
NORME INTERNATIONALE



1940

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

Qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation

Première édition — 1973-05-01

CDU 62-755

Réf. N° : ISO 1940-1973 (F)

Descripteurs : machine tournante, vibration, rotation, équilibrage, essai.

Prix basé sur 9 pages

AVANT-PROPOS

ISO (Organisation Internationale de Normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (Comités Membres ISO). L'élaboration de Normes Internationales est confiée aux Comités Techniques ISO. Chaque Comité Membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du Comité Technique correspondant. 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.

La Norme Internationale ISO 1940 a été établie par le Comité Technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*, et soumise aux Comités Membres en décembre 1969.

Elle a été approuvée par les Comités Membres des pays suivants :

Afrique du Sud, Rép. d'	Espagne	Pologne
Allemagne	Grèce	Royaume-Uni
Australie	Israël	Suède
Belgique	Italie	Suisse
Canada	Japon	Tchécoslovaquie
Danemark	Nouvelle-Zélande	Thaïlande
Egypte, Rép. arabe d'	Pays-Bas	U.S.A.

Le Comité Membre du pays suivant a désapprouvé le document pour des raisons techniques :

France

Qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation

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 déséquilibre. Naturellement, ce but ne peut être atteint que jusqu'à un certain point. Même après l'équilibrage, le rotor présente un déséquilibre résiduel. Ces recommandations se rapportent au déséquilibre résiduel admissible.

À l'aide des instruments de mesure disponibles de nos jours, le déséquilibre peut être maintenant réduit à des limites assez faibles. Toutefois, il ne serait pas économique d'exagérer les exigences de qualité. Jusqu'à quel point il y a lieu de réduire le déséquilibre et où se trouve un compromis économique et technique optimal sur la qualité d'équilibrage, peut, dans des cas individuels, être déterminé correctement, uniquement à l'aide de nombreuses mesures en laboratoire ou *in situ*.

Il n'est pas possible actuellement de tirer des conclusions concernant les déséquilibres 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 est influencée par de nombreux facteurs tels que la masse en vibration du bâti de la machine et de son assise, la rigidité de palier et de l'assise, la vitesse de fonctionnement voisine de diverses fréquences de résonance, etc. De plus, l'effet des déséquilibres varie avec leurs positions angulaires respectives (voir 3.2) et finalement les vibrations de la machine ne peuvent être, qu'en partie, dues à la présence du déséquilibre du rotor.

1 OBJET

La présente Norme Internationale fournit des recommandations en ce qui concerne la qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation, surtout par rapport au déséquilibre résiduel admissible en fonction de la vitesse maximale de fonctionnement.

Elle comprend un essai de classification des différents rotors typiques dans laquelle les groupes de rotors sont associés aux gammes de degrés de qualité d'équilibrage recommandés.

2 LIMITES D'APPLICATION

Conformément au Tableau, page 5, divers degrés de qualité d'équilibrage sont attribués aux différents groupes de rotors. Par conséquent, il est possible, à l'aide de la Figure 4, de déterminer le déséquilibre résiduel admissible particulier à chaque groupe de rotors en fonction de la vitesse maximale de fonctionnement. Ces degrés de qualité d'équilibrage recommandés reposent sur l'expérience acquise avec des rotors de types, de dimensions et de vitesse de fonctionnement divers. Ces valeurs sont valables pour les rotors rigides, c'est-à-dire rigides du point de vue de l'équilibrage¹⁾. Cette «rigidité» est exigée non seulement pour la vitesse de rotation dans la machine d'équilibrage, mais également pour toute la gamme de vitesses du rotor dans les conditions de service. Ultérieurement, des recommandations similaires seront préparées pour les rotors «flexibles» pour lesquels des flexions se produisent en fonction de la vitesse de rotation.

Ces recommandations n'ont pas pour but de servir de spécifications de réception 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. D'autre part, elles peuvent servir de base pour des recherches plus poussées, par exemple, lorsque, dans des cas particuliers, il est nécessaire de déterminer avec plus d'exactitude la qualité d'équilibrage requise. Si les limites recommandées sont respectées, des conditions de fonctionnement satisfaisantes peuvent très probablement être escomptées. Toutefois, il peut se présenter des cas où des dérogations à ces recommandations peuvent devenir nécessaires.

Les degrés de qualité d'équilibrage G ont pour but de présenter une classification de la qualité d'équilibrage afin de faciliter une compréhension mutuelle entre les parties intéressées.

