

---

Norme internationale



1940 / 1

---

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • МЕЖДУНАРОДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

---

**Vibrations mécaniques — Exigences en matière de qualité  
dans l'équilibrage des rotors rigides —  
Partie 1 : Détermination du balourd résiduel admissible**

*Mechanical vibration — Balance quality requirements of rigid rotors — Part 1 : Determination of permissible residual unbalance*

Première édition — 1986-09-01 (standards.iteh.ai)

[ISO 1940-1:1986](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e148962f-d388-4058-92ee-16d44d847d86/iso-1940-1-1986)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e148962f-d388-4058-92ee-16d44d847d86/iso-1940-1-1986>

---

CDU 62-755

Réf. n° : ISO 1940/1-1986 (F)

Descripteurs : vibration, rotor, équilibrage, essai.

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour approbation, avant leur acceptation comme Normes internationales par le Conseil de l'ISO. Les Normes internationales sont approuvées conformément aux procédures de l'ISO qui requièrent l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 1940/1 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*.

La présente partie de l'ISO 1940 annule et remplace, en partie, l'ISO 1940-1973 dont elle constitue une révision mineure.

L'attention des utilisateurs est attirée sur le fait que toutes les Normes internationales sont de temps en temps soumises à révision et que toute référence faite à une autre Norme internationale dans le présent document implique qu'il s'agit, sauf indication contraire, de la dernière édition.

# Vibrations mécaniques — Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage des rotors rigides — Partie 1 : Détermination du balourd résiduel admissible

## 0 Introduction

L'équilibrage est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un corps, de sorte que les mouvements de rotation dans les paliers se produisent sans forces centrifuges de balourd. Naturellement, ce but ne peut être atteint que jusqu'à un certain point. Même après l'équilibrage, le rotor présente un balourd résiduel.

À l'aide des instruments de mesure disponibles de nos jours, le déséquilibre peut être réduit à des valeurs faibles. Toutefois, il serait contraire aux lois de l'économie d'exagérer les exigences de qualité. C'est pourquoi il est nécessaire de déterminer jusqu'à quel point il y a lieu de réduire le déséquilibre et où se trouve un compromis économique et technique optimal concernant les exigences de qualité d'équilibrage.

Il n'est pas possible actuellement de tirer des conclusions concernant les balourds résiduels admissibles, à partir des recommandations existantes sur l'estimation de l'état vibratoire des machines, car bien souvent on ne peut établir aucune relation simple entre le déséquilibre du rotor et les vibrations de la machine dans les conditions de service. L'amplitude des vibrations de révolution est influencée par les caractéristiques du rotor, de la machine, de la structure et de l'assise, et par la vitesse de régime voisine de diverses fréquences de résonance, etc. En outre, les vibrations de la machine ne peuvent être qu'en partie dues à la présence du déséquilibre du rotor.

## 1 Objet et domaine d'application

La présente partie de l'ISO 1940 donne des recommandations pour la détermination du déséquilibre et pour la spécification des exigences de qualité d'équilibrage des rotors rigides; elle spécifie :

- a) une représentation du déséquilibre sur un ou deux plans;
- b) des méthodes permettant de déterminer le balourd résiduel admissible;
- c) des méthodes permettant de le répartir sur les plans de correction;
- d) des méthodes permettant d'identifier par mesurage l'état de balourd résiduel d'un rotor;
- e) un résumé des erreurs associé à l'identification du balourd résiduel.

Le tableau 1 et la figure 2 présentent des recommandations fondées sur l'expérience au niveau mondial et portant sur les exigences de qualité d'équilibrage des rotors rigides, en fonction de leur type, de leur masse et de la vitesse de régime maximale.

La présente partie de l'ISO 1940 se propose également de faciliter les relations entre le fabricant et l'utilisateur des machines. On peut utiliser la terminologie spécifiée dans la présente partie de l'ISO 1940 pour rédiger des spécifications techniques. (Pour les définitions, voir l'ISO 1925.)

La présente partie de l'ISO 1940 ne comprend pas l'étude détaillée des erreurs associées à la détermination du balourd résiduel (ces erreurs feront l'objet de l'ISO 1940/2). La présente partie de l'ISO 1940 ne définit pas les balourds résiduels admissibles pour les rotors flexibles; ceux-ci font l'objet de l'ISO 5343. Les méthodes d'équilibrage ne sont pas décrites.

