
Norme internationale



5343

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

Critères d'équilibrage pour les rotors flexibles

Criteria for evaluating flexible rotor balance

Première édition — 1983-10-01

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

[ISO 5343:1983](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e234ea11-d6f0-42cc-94fb-19501e2d0ba6/iso-5343-1983)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e234ea11-d6f0-42cc-94fb-19501e2d0ba6/iso-5343-1983>

CDU 62-253 : 62-755

Réf. n° : ISO 5343-1983 (F)

Descripteurs : équilibrage, rotor, définition, essai, généralité, mesurage, vibration, matériel d'équilibrage, classification.

Prix basé sur 9 pages

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 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 5343 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques*, et a été soumise aux comités membres en juin 1982.

Les comités membres des pays suivants l'ont approuvée :

ISO 5343:1983
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e234ea11-d6f0-42cc-94fb-19591e2d0764/iso-5343-1983>

Afrique du Sud, Rép. d'	Corée, Rép. de	Roumanie
Allemagne, R.F.	Égypte, Rép. arabe d'	Royaume-Uni
Autriche	Italie	Tchécoslovaquie
Belgique	Japon	USA
Canada	Nouvelle-Zélande	
Chine	Pays-Bas	

Le comité membre du pays suivant l'a désapprouvée pour des raisons techniques :

France

Critères d'équilibrage pour les rotors flexibles

0 Introduction

Le but de l'équilibrage d'un rotor quelconque est un fonctionnement satisfaisant de celui-ci lors de son installation *in situ*. Dans le présent contexte un « fonctionnement satisfaisant » signifie que seules des vibrations d'un niveau acceptable sont transmises à la machine par le balourd restant dans le rotor. Dans le cas d'un rotor flexible cela signifie aussi que seule une déformation d'amplitude acceptable se produit dans le rotor à n'importe quelle vitesse jusqu'à la vitesse de service maximale.

La plupart des rotors sont équilibrés par leurs fabricants avant montage de la machine, notamment parce que par la suite l'accès au rotor pourrait être limité. De plus, c'est souvent au stade de la finition du rotor et de son équilibrage que le rotor est approuvé par le client. Ainsi, bien que le but soit un fonctionnement satisfaisant *in situ*, la qualité d'équilibrage du rotor est habituellement estimée préalablement avec une machine à équilibrer. Le fonctionnement satisfaisant *in situ* est ordinairement jugé d'après les vibrations de toutes origines tandis qu'avec la machine à équilibrer, on étudie d'abord les effets constatés à chaque tour.

La présente Norme internationale montre comment on peut déduire les critères à utiliser pour la machine à équilibrer, soit des limites de vibrations spécifiées pour la machine montée et installée soit des limites de balourd spécifiées pour le rotor. Si l'on ne dispose pas de ces limites, la présente Norme internationale montre comment on peut les déduire de l'ISO 2372 ou de l'ISO 3945/ISO 2373 (si on désire avoir les limites en termes de vibration) ou de l'ISO 1940 (si on désire avoir les limites en termes de balourd résiduel admissible). L'ISO 1940 traite de la qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation et n'est donc pas directement applicable aux rotors flexibles car ceux-ci subissent des déformations par flexion importantes. Cependant, des méthodes sont décrites dans le chapitre 6 de la présente Norme internationale pour l'adaptation des critères de l'ISO 1940 aux rotors flexibles.

La présente Norme internationale doit être consultée conjointement avec l'ISO 5406.

Les valeurs données pour ces critères dans l'annexe A sont dérivées de l'ISO 2372 et les valeurs données en 6.2 et 6.3 sont basées sur les résultats de l'expérience pratique. Il est recommandé aux utilisateurs de comparer ces valeurs avec leur propre expérience. Au cas où des contradictions ou des omissions apparaîtraient, nous serions heureux de recevoir des commentaires sur les résultats de ces comparaisons.¹⁾

Les méthodes indiquées et les valeurs données pour ces critères sont les résultats d'expériences faites sur des machines industrielles courantes. Elles ne peuvent pas être directement applicables à du matériel spécialisé ou dans des circonstances particulières. Nous serions heureux également de recevoir des informations sur de telles exceptions.¹⁾