3 QUESTIONS RELATIVES AU PROBLÈME DE L'ÉQUILIBRAGE

3.1 Représentation d'un état de déséquilibre

Un seul et même état de déséquilibre peut être représenté de diverses manières, comme indiqué sur les Figures 1 a) à 1 g). En général, les mesures donnent des valeurs

1) Pour les définitions, voir ISO 1925, *Terminologie de l'équilibrage*. (Actuellement au stade de projet.)

analogues correspondant à l'état de déséquilibre représenté sur la Figure 1 a) ou 1 b). La méthode de correction du déséquilibre a également lieu de cette manière, sauf pour les cas particuliers où une méthode de correction correspondant à la Figure 1 c) peut être appliquée. 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 1 d) peut alors être utile, S indiquant le centre de la masse du rotor ou de toute la machine, selon le but des recherches. Les représentations des Figures 1 e) et 1 f) peuvent être d'une utilité pratique lorsqu'il y a un transfert des déséquilibres dans différents plans de référence. La désignation la plus brève et la plus courante de déséquilibre quasi statique et du déséquilibre de couple est indiquée sur la Figure 1 f). La possibilité d'exprimer le moment de déséquilibre par un couple de déséquilibre dans deux plans arbitraires I et IIa est indiqué sur la Figure 1 g).

3.2 Effets de déséquilibre

Un corps en rotation déséquilibré provoque non seulement des forces sur ces paliers et leur 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 de la fondation.

Dans beaucoup de cas, le déséquilibre statique est de la plus grande importance par rapport au déséquilibre de couple, c'est-à-dire que 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, considérons 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, alors due au déséquilibre de couple, est plus grande que celle due à un déséquilibre statique, à condition que la somme des déséquilibres opposés dans les plans de correction représentant le déséquilibre de couple soit supérieur à une certaine fraction du déséquilibre statique supposée située au milieu, entre les paliers. En désignant par l la distance entre les paliers et par a celle des plans de correction, et si le déséquilibre statique résiduel admissible est U_R , les déséquilibres résiduels admissibles U_C formant le déséquilibre de couple sont ramenés à $U_C = U_R / 2a$.

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 moment de

déséquilibre résiduel le plus grand 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, c'est-à-dire s'ils ne sont pas supérieurs à la moitié de la valeur recommandée multipliée par la masse du rotor, alors il peut être escompté que l'équilibrage dans un plan est suffisant.

3.4 Rotors avec deux plans de correction

Si le rotor ne satisfait pas aux conditions indiquées ci-dessus 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 du couple (voir 3.2) ne pourrait pas être décelé.

Pour les rotors dont le centre de gravité se trouve dans le deuxième tiers de la distance entre les paliers, la moitié de la valeur recommandée du déséquilibre résiduel admissible (voir Figure 4) doit être prise pour chaque plan de correction si ces derniers sont équi-distants du centre de gravité. Pour d'autres rotors, il peut être nécessaire de déterminer la valeur recommandée en fonction de la répartition de la masse du rotor dans la mesure où la partie principale du rotor se trouve entre les plans de correction. Dans les cas exceptionnels, la répartition de la valeur recommandée doit être établie spécialement, en tenant compte des charges admissibles sur les paliers, par exemple.

3.5 Montages

Pour l'équilibrage, les rotors peuvent être fournis en pièces détachées, ou 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.

Le déséquilibre maximal dû aux tolérances d'ajustement et de forme est alors la somme des plus grands déplacements radiaux possibles dans les deux cas (respectivement dans la machine à équilibrer et dans les conditions de montage pour le fonctionnement) multipliée par la masse de l'élément considéré. De tels déplacements peuvent provenir, à la fois du jeu radial et du faux-rond aussi bien que du voile.

Par conséquent, les déséquilibres résiduels admissibles des éléments et les limites d'ajustement ainsi que les limites pour le faux-rond et le voile sont déterminés par la condition que la somme des déséquilibres occasionnés par ces causes ne doit pas dépasser la valeur recommandée pour ce type de rotor dans l'assemblage considéré. Naturellement, un rapport raisonnable doit être respecté entre les grandeurs des déséquilibres résiduels de chaque pièce et celles des déséquilibres dus aux inexactitudes

d'ajustement. Si la tolérance de déséquilibre 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, les éléments de raccordement tels que les boulons et les clavettes, peuvent être fixés sur une seule pièce ou bien répartis parmi les pièces. Toutefois, un accord doit être conclu en ce qui concerne la fixation de tels éléments.

4 MASSE DU ROTOR ET DÉSÉQUILIBRE RÉSIDUEL ADMISSIBLE

Généralement, plus la masse du rotor est importante, plus le déséquilibre admissible est grand. Il convient, par conséquent, d'établir un rapport entre le déséquilibre résiduel admissible U et la masse du rotor m . Le déséquilibre spécifique $e = U/m$ équivaut au déplacement du centre de gravité lorsqu'il y a coïncidence avec le plan de déséquilibre statique.