Les degrés de qualité d'équilibrage recommandés n'ont pas pour but de servir de spécifications de recette pour n'importe quel groupe de rotors, mais plutôt de donner des indications sur la façon d'éviter de graves défauts ainsi que des exigences excessives ou impossibles à satisfaire; elles peuvent également servir de base pour des recherches plus poussées, par exemple lorsqu'il est nécessaire de déterminer de façon plus précise la qualité d'équilibrage exigée par mesurage en laboratoire ou *in situ*. Si les limites recommandées sont respectées, des conditions de fonctionnement satisfaisantes peuvent très probablement être escomptées. Toutefois, des cas peuvent se présenter où des dérogations à ces recommandations peuvent devenir nécessaires, par exemple à cause d'une construction ou d'une géométrie inhabituelle.

## 2 Références

ISO 1925, *Équilibrage — Vocabulaire.*

ISO 2371, *Appareils pour l'équilibrage in situ — Description et caractéristiques.*

ISO 2953, *Machines à équilibrer — Description, caractéristiques et possibilités.*

ISO 5343, *Critères d'équilibrage pour les rotors flexibles.*

ISO 5406, *Équilibrage mécanique des rotors flexibles.*

### 3 Aspects pertinents du problème de l'équilibrage

#### 3.1 Représentation d'un état de déséquilibre

Un seul et même état de déséquilibre d'un rotor rigide peut être représenté par des quantités vectorielles de diverses façons, comme le montrent les figures 1a) à 1f). Pour la plupart des rotors, les déséquilibres sont mesurés sur deux plans comme le montrent les figures 1a) à 1c). Le processus de correction du déséquilibre a généralement lieu de cette façon.

Par exemple, si l'on adopte la représentation de la figure 1a), on appliquera des corrections de déséquilibre de 2,24 g·mm et de 3,15 g·mm dans les plans I et II, respectivement, avec l'orientation angulaire appropriée autour du rotor. La comparaison des figures 1a) et 1c) montre qu'une distance plus courte entre les plans de correction implique normalement une somme de corrections plus importante et augmente la différence angulaire entre leurs vecteurs.

Autrement, on peut utiliser une représentation similaire à la figure 1d); dans ce cas, il faut effectuer la correction dans le plan du vecteur balourd résultant, ainsi que des corrections dans chacun des plans I et II.

Si des recherches concernant les effets de déséquilibre sur le comportement vibratoire de l'ensemble d'une machine sont prévues, une décomposition du déséquilibre, conformément à la figure 1e), peut alors être utile (le point S indique le centre de masse du rotor).

La représentation de la figure 1f), dans laquelle le vecteur balourd résultant passe par le centre de déséquilibre C peut être utile pour certains rotors. Le déséquilibre de couple qui en résulte est minimal dans ce cas et les vecteurs de couple sont situés dans un plan perpendiculaire au vecteur balourd résultant.

#### 3.2 Effets de déséquilibre

Un corps en rotation déséquilibré provoque non seulement des forces sur ses paliers et l'assise, mais également des vibrations de la machine. Pour n'importe quelle vitesse donnée, ces deux effets dépendent essentiellement des proportions géométriques et de la répartition de la masse du rotor et de la machine ainsi que de la rigidité des paliers et des assises.

Dans beaucoup de cas, le déséquilibre statique est de la plus grande importance par rapport au déséquilibre de couple. Deux déséquilibres dans des plans différents dans la même direction provoquent généralement des perturbations plus grandes que deux déséquilibres égaux dans deux directions opposées.

De même, il existe des cas pour lesquels le déséquilibre de couple est particulièrement gênant. Par exemple, si on considère un rotor pour lequel la distance entre les paliers est plus petite que la distance entre les plans de correction (situation qui se rencontre pour les rotors ayant des disques en porte-à-faux aux deux extrémités), la charge du palier, due au déséquilibre de couple peut, dans ces circonstances, être plus grande que celle due à un déséquilibre statique.

#### 3.3 Rotors avec un seul plan de correction

Pour les rotors en forme de disques, l'emploi d'un seul plan de correction peut suffire, pourvu que la distance entre les paliers soit suffisamment grande et que le disque tourne avec un battement axial suffisamment petit. Il faut vérifier que ces conditions soient remplies dans chaque cas. Après avoir effectué un équilibrage dans un plan sur un nombre suffisant de rotors d'un type particulier, le déséquilibre résiduel de couple maximal est déterminé et divisé par la distance entre les paliers. Si les déséquilibres obtenus de cette manière sont acceptables, même dans le cas le plus défavorable, il peut être escompté que l'équilibrage dans un seul plan est suffisant.