1 Objet et domaine d'application

La présente Norme internationale spécifie deux méthodes pour l'évaluation de la qualité d'équilibrage d'un rotor flexible sur une machine à équilibrer avant montage de la machine, en vue d'obtenir un fonctionnement satisfaisant du rotor après montage de la machine et son installation *in situ*. Si les tolérances d'équilibrage du rotor suggérées dans la présente Norme internationale sont obtenues au cours de la correction sur une machine à équilibrer, les limites des vibrations finales de la machine montée (selon l'ISO 2372 et l'ISO 3945) seront très probablement obtenues. En conséquence, les critères spécifiés sont ceux qui doivent être satisfaits lorsque l'on essaie le rotor sur la machine à équilibrer, mais ils sont dérivés de ceux qui sont spécifiés pour la machine dans son ensemble, lorsqu'elle est installée, ou bien de valeurs connues pour assurer un fonctionnement satisfaisant du rotor lorsqu'il est installé.

2 Références

ISO 1925, *Équilibrage — Vocabulaire.*

ISO 1940, *Qualité d'équilibrage des corps rigides en rotation.*

ISO 2041, *Vibrations et chocs — Vocabulaire.*

ISO 2372, *Vibrations mécaniques des machines ayant une vitesse de fonctionnement comprise entre 10 et 200 tr/s — Base pour l'élaboration des normes d'évaluation.*

ISO 2373, *Vibrations mécaniques de certaines machines électriques tournantes, de hauteur d'axe comprise entre 80 et 400 mm — Mesurage et évaluation de l'intensité vibratoire.*

ISO 3945, *Vibrations mécaniques des grandes machines tournantes dans la gamme des vitesses comprises entre 10 et 200 tr/s — Mesurage et évaluation de l'intensité vibratoire in situ.*

ISO 5406, *Équilibrage mécanique des rotors flexibles.*

¹⁾ Les commentaires doivent être adressés à l'organisme national de normalisation du pays d'origine pour transmission au secrétariat de l'ISO/TC 108.

3 Définitions

Les définitions de l'ISO 1925 ayant trait à l'équilibrage mécanique et plusieurs définitions de l'ISO 2041 ayant trait aux vibrations et chocs sont applicables dans le cadre de la présente Norme internationale. Pour faciliter la tâche de l'utilisateur de la présente Norme internationale, les termes et définitions suivants, identiques à ceux de l'ISO 1925, sont répétés.

3.1 rotor rigide : Un rotor est considéré comme rigide quand il peut être corrigé dans deux plans quelconques (choisis arbitrairement) et qu'après cette correction, son balourd ne dépasse pas d'une façon significative les tolérances d'équilibrage (relatives à l'axe de l'arbre) pour toutes vitesses jusqu'à la vitesse de service maximale et lorsqu'il tourne dans des conditions proches de celles définies par le système d'appui définitif. (Ces rotors sont considérés comme appartenant à la classe 1 telle qu'elle est définie dans l'ISO 5406.)

3.2 rotor flexible : Un rotor est flexible quand il ne satisfait pas à la définition 3.1, en raison de sa déformation de flexion. (Ces rotors sont considérés comme appartenant aux classes 2 à 5 inclus telles qu'elles sont définies dans l'ISO 5406.)

3.3 vitesse critique de flexion (d'un rotor) : Vitesse pour laquelle la flexion d'un rotor est maximale et telle que la flèche correspondante est plus importante que le déplacement des paliers.

3.4 mode principal de flexion (d'un rotor) : Pour les ensembles rotor/paliers non amortis, mode caractérisé par la déformation élastique que prend le rotor à l'une de ses vitesses critiques de flexion.

3.5 équilibrage modal : Opération d'équilibrage des rotors flexibles au cours de laquelle sont effectuées des corrections en vue de réduire les amplitudes de vibrations des différents modes principaux de flexion à des valeurs inférieures aux limites spécifiées.

3.6 balourd modal d'ordre n : Balourd qui n'affecte que le $n^{\text{ième}}$ mode principal de flexion d'un ensemble rotor/paliers.

NOTE — Le balourd modal d'ordre n n'est pas un balourd unique; il est caractérisé par une répartition $\vec{u}_n(z)$ des balourds au $n^{\text{ième}}$ mode principal. Il peut se définir sous forme mathématique par son effet sur le $n^{\text{ième}}$ mode principal par un vecteur de balourd unique \vec{U}_n , calculé d'après la formule :

$$\vec{U}_n = \int_0^l \vec{u}_n(z) \phi_n(z) dz$$

où $\phi_n(z)$ est la fonction modale.