5 VITESSE DE FONCTIONNEMENT ET DÉSÉQUILIBRE RÉSIDUEL ADMISSIBLE

L'expérience pratique montre que, pour les rotors d'un même type, généralement, le déséquilibre spécifique admissible $e = U/m$ varie à l'inverse de la vitesse n du rotor dans la gamme limitée des vitesses considérées sur la Figure 4 pour le degré de qualité d'équilibrage respectif. À ce sujet, également, les données empiriques de statistique, pour les rotors du même type, conduisent à la relation suivante pour la vitesse circonférentielle :

$$en = \text{constante}$$

où l'équivalent

$$e\omega = \text{constante}$$

où e peut être considéré comme l'excentricité du centre de gravité dans le cas d'un déséquilibre statique. Ce rapport découle, également, de considérations pratiques de similitude mécanique en admettant que les contraintes dans le rotor et dans les paliers rigides sont les mêmes pour des rotors de forme géométrique similaire tournant à des vitesses périphériques égales. Les degrés de qualité d'équilibrage (figurant au Tableau et sur la Figure 4) reposent sur cette relation.

6 QUALITÉ D'ÉQUILIBRAGE

6.1 Degrés de qualité d'équilibrage

À partir des chapitres 4 et 5, les degrés de qualité d'équilibrage ont été établis, ce qui permet une classification des exigences de qualité. Chaque degré de qualité d'équilibrage G comprend une gamme de déséquilibres résiduels admissibles à partir d'une limite supérieure qui est donnée par une certaine valeur du produit $e\omega$ jusqu'à 0. Calculées en fonction de la vitesse

maximale de fonctionnement n , les limites supérieures de e sont indiquées sur la Figure 4. Les principaux degrés de qualité d'équilibrage G sont séparés les uns des autres par un facteur de 2,5. Un échelonnement plus fin peut être nécessaire dans certains cas, surtout lorsqu'un équilibrage de grande précision est nécessaire.

Les degrés de qualité d'équilibrage sont désignés conformément à la limite supérieure du produit $e\omega$ où $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, pour n mesuré en tours par minute et ω en radians par seconde et le produit $e\omega$ est donné en millimètres par seconde.

Exemple : Pour un rotor de degré de qualité d'équilibrage $G 6,3$, la valeur recommandée trouvée est $e = 20 \mu\text{m}$ si la vitesse maximale de fonctionnement est 3 000 tr/min. Par conséquent pour un rotor de 40 kg, symétrique dans le sens indiqué en 3.4, le déséquilibre résiduel admissible est 400 g·mm dans chacun des deux plans de correction.

6.2 Degrés de qualité d'équilibrage $G 1$ et $G 0,4$

Ces degrés extrêmes de qualité d'équilibrage sont très sensibles au développement progressif de la technique de l'équilibrage. Dans ces gammes la qualité d'équilibrage finale choisie constitue un compromis entre les exigences techniques et les réalisations actuelles. La limite choisie est généralement associée à l'état minimal de déséquilibre qui peut être raisonnablement reproduit.

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 l'équilibrage au degré de qualité d'équilibrage $G 1$, il peut être nécessaire d'équilibrer le rotor dans ses propres *paliers de service* alors que pour satisfaire au degré de qualité d'équilibrage $G 0,4$, l'équilibrage doit être effectué avec le rotor monté dans ses propres *logement et paliers, dans les conditions et à la température de service*. Pour le degré de qualité d'équilibrage $G 1$, au moins pour les vitesses de fonctionnement les plus élevées, une transmission de puissance sans joints universels est nécessaire. En général, pour le degré de qualité d'équilibrage $G 0,4$, un auto-entraînement est nécessaire.

6.3 Détermination expérimentale de la qualité d'équilibrage exigée

Afin de déterminer expérimentalement les valeurs admissibles de déséquilibre résiduel, les rotors du type examiné sont tout d'abord équilibrés avec l'état de déséquilibre résiduel minimal réalisable. De ce fait, des déséquilibres artificiels (masses d'essais) de valeur croissante sont fixés aux rotors (dans les conditions de service) jusqu'à ce que les effets de déséquilibre soient décelés au-dessus du niveau d'autres perturbations existantes, c'est-à-dire jusqu'à ce que ces déséquilibres affectent d'une façon notable la vibration, la régularité de la marche ou le fonctionnement de la machine. Dans le déséquilibre dans deux plans, les différents effets des déséquilibres de même phase et des

couples de déséquilibre doivent être considérés (voir 3.2 et 3.3). Si possible, cette estimation doit avoir lieu *in situ*. De plus, il faut prévoir une tolérance pour les changements qui se produisent en service.