#### 3.4 Rotors avec deux plans de correction

Si le rotor ne satisfait pas aux conditions spécifiées en 3.3 pour le rotor en forme de disque, deux plans de correction sont alors nécessaires. Ce type d'équilibrage s'appelle équilibrage dans deux plans («dynamique») par opposition à l'équilibrage dans un plan («statique») décrit en 3.3. Pour l'équilibrage dans un plan, seul est exigé l'équilibre statique dans n'importe quelle position angulaire du rotor. Pour l'équilibrage dans deux plans, il est indispensable que le rotor tourne, car sinon le déséquilibre résiduel de couple ne pourrait pas être décelé.

Le balourd résiduel admissible dans chacun des deux plans de correction dépend de la position des plans de correction et des paliers, ainsi que de l'angle de phase relatif entre les deux balourds résiduels. Le chapitre 6 donne trois façons de déterminer le balourd résiduel admissible. Le chapitre 7 décrit des méthodes permettant de répartir le balourd résiduel admissible dans les plans de correction.

#### 3.5 Montages

Certains rotors peuvent être équilibrés en pièces détachées, d'autres montés. Pour chaque montage, les déséquilibres des pièces détachées doivent s'ajouter vectoriellement et il faut tenir compte de tous les déséquilibres qui résultent des inexactitudes dues au montage, en faisant attention, en particulier, au fait que les pièces peuvent être, par la suite, montées dans une position différente de celle qu'elles occupent dans la machine d'équilibrage.

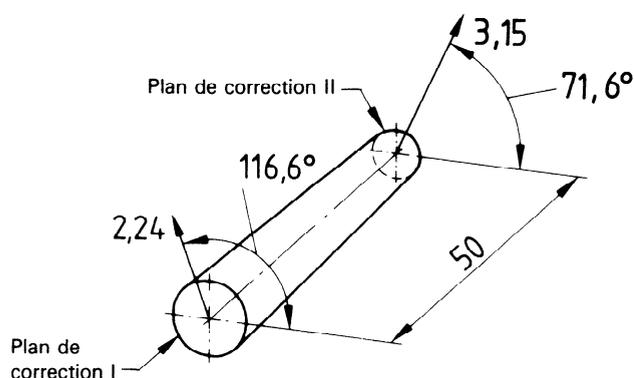
Si la tolérance de balourd pour un montage ne peut être obtenue par équilibrage des pièces détachées, les pièces assemblées doivent être équilibrées comme si elles formaient une unité.

Si les pièces détachées sont équilibrées séparément, un accord doit être conclu en ce qui concerne la fixation d'éléments de connexion tels que boulons et clavettes. (Une Norme internationale traitant du maniement des clavettes lors de l'équilibrage est en préparation.)

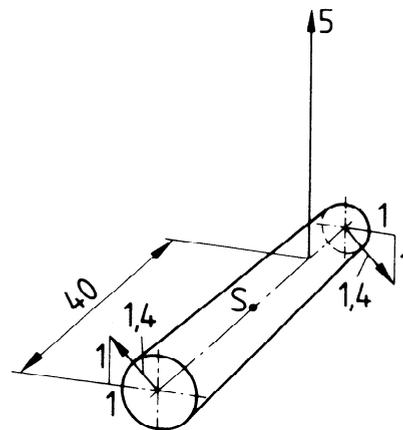
### 4 Balourd admissible en fonction de la masse du rotor

Généralement, plus la masse du rotor est importante, plus le balourd résiduel admissible est grand. Il convient, par conséquent, d'établir un rapport entre la valeur du balourd résiduel admissible,  $U_{adm}$ , et la masse du rotor,  $m$ , en termes de valeur

Dimensions linéaires en millimètres  
Grandeurs vectorielles en grammes millimètres

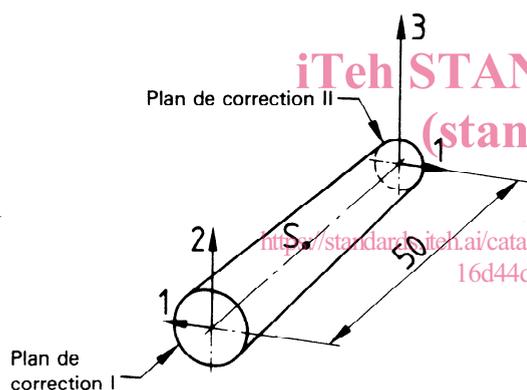


a) Un vecteur balourd dans chacun des plans de correction I et II

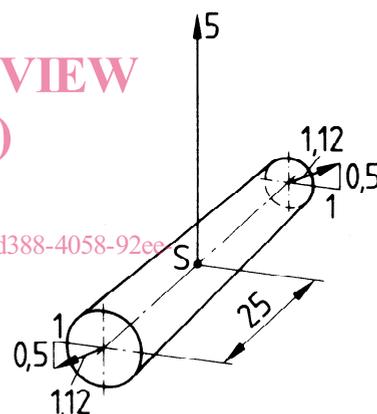


d) Un vecteur balourd résultant avec un déséquilibre de couple associé se référant aux deux plans de correction I et II