3.7 balourd modal équivalent d'ordre n : Balourd unique minimal \vec{U}_{ne} , équivalent au balourd modal d'ordre n de par ses effets sur le $n^{\text{ième}}$ mode principal de la configuration de la déformation.

NOTES

1 \vec{U}_n et \vec{U}_{ne} sont liés par la relation $\vec{U}_n = \vec{U}_{ne} \phi_n(z_e)$, où $\phi_n(z_e)$ est la valeur de la fonction modale pour $z = z_e$ coordonnée axiale du plan transversal dans lequel \vec{U}_{ne} est appliqué.

2 L'ensemble des masses d'équilibrage réparties dans un nombre approprié de plans de correction et calculées de manière à agir sur le mode en question peut être désigné par les termes : « ensemble des balourds modaux équivalents d'ordre n ».

3 Les balourds modaux équivalents d'ordre n affectent d'autres modes que le $n^{\text{ième}}$.

3.8 tolérance de balourd modal : Pour un mode déterminé, grandeur maximale du balourd modal équivalent spécifiée, en dessous de laquelle un balourd affectant ce mode est considéré comme acceptable.

3.9 équilibrage à basse vitesse (concerne les rotors flexibles) : Méthode d'équilibrage à une vitesse pour laquelle le rotor à équilibrer peut être considéré comme rigide.

3.10 équilibrage à haute vitesse (concerne les rotors flexibles) : Méthode d'équilibrage à des vitesses pour lesquelles le rotor à équilibrer ne peut être considéré comme rigide.

4 Choix de la méthode

Il est de pratique courante, lorsque l'on évalue la qualité d'équilibrage d'un rotor flexible à l'usine, d'étudier la vibration par tour des supports de paliers ou des tourillons sur une machine à équilibrer ou sur un banc d'essai qui reproduit de manière raisonnable les conditions *in situ* auxquelles le rotor sera soumis (voir toutefois 5.4). Ceci est la méthode décrite au chapitre 5.

Une autre technique consiste à évaluer la qualité d'équilibrage en étudiant le balourd qui subsiste dans des plans de correction spécifiés. Ceci est la méthode décrite au chapitre 6. Pour les rotors de la classe 2¹⁾, l'évaluation peut être faite à basse vitesse sans qu'il soit du tout nécessaire d'utiliser une machine à équilibrer à grande vitesse.

Lorsque l'on emploie l'une ou l'autre des techniques décrites ci-dessus, il est également quelques fois possible, en se fondant sur l'expérience, de régler les niveaux d'acceptation de manière à permettre l'emploi de machines ou d'installations qui ne reproduisent pas fidèlement les conditions *in situ* et/ou la prise en compte de l'effet produit par l'accouplement à un autre rotor *in situ*.

Le choix entre l'emploi de la méthode décrite au chapitre 5 et l'emploi de la méthode décrite au chapitre 6 doit être laissé à la discrétion du fabricant du rotor.

5 Recommandations pour l'établissement de critères pour les vibrations admissibles en des points spécifiés de mesurage sur la machine à équilibrer

5.1 Généralités

Ce chapitre explique comment on peut déduire les niveaux admissibles de vibrations pour un tour, de l'intensité de vibrations demandée dans la spécification du produit. S'il n'existe

1) Voir le tableau figurant dans l'ISO 5406 pour les détails de la classification des rotors.

pas de spécification du produit décrivant les conditions de fonctionnement acceptables *in situ*, référence devrait être faite à l'ISO 2372, l'ISO 2373, l'ISO 3945 ou à tout autre document approprié.

Les valeurs numériques déduite conformément au présent chapitre ne sont pas prévues pour servir de spécifications d'acceptation, mais de guides. Utilisés de cette manière, elles permettront d'éviter de grosses déficiences ou des exigences qui ne sont pas réalistes.

Si l'on respecte convenablement les valeurs recommandées on peut espérer obtenir des conditions de fonctionnement satisfaisantes. Cependant, il peut exister des cas pour lesquels il est nécessaire de s'éloigner de ces recommandations.