7 SOURCES D'ERREURS DANS L'ÉQUILIBRAGE

7.1 Erreurs dues aux instruments de mesurage

Lorsque le fabricant procède à l'équilibrage et lors du contrôle d'équilibrage effectué à la livraison (c'est-à-dire par le client), il faut tenir compte des erreurs éventuelles provenant des *inexactitudes inhérentes aux méthodes et aux instruments de mesurage*. Dans le premier cas, il est indispensable de s'assurer que le déséquilibre résiduel est inférieur au déséquilibre maximal admissible approprié alors que dans le deuxième cas une valeur plus élevée peut être admise. La valeur des écarts admissibles en partant des valeurs de déséquilibre admises maximales choisies dépend de la qualité des instruments d'essais. Les limites suivantes pour les écarts dans chacun des deux cas peuvent être prises comme exemples :

Degré de qualité d'équilibrage	Écart admissible
G 2,5 à G 16	± 15 %
G 1	± 30 %
G 0,4	± 50 %

Si le contrôle du déséquilibre résiduel pour un rotor équilibré doit être effectué avec un écart admissible minimal, la méthode indiquée ci-après peut être suivie (voir Figure 2) :

Une masse d'essai de déséquilibre, équivalant à 5 ou 10 fois la valeur du déséquilibre résiduel supposé, est fixée au rotor dans diverses positions angulaires. Afin de supprimer l'éparpillement des mesures individuelles, il est avantageux de choisir 8 positions angulaires également espacées (c'est-à-dire des emplacements séparés de 45° les uns des autres). Les valeurs de déséquilibre lues sont alors enregistrées dans leurs positions angulaires respectives (voir Figure 2) et la courbe qui les rejoint doit se rapprocher d'une sinusoïde. La moyenne arithmétique des lectures de l'échelle donne la ligne horizontale de la Figure 2 qui peut être utilisée comme mesure du déséquilibre d'essai, tandis que l'amplitude de la courbe sinusoïdale est la mesure du déséquilibre résiduel véritable. Si aucune courbe sinusoïdale n'est obtenue, il peut être considéré que le déséquilibre résiduel existant se trouve déjà en deçà de la limite de reproductibilité.

Si la linéarité des lectures graduées est mise en doute, la série d'essais peut alors être répétée avec un déséquilibre d'essai qui a été réduit (ou augmenté) d'une quantité égale au déséquilibre résiduel supposé. La relation entre ces deux courbes sinusoïdales (c'est-à-dire la différence dans la valeur recommandée pour chaque position angulaire) présente alors des critères plus sûrs. Le contrôle doit s'effectuer séparément pour les deux plans de correction.

7.2 Erreurs dues à l'entraînement

Au moment de l'équilibrage, en général, et lors du contrôle du déséquilibre résiduel en particulier, il faut avoir présent à

l'esprit que de sérieuses erreurs peuvent se produire compte tenu des éléments d'entraînement (par exemple, arbres à cardan) qui sont fixés au rotor, ou compte tenu des dispositifs utilisés pour soutenir les rotors privés de leurs propres paliers.

La Figure 3 illustre les sources d'erreurs suivantes :

- effets de déséquilibre imputables aux éléments d'entraînement ou de soutien;
- erreurs de concentricité ou jeux des éléments d'entraînement ou de soutien;
- jeu entre les éléments d'entraînement ou de soutien et le rotor;
- erreurs d'excentricité du rotor à la pointe d'attachement relative au tourillon.

Les effets des erreurs en a) et b) peuvent être démontrés en effectuant des mesurages pour différentes positions angulaires des accouplements, par exemple, en faisant tourner l'arbre à cardan de 180° après le premier essai.

L'erreur en c) peut être déterminée par deux essais d'équilibrage où le jeu est éliminé dans deux directions opposées.

L'erreur en d), toutefois, ne peut être déterminée par l'équilibrage. Dans ce cas, la seule ressource est une rigoureuse exactitude dans la fabrication ou un essai dans les conditions de service avec des éléments d'accouplement comme décrit ci-dessus (Figure 2).