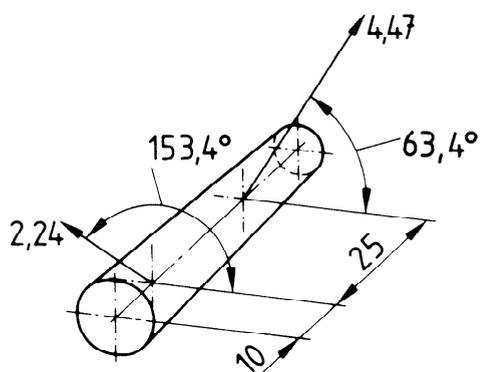
Le vecteur balourd résultant peut être situé n'importe où, par exemple dans l'un des plans de correction ; la valeur du couple dépend de la position du vecteur balourd résultant



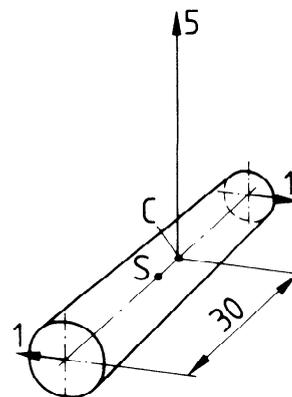
b) Deux composantes de balourd dans chacun des plans de correction I et II



e) Cas particulier de d), à savoir déséquilibre statique/ de couple  
Le vecteur balourd résultant passe par le centre de masse du rotor ; il y a un déséquilibre de couple associé



c) Un vecteur balourd dans chacun des deux autres plans de correction



f) Un autre cas particulier de d)  
Le vecteur balourd résultant passe par le centre du déséquilibre et le déséquilibre de couple associé est minimal

Figure 1 – Différentes représentations du même état de déséquilibre d'un rotor rigide

de balourd spécifique résiduel admissible,  $e_{adm}$ , donnée par la formule suivante :

$$e_{adm} = \frac{U_{adm}}{m}$$

Dans le cas particulier où l'on peut réduire tous les déséquilibres existant dans un rotor en un système équivalent d'un seul déséquilibre situé uniquement dans un plan transversal le long de l'axe de la tige, de sorte que le déséquilibre de couple est égal à zéro, on peut considérer que la valeur du balourd spécifique résiduel admissible,  $e_{adm}$ , est équivalente au déplacement admissible du centre de masse du rotor par rapport à l'axe de la tige. Dans tous les autres cas, dont l'un d'eux est présenté à la figure 1, le déplacement résiduel équivalent,  $e$ , du centre de masse, après équilibrage dans deux plans aux valeurs admissibles, est inférieur à la valeur du balourd spécifique résiduel admissible,  $e_{adm}$ .

## 5 Degrés de qualité mettant en rapport la vitesse de régime et le balourd spécifique résiduel admissible

L'expérience montre qu'en général, pour des rotors du même type, la valeur du balourd spécifique résiduel admissible,  $e_{adm}$ , varie inversement à la vitesse du rotor dans la plage de vitesses indiquée à la figure 2 pour un degré de qualité d'équilibrage donné, c'est-à-dire :

$$e_{adm} \times \omega = \text{const.}$$

où  $\omega$  est la vitesse angulaire du rotor à la vitesse de régime maximale.

Cette relation découle également du fait que, pour des rotors géométriquement similaires fonctionnant à des vitesses périphériques égales, les contraintes appliquées aux rotors et aux paliers sont les mêmes. Les degrés de qualité d'équilibrage (donnés dans le tableau 1 et représentés à la figure 2) sont fondés sur cette relation.

## 6 Détermination des exigences de qualité d'équilibrage

### 6.1 Généralités

On peut déterminer les exigences de qualité d'équilibrage par trois méthodes comme décrit en 6.2 à 6.4. La première méthode est fondée sur des degrés de qualité obtenus par une expérience pratique de longue durée avec un grand nombre de rotors différents (voir 6.2). La seconde méthode est expérimentale et est souvent utilisée dans l'équilibrage de production en série (voir 6.3). La troisième méthode est utilisée si les forces d'appui dues au déséquilibre sont spécifiées (voir 6.4).