Ces recommandations peuvent également servir de base pour des recherches plus détaillées, par exemple lorsque, dans certains cas particuliers, une détermination plus précise de la qualité d'équilibrage demandée est nécessaire.

5.2 Facteurs ayant une influence sur la vibration de la machine

Une vibration résultant du balourd du rotor est influencée par de nombreux facteurs tels que le montage de la machine et la déformation à l'intérieur du rotor. Lorsque des niveaux maximaux admissibles de vibrations sont définis dans les spécifications des produits, ils concernent généralement les vibrations globales *in situ* provenant de toutes les sources. La valeur citée pourrait donc inclure les vibrations provenant d'une multiplicité de sources de différentes fréquences et le fabricant devrait étudier quels sont les niveaux de vibrations qui peuvent être admissibles à partir du balourd seulement, afin de rester au-dessous du niveau global admissible de vibrations.

5.3 Vibrations de l'arbre

Afin d'améliorer la sensibilité de la mesure, l'évaluation des vibrations des paliers doit dans certains cas être accompagnée ou remplacée par l'évaluation des vibrations de l'arbre.

NOTE — Lorsque l'on évalue les vibrations du tourillon de l'arbre provenant du balourd, il faut tenir compte des facteurs tels que sortie de l'arbre, ovalité, rugosité de la surface du tourillon, effets magnétiques, etc.

5.4 Emplacements critiques et ensembles complexes de machines

On doit attacher une attention particulière aux niveaux de vibrations et aux déplacements statiques se produisant au niveau des points de jeu minimal, par exemple des joints étanches par procédés fluides, car les possibilités d'avarie en ces points sont plus grandes qu'en d'autres. Il faut se rendre compte que les conditions *in situ* peuvent modifier les formes modales et donc les niveaux de vibrations aux points de mesure (voir ISO 5406).

Les rotors qui doivent être assemblés en système multi-paliers accouplés de manière rigide, par exemple les groupes de turbines à vapeur, doivent être étudiés de manière particulière à ce point de vue. La grandeur du balourd et sa distribution sont des facteurs importants dans ces applications.

5.5 Cas spéciaux et exceptions

Il existe des cas exceptionnels où les machines sont prévues pour des usages spéciaux et comportent obligatoirement des caractéristiques qui affectent forcément les caractéristiques de vibrations. Les moteurs aéronautiques à réaction et les dérivés de ces moteurs utilisés pour des usages industriels en sont un exemple. Comme les moteurs de ce type sont prévus pour que leur poids soit minimal, les structures principales et les supports de paliers sont beaucoup plus flexibles que dans les machines industrielles courantes. Des dispositions particulières sont prévues dans la conception pour compenser les effets indésirables dus à cette flexibilité des supports et des essais très développés sont effectués afin de s'assurer, entre autres, que les niveaux de vibrations sont sûrs et acceptables pour l'utilisation prévue du moteur.

Pour de tels cas, où des essais approfondis ont montré que les caractéristiques de vibrations sont acceptables avant livraison des unités de production, il n'est pas prévu d'appliquer les recommandations du chapitre 5.

5.6 Limites de vibrations sur la machine à équilibrer

Si dans la spécification du produit pour un moteur une valeur d'intensité vibratoire admissible pour le support du palier est fixée, cette valeur doit être utilisée comme terme «X» tel qu'utilisé en 5.7 pour calculer les critères à utiliser dans la machine à équilibrer. Autrement on peut utiliser pour cela la valeur indiquée dans le tableau de l'annexe A. Dans les deux cas, cette valeur représentera habituellement l'intensité vibratoire de toutes sources.

NOTE — Certaines spécifications anciennes peuvent définir les limites de vibrations en termes autres que la vitesse de vibration, tels que déplacement ou accélération. La conversion de ces grandeurs en vitesse de vibration exige que l'on dispose d'une estimation du spectre de la vibration.

Pour évaluer les vibrations d'un rotor destiné à entrer dans la construction d'une machine, il faut effectuer les mesurages dans des conditions de support qui reproduisent de manière raisonnable les conditions dans lesquelles la machine terminée fonctionnera lorsqu'elle sera installée (voir ISO 5406).