8 INDICATIONS SUR LES DESSINS OU LES NOTICES

En plus de la valeur du déséquilibre résiduel maximal admissible dans chaque plan de correction en grammes millimètres (ou indication de la masse du rotor, de la vitesse du fonctionnement, et du degré de qualité d'équilibrage), les dessins ou les notices présentés doivent contenir également des données précises en ce qui concerne le type des paliers et leur emplacement dans la machine d'équilibrage, les dispositifs d'entraînement, la vitesse de rotation pour l'équilibrage, les plans de correction, l'emplacement où doivent se trouver les masses de correction ainsi que des renseignements sur la façon d'enlever de la matière sans danger, en tenant compte de la résistance exigée ou d'autres considérations. Dans certains cas, des instructions peuvent être données en ce qui concerne la fabrication et l'état du montage du rotor lorsqu'il est prêt pour l'équilibrage (par exemple, avec ou sans volant, clavette ou élément analogue).

9 DEGRÉS DE QUALITÉ D'ÉQUILIBRAGE ET TYPES DE ROTORS

Le Tableau donne un essai de classification des différents types de rotors. Certaines gammes de degrés de qualité d'équilibrage sont associées aux différentes classes.

Les types de moteurs, de machines et de rotors figurant au Tableau sont des exemples tirés de l'expérience actuelle.

TABLEAU – Degrés de qualité d'équilibrage pour divers groupes de rotors rigides représentatifs

Degré de qualité d'équilibrage G	$e\omega$ 1) 2) mm/s	Types de rotors – Exemples généraux
G 4 000	4 000	Entraînement par vilebrequin ³⁾ des moteurs Diesel marins à vitesse lente ⁴⁾ , montage rigide, avec un nombre de cylindres impair.
G 1 600	1 600	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, des gros moteurs à deux temps.
G 630	630	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, des gros moteurs à quatre temps. Entraînement par vilebrequin, montage élastique, des moteurs Diesel marins.
G 250	250	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, des moteurs Diesel rapides ⁴⁾ à quatre cylindres.
G 100	100	Entraînement par vilebrequin des moteurs Diesel rapides ⁴⁾ avec six cylindres ou plus. Moteurs complets ⁵⁾ (à essence ou Diesel) pour voitures, camions et locomotives.
G 40	40	Roues de voitures, jantes de roues, ensemble de roues, arbres d'entraînement. Entraînement par vilebrequin, montage élastique des moteurs rapides ⁴⁾ à quatre temps (à essence ou Diesel) avec six cylindres ou plus. Entraînement par vilebrequin pour moteurs de voitures, camions et locomotives.
G 16	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 pour moteurs avec six cylindres ou plus dans des conditions particulières.
G 6,3	6,3	Eléments de machines de transformation. Engrenages de turbines marines principales (marine marchande) Tambours centrifuges. Ventilateurs. Montage de rotors avec turbines à gaz pour l'aéronautique. Volants. Impulseurs de pompes. Machines-outils et pièces de machines courantes. Armatures électriques normales. Pièces détachées de moteurs avec des exigences particulières.
G 2,5	2,5	Turbines à gaz et à vapeur y compris les turbines marines principales (marine marchande). Rotors de turbo-générateur rigides. Turbo-compresseurs. Entraînement de machines-outils. Armatures électriques grandes et moyennes avec des exigences particulières. Petites armatures électriques. Pompes à entraînement par turbines.
G 1	1	Entraînement de magnétophones et de phonographe (gramophone). Entraînement de meules. Petites armatures électriques avec exigences particulières.
G 0,4	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 ω en radians par seconde.

