groupe 3		Groupe 2		Groupe 1		Groupe						