Le choix de la méthode doit être convenu entre le fabricant et l'utilisateur.

### 6.2 Exigences de qualité d'équilibrage fondées sur des degrés de qualité établis

Sur la base des chapitres 4 et 5, on a établi des degrés de qualité d'équilibrage permettant de classer les exigences en matière de qualité. Chaque degré de qualité d'équilibrage du tableau 1 comprend une plage de balourd spécifique résiduel admissible allant d'une limite supérieure à zéro, la limite supérieure étant donnée par une certaine amplitude du produit de la relation ( $e_{adm} \times \omega$ ), exprimé en millimètres par seconde ; les degrés de qualité d'équilibrage sont désignés en fonction du produit de la relation, c'est-à-dire si le produit  $e_{adm} \times \omega$  est égal à 630 mm/s, le degré de qualité d'équilibrage est désigné **G630**.

Les degrés de qualité d'équilibrage sont séparés entre eux par un facteur de 2,5. Il peut s'avérer nécessaire, dans certains cas, d'avoir une classification plus fine, surtout lorsqu'on exige un équilibrage de haute précision.

Les limites supérieures de  $e_{adm}$  sont tracées en fonction de la vitesse de régime maximale à la figure 2. Le balourd résiduel admissible est donné par  $U_{adm} = e_{adm} \times m$ ,  $m$  étant la masse du rotor.

NOTE — Pour les degrés de qualité d'équilibrage **G1** et **G0,4**, les exigences de qualité d'équilibrage final choisies représentent un compromis entre les exigences techniques et ce qui est pratiquement possible. La limite choisie est généralement en rapport avec l'état de déséquilibre minimum qui peut normalement se répéter.

Les valeurs recommandées pour ces degrés de qualité d'équilibrage ne peuvent être obtenues, en pratique, que si la précision de montage des tourillons (circularité, etc.) dans les paliers du rotor et/ou la précision de ces paliers sont suffisantes. Pour obtenir un équilibrage au degré de qualité d'équilibrage **G1**, il est généralement nécessaire d'équilibrer le rotor dans ses propres paliers de service par entraînement par courroies, par l'air ou par auto-entraînement. Pour obtenir un degré de qualité d'équilibrage **G0,4**, il est généralement nécessaire d'effectuer l'équilibrage avec le rotor monté dans ses propres logements et paliers, dans les conditions et à la température de service. En général, un auto-entraînement est nécessaire.

### 6.3 Exigences de qualité d'équilibrage fondées sur la détermination expérimentale

La détermination expérimentale des exigences de qualité d'équilibrage est souvent effectuée pour des applications de production en série. Les essais sont généralement effectués *in situ*, bien qu'ils puissent être occasionnellement effectués sur des machines à équilibrer, à condition que les caractéristiques de la machine à équilibrer soient essentiellement celles des conditions de fonctionnement de la machine dans laquelle le rotor sera utilisé.

On détermine expérimentalement la valeur du balourd résiduel admissible dans chaque plan de correction en introduisant différents déséquilibres d'essai successivement dans chaque plan ; on choisira le critère le plus représentatif (par exemple vibrations, forces ou bruit dus au déséquilibre).

Dans un équilibrage dans deux plans, il faut tenir compte des différents effets des déséquilibres de même angle de phase et des couples de balourds. En outre, il faut tenir compte des modifications de l'environnement local, et/ou dans le rotor, qui peuvent se produire pendant le fonctionnement.

Tableau 1 — Degrés de qualité d'équilibrage pour différents groupes de rotors rigides représentatifs