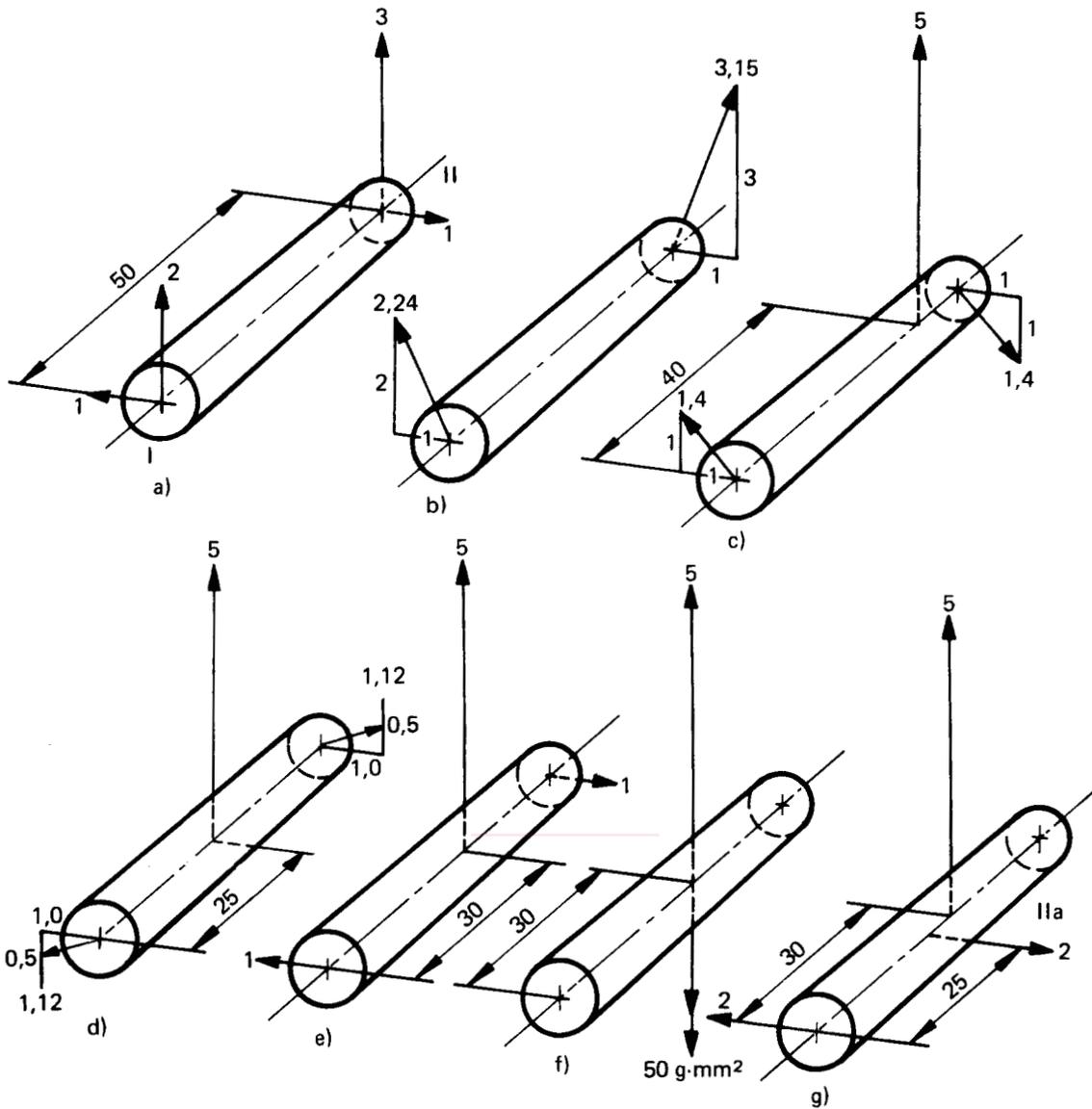
2) En général, pour les rotors rigides avec deux plans de correction, la moitié du déséquilibre résiduel recommandé doit être prise pour chaque plan; ces valeurs sont généralement valables pour n'importe lequel des deux plans choisi, mais l'état de déséquilibre peut devenir meilleur aux paliers (voir 3.2 et 3.4). Pour les rotors en forme de disques, la valeur recommandée entière est gardée pour un seul plan (voir chapitre 3).

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 Norme Internationale, 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 — Sauf indication contraire, les unités d'amplitude des vecteurs ou des composantes des vecteurs sont données en grammes millimètres. Les unités de longueur sont données en millimètres. Le centre de gravité est situé équidistant entre des plans de correction I et II.



- a) Deux composantes de déséquilibre dans chacun des plans de correction I et II.
- b) Un vecteur de déséquilibre dans chacun des plans de correction I et II.
- c) Un déséquilibre quasi statique ainsi qu'un couple de déséquilibre associé se rapportant aux deux plans de correction I et II. Le déséquilibre quasi statique peut être placé n'importe où, même dans un des plans de correction.
- d) Cas particulier de c) : La ligne d'action du déséquilibre quasi statique passe par le centre de gravité. Ainsi, le déséquilibre est statique. Il y a un couple d'équilibre associé.
- e) Un autre cas particulier de c) : Le déséquilibre quasi statique entrecoupe le plan des composantes de déséquilibre. Alors le couple de déséquilibre atteint sa valeur minimale et est placé dans un plan perpendiculaire au déséquilibre quasi statique.
- f) Représentation différente du cas e) : Le déséquilibre quasi statique avec une représentation vectorielle du déséquilibre de couple (règle de la main droite).
- g) Reporté dans les plans I et IIa, le même couple de déséquilibre minimal que dans le cas e), ainsi que le déséquilibre quasi statique associé.