Pour plusieurs raisons, les vibrations peuvent ne pas être les mêmes lorsqu'un rotor est essayé sur une machine à équilibrer, et lorsqu'il fonctionne *in situ*. Par exemple le rotor peut être supporté et monté de manières différentes.

5.7 Vibrations admissibles sur la machine à équilibrer

Les vibrations admissibles sur la machine à équilibrer doivent pouvoir être obtenues en multipliant les vibrations admissibles *in situ* par des facteurs de conversion comme suit :

$$Y = C_0 \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times X$$

où

X est la vitesse efficace de vibration admissible, dans la direction verticale ou horizontale, sur le support de palier *in situ* dans la gamme de vitesses de service (d'après la spécification du produit, ou autrement, d'après le tableau de l'annexe A);

Y est la vitesse efficace de vibration admissible dans la machine à équilibrer pour un tour et dans la gamme de vitesses de service;

C_0 est le rapport des vibrations du support du palier admissibles pour un tour aux vibrations globales du support du palier admissibles, ces dernières comprenant, par exemple, la vibration du roulement à billes *in situ* ou bien les vibrations de fréquences doubles propres à de nombreux générateurs ($C_0 < 1,0$, mais s'il n'est pas applicable, $C_0 = 1,0$);

C_1 est un facteur de conversion utilisé si le support du rotor et/ou les systèmes d'accouplement du rotor sont différents de ceux prévus dans les conditions *in situ* et il est défini comme étant le rapport des vibrations du support du palier du rotor pour un tour sur la machine à équilibrer aux vibrations du support du palier pour un tour de la machine montée *in situ* (s'il n'est pas applicable, $C_1 = 1,0$);

C_2 est un facteur de conversion utilisé si, sur la machine à équilibrer, on mesure les vibrations de l'arbre, et il est défini comme étant le rapport des vibrations de l'arbre par tour au niveau des paliers, ou tout près de ceux-ci, aux vibrations du support du palier pour un tour (si la vibration de l'arbre n'est pas mesurée, $C_2 = 1,0$);

C_3 est un facteur de conversion utilisé si on mesure les vibrations de l'arbre sur la machine à équilibrer, en un endroit de l'arbre présentant une déformation latérale maximale et il est défini comme étant le rapport de la déformation latérale maximale de l'arbre à la déformation de l'arbre à un endroit proche des paliers (s'il n'est pas applicable, ou bien si les vibrations de l'arbre sont mesurées au niveau des paliers ou en un endroit proche des paliers, $C_3 = 1,0$).

Les valeurs de ces facteurs de conversion peuvent varier beaucoup entre une installation et une autre et dépendront de la vitesse. Par exemple, le rapport entre les vibrations du palier et les vibrations du tourillon dépendra des fréquences de résonance du rotor et de la structure qui lui sert de support, de la viscosité du film d'huile et de l'amortissement. Certaines valeurs suggérées pour les facteurs de conversion, sont données dans l'annexe A. Si une vitesse critique d'une configuration particulière de l'ensemble rotor/machine à équilibrer coïncide avec la vitesse de service, il faut utiliser des valeurs plus élevées des facteurs de conversion correspondants.

NOTE — Un exemple de l'utilisation des valeurs données dans l'annexe A et des facteurs de conversion, est donné dans l'annexe C.

De plus, il convient de remarquer qu'une amplification modale des vibrations peut se produire aux vitesses critiques. En procédant à l'équilibrage, on cherche donc habituellement non seulement à limiter de façon satisfaisante ces vibrations dans les conditions de la gamme des vitesses de service, mais également à obtenir un passage facile par des vitesses critiques inférieures à la vitesse maximale de service. Pour ces vitesses, il est difficile d'établir actuellement des critères quantitatifs du fait de la nécessité de tenir compte de nombreux facteurs importants tels que l'amortissement, l'accélération à des vitesses criti-

ques, etc. Toutefois, il est admis qu'il serait souhaitable d'avoir des critères spécifiques et qu'il conviendrait de les établir à l'avenir en rassemblant les données d'expériences industrielles appropriées.

Dans les cas où on observe une déformation à la flexion au cours de l'accélération, due aux jeux ou aux contraintes du rotor/stator, la flexion d'un rotor aux vitesses critiques inférieures à la vitesse de service, doit être considérée en termes de déplacement crête à crête de la partie du rotor où le déplacement présente de l'importance.