Degré de qualité d'équilibrage	Produit de la relation ( $e_{adm} \times \omega$ ) <sup>1), 2)</sup> mm/s	Types de rotors — Exemples généraux
<b>G4 000</b>	4 000	Entraînement par vilebrequin <sup>3)</sup> de moteurs Diesel marins à vitesse lente <sup>4)</sup> , montage rigide, avec un nombre de cylindres impair
<b>G1 600</b>	1 600	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de gros moteurs à deux temps
<b>G630</b>	630	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de gros moteurs à quatre temps Entraînement par vilebrequin, montage élastique, des moteurs Diesel marins
<b>G250</b>	250	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de moteurs Diesel rapides <sup>4)</sup> à quatre cylindres
<b>G100</b>	100	Entraînement par vilebrequin de moteurs Diesel rapides <sup>4)</sup> avec six cylindres ou plus Moteurs complets <sup>5)</sup> (à essence ou Diesel) pour voitures, camions et locomotives
<b>G40</b>	40	Roues de voitures, jantes de roues, ensemble de roues, arbres d'entraînement Entraînement par vilebrequin, montage élastique de moteurs rapides <sup>4)</sup> à quatre temps (à essence ou Diesel) avec six cylindres ou plus Entraînement par vilebrequin de moteurs de voitures, camions et locomotives
<b>G16</b>	16	Arbres d'entraînement (arbres d'hélices, arbres à la cardan) avec exigences particulières Pièces de machines à broyer Pièces de machines agricoles Pièces détachées de moteurs (à essence ou Diesel) pour voitures, camions et locomotives Entraînement par vilebrequin de moteurs avec six cylindres ou plus dans des conditions particulières
<b>G6.3</b>	6,3	Pièces de machines de transformation Engrenages de turbines marines principales (marine marchande) Tambours centrifuges Rouleaux de machines à papier ; rouleaux de machines d'impression Ventilateurs Montage de rotors avec turbines à gaz pour l'aéronautique Volants Impulseurs de pompes Machines-outils et pièces de machines courantes Armatures électriques grandes et moyennes (de moteurs électriques ayant au moins une hauteur de tige de 80 mm) sans exigences spéciales Petites armatures électriques souvent produites en série, pour les applications insensibles aux vibrations et/ou avec des supports isolants contre les vibrations Pièces détachées de moteurs avec des exigences particulières
<b>G2.5</b>	2,5	Turbines à gaz et à vapeur y compris les turbines marines principales (marine marchande) Rotors de turbogénérateur rigides Tambours et disques de mémoire d'ordinateur Turbocompresseurs Entraînements de machines-outils Armatures électriques grandes et moyennes avec des exigences particulières Petites armatures électriques ne se qualifiant pas pour l'une ou les deux conditions spécifiées pour les petites armatures électriques de degré de qualité d'équilibrage <b>G6.3</b> Pompes à entraînement par turbines
<b>G1</b>	1	Entraînement de magnétophones et de phonographe (gramophone) Entraînement de meules Petites armatures électriques avec exigences particulières
<b>G0,4</b>	0,4	Broches, disques et armatures de meules de précision Gyroscopes

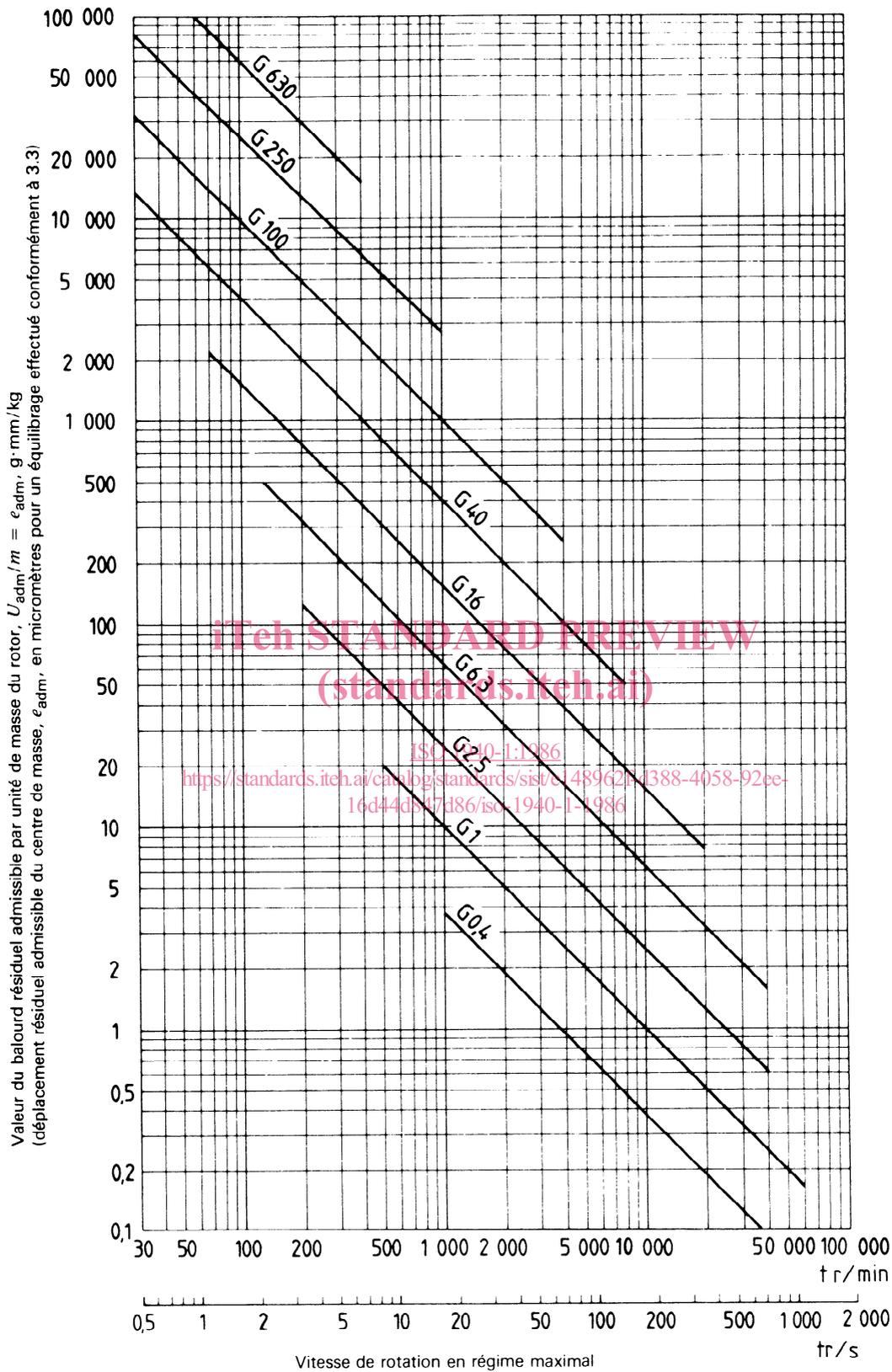
1)  $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$  si  $n$  est mesuré en tours par minute et  $\omega$  en radians par seconde.