FIGURE 1 — Diverses représentations de l'état de déséquilibre donné d'un rotor rigide avec plans de correction dans un système de référence pour un rotor arrêté

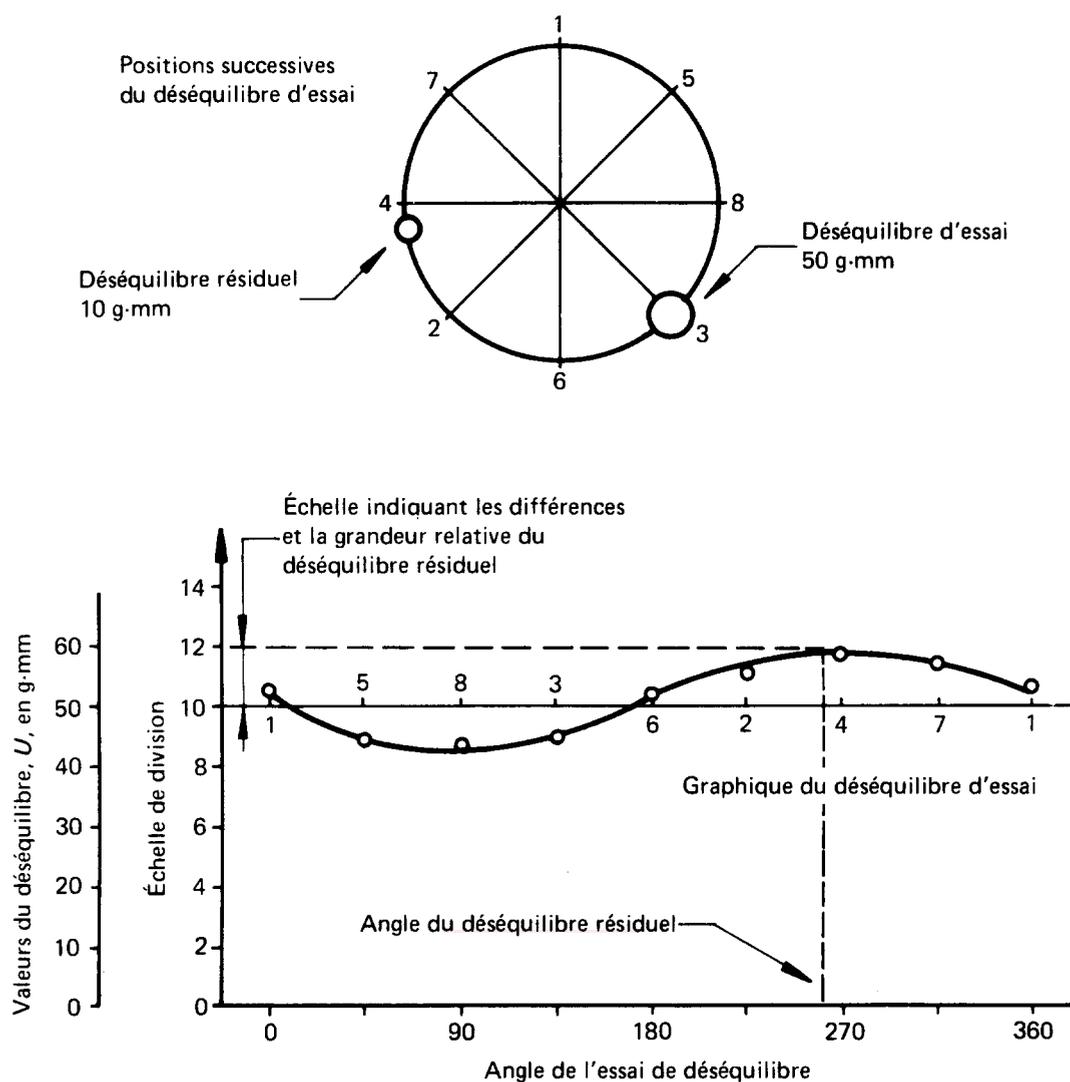


FIGURE 2 – Conduite de l'essai du déséquilibre résiduel

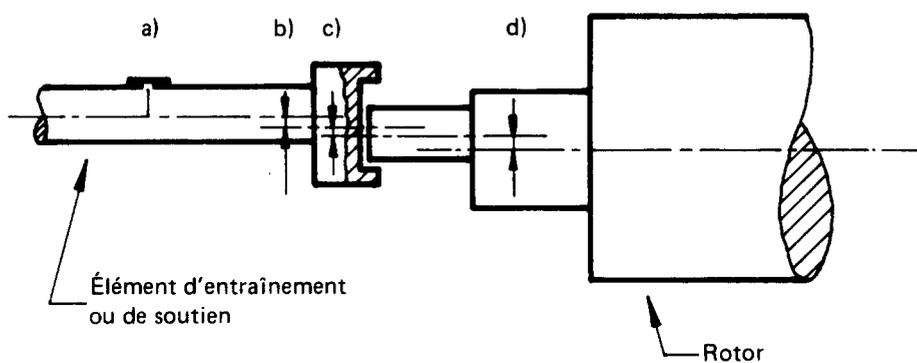


FIGURE 3 – Sources d'erreurs dues à l'accouplement des éléments d'entraînement

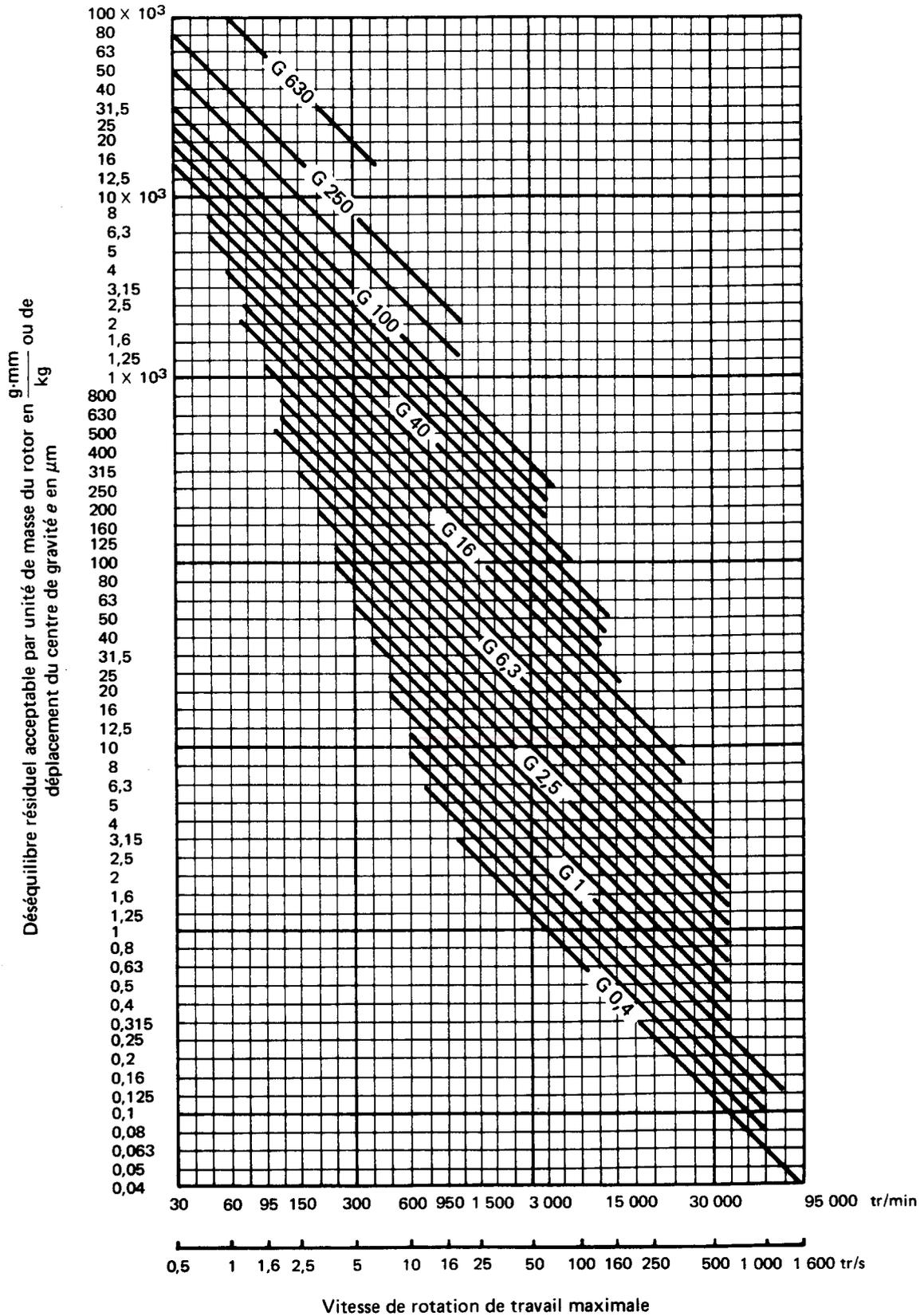


FIGURE 4 – Maximum du déséquilibre résiduel spécifique correspondant aux divers degrés de qualité d'équilibrage, G.