2) Pour l'attribution du balourd résiduel admissible aux plans de correction, voir chapitre 7.

3) Un entraînement par vilebrequin est un montage qui comprend le vilebrequin, un volant, un embrayage, une poulie, un amortisseur de vibrations, la partie en rotation de la bielle, etc. (voir 3.5).

4) Dans la présente partie de l'ISO 1940, les moteurs Diesel lents sont ceux dont la vitesse du piston est inférieure à 9 m/s, les moteurs Diesel rapides sont ceux dont la vitesse du piston est supérieure à 9 m/s.

5) Pour les moteurs complets, la masse du rotor comprend la somme de toutes les masses qui appartiennent à l'entraînement par vilebrequin décrit dans la note 3 ci-dessus.



NOTE — La valeur numérique après la lettre G est égale au produit ( $e_{adm} \times \omega$ ), exprimé en millimètres par seconde.

Figure 2 — Valeur du balourd spécifique résiduel maximal admissible correspondant à divers degrés de qualité d'équilibrage

## 6.4 Exigences de qualité d'équilibrage fondées sur la spécification de forces d'appui admissibles

Lorsque l'effet des forces de déséquilibre transmises aux paliers dans la structure de support est un problème majeur et que les limites de ces forces sont spécifiées, il faut en tenir compte lors de la détermination du balourd résiduel admissible.

La valeur du balourd admissible dans chaque plan de palier peut alors être dérivée directement des forces maximales admissibles dues au déséquilibre sur chaque palier. Si le rotor est équilibré dans une machine à équilibrer qui mesure le balourd résiduel dans les plans du palier, on peut directement appliquer ces valeurs. Cependant, si le balourd résiduel est mesuré dans d'autres plans, le balourd résiduel admissible dans ces plans peut être calculé au moyen des méthodes décrites au chapitre 7, en définissant  $U_{adm}$  comme la somme des balourds résiduels admissibles dans les plans des paliers.

NOTE — La dérivation du balourd résiduel admissible dans chaque plan de palier en termes de forces maximales admissibles dues au déséquilibre dans chaque palier dépend de nombreux facteurs comprenant la vitesse de régime, la répartition de la masse du rotor et la raideur du support de palier. Cependant, dans le cas particulier d'un rotor rigide supporté par des paliers rigides, le balourd résiduel admissible dans chaque plan de palier est égal à la force maximale admissible due au déséquilibre au niveau du même palier divisé par le carré de la vitesse angulaire à la vitesse de régime maximale.

## 7 Répartition du balourd résiduel admissible dans chaque plan de correction sur la base de $U_{adm}$

### 7.1 Généralités

Les exigences de qualité d'équilibrage peuvent être déterminées selon l'une des trois méthodes décrites au chapitre 6. Selon la méthode décrite en 6.2, les exigences de qualité d'équilibrage sont déterminées sous la forme de valeurs maximales admissibles du balourd résiduel dans chaque plan de correction, et aucune autre répartition n'est donc nécessaire. Cependant, l'utilisation de la méthode décrite en 6.1 (et dans certains cas l'utilisation de la méthode décrite en 6.3) donne la valeur totale du balourd résiduel admissible,  $U_{adm}$ , et implique donc une répartition dans chaque plan de correction si l'on utilise plus d'un plan de correction.

En règle générale, il convient de répartir  $U_{adm}$  dans les plans de correction de façon que le rapport des balourds résiduels par rapport aux plans des paliers soit équivalent aux charges dynamiques admissibles pour les paliers de fonctionnement. Par conséquent, si le rotor est équilibré dans une machine à équilibrer qui mesure le déséquilibre dans les plans des paliers de fonctionnement, la règle ci-dessus peut être directement appliquée. En règle générale, cependant, on mesure le balourd résiduel dans des plans autres que les plans des paliers de fonctionnement. En outre, il peut y avoir des exigences spéciales (par exemple émission de vibrations, bruit, limites de fatigue) qui nécessitent une répartition du balourd résiduel admissible entre les plans des paliers dans un rapport différent. C'est pourquoi le présent chapitre décrit un certain nombre d'autres méthodes permettant de déterminer ce balourd résiduel admissible au niveau de chaque plan de correction en termes de  $U_{adm}$ .

NOTE — Les charges dynamiques admissibles pour les paliers de fonctionnement peuvent être déduites des catalogues sur les paliers ou en connaissant la charge spécifique admissible, la longueur et le diamètre des paliers.

### 7.2 Équilibrage dans un seul plan

Pour les rotors ayant un plan de correction, le balourd résiduel permissible tel qu'il est mesuré dans ce plan est égal à  $U_{adm}$ .

### 7.3 Équilibrage dans deux plans

#### 7.3.1 Généralités

On trouvera un certain nombre de méthodes permettant de déterminer le balourd résiduel admissible dans un rotor ayant deux plans de correction en 7.3.2 et 7.3.3.

En 7.3.2 sont décrites trois méthodes simples qui permettent d'obtenir, dans pratiquement tous les cas, des balourds résiduels admissibles qui sont raisonnables et justifiables dans chaque plan de correction de telle sorte que pour toute relation de phase entre eux, les charges dynamiques maximales sur les deux paliers soient bien conformes au rapport de la charge statique du palier par le poids. Ces méthodes simples, quoique approximatives, ont été appliquées avec succès à de nombreux rotors.

La méthode décrite en 7.3.3.1 est tout à fait générale et peut être appliquée à tous les types de rotors. Cette méthode tient compte de la position des plans de correction et du cas le plus défavorable de la relation d'angle de phase entre les balourds résiduels dans les plans de correction.

Il y a certains types de rotors, tels que les rotors suspendus, dont les deux plans de correction sont situés sur la même saillie, où l'espacement des paliers est nettement plus important que la distance entre les plans de correction. Pour ces rotors, il peut y avoir une nette différence entre le balourd résiduel admissible pour le cas où le balourd résiduel dans les deux plans de correction est soit en phase, soit déphasé de  $180^\circ$ . Bien que l'on puisse appliquer la méthode décrite en 7.3.3.1 à ces rotors, on peut, dans certaines circonstances, arriver à avoir un rotor équilibré bien plus précis qu'il n'est nécessaire. Pour cette raison, une méthode avec laquelle on mesure le balourd résiduel dans d'autres plans ne coïncidant pas avec les plans de correction est décrite en 7.3.3.2. Cela permet de profiter d'une relation de phase favorable sans avoir à mesurer directement les angles de phase.

Les méthodes décrites donneront des résultats acceptables pour la plupart des rotors, mais dans quelques cas particuliers, les calculs peuvent donner des tolérances d'équilibrage si précises qu'elles sont irréalistes. Dans ces cas-là, il faut examiner dans quelle mesure ces tolérances peuvent être assouplies sans que l'on ne dépasse les capacités de charge des paliers ou d'autres paramètres limitatifs.

NOTE — Le choix de la méthode devrait être fait à la discrétion du fabricant du rotor.