6 Recommandations pour l'établissement de critères de balourd résiduel admissible dans des plan de correction spécifiés

6.1 Généralités

Les informations données dans ce chapitre résultent de l'adaptation de concepts présentés dans l'ISO 1940, et il n'est pas possible de tirer directement des conclusions en ce qui concerne le balourd admissible, à partir des documents existants traitant de l'évaluation des vibrations dans les machines tournantes. Habituellement, il n'existe pas de relation simple entre le balourd d'un 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 vibrante de l'enveloppe de la machine et de son bâti, la rigidité du palier et de l'assise, la proximité de la vitesse de service des différentes fréquences de résonance, et l'amortissement.

Les indications données ci-après résultent d'une première tentative pour établir des guides sur la qualité d'équilibrage exigée des rotors flexibles. Les valeurs données sont basées sur une quantité limitée de données d'expériences pratiques sur les différentes classes de rotors. Cependant si l'on tient convenablement compte des valeurs recommandées, on peut espérer obtenir des conditions de fonctionnement satisfaisantes. Néanmoins, les niveaux et les classifications suggérés ne représentent qu'un premier essai, et dans certains cas, il peut être nécessaire de s'éloigner de ces recommandations¹⁾.

Pour un rotor flexible particulier, les critères d'équilibrage utilisés dans le présent chapitre, sont dérivés des critères prévus dans l'ISO 1940 pour un rotor rigide équivalent, lequel est un rotor de même type que le rotor flexible considéré, tel que défini dans le tableau de l'ISO 1940.

Les valeurs numériques déduites conformément au présent chapitre ne sont pas prévues pour servir de spécification d'acceptation mais de guides. Utilisées de cette manière, elles permettront d'éviter de grosses déficiences ou des exigences qui ne sont pas réalistes.

6.2 Critères de balourd résiduel admissible pour les rotors de la classe 2

Le balourd résiduel pour tout rotor de la classe 2 complètement monté ne devrait pas dépasser le balourd résiduel recommandé dans l'ISO 1940 pour un rotor rigide équivalent.

1) Nous serions heureux de recevoir des informations sur toutes déviations de ce genre. Les commentaires doivent être adressés à l'organisme national de normalisation du pays d'origine pour transmission au secrétariat de l'ISO/TC 108 et il en sera tenu compte lors de la préparation des éditions ultérieures de la présente Norme internationale.

De plus, pour les rotors des sous-classes 2f, 2g et 2h, le balourd initial de la machine montée ne devrait pas dépasser la valeur calculée, lorsqu'elle est applicable, conformément aux annexes C et E de l'ISO 5406. Également, pour ces sous-classes de rotors, le balourd résiduel de chaque composant, ou lorsque cela est applicable le balourd résiduel pour chaque assemblage de composants, ne devrait pas dépasser la plus petite des deux valeurs suivantes :

- a) le balourd initial admissible de l'ensemble divisé par trois fois le nombre de composants;
- b) le balourd résiduel admissible de l'ensemble de la machine.

NOTE — Un exemple d'utilisation de cette méthode est donné dans l'annexe C.

6.3 Critères de balourd résiduel admissible pour les rotors de la classe 3

6.3.1 Classe 3A

Pour les rotors qui ne sont affectés, de manière importante, que par le premier balourd modal, alors, quelle que soit la répartition de leur balourd, le balourd résiduel ne devrait pas dépasser les limites suivantes, exprimées en pourcentage du balourd résiduel recommandé dans l'ISO 1940 pour un rotor rigide équivalent et fondé sur la vitesse la plus élevée du rotor :

- a) le premier balourd modal équivalent ne doit pas dépasser 60 %;
- b) si l'équilibrage est effectué à basse vitesse, le balourd résiduel total, comme pour un rotor rigide, ne doit pas dépasser 100 %.

6.3.2 Classe 3B

Pour les rotors qui ne sont affectés, de manière importante, que par le premier et le deuxième balourds modaux, alors, quelle que soit la répartition de leur balourd, le balourd résiduel ne doit pas dépasser les limites suivantes, exprimées en pourcentage du balourd résiduel total recommandé dans l'ISO 1940 pour un rotor rigide équivalent et fondé sur la vitesse de service la plus élevée du rotor :

- a) le premier balourd modal équivalent ne doit pas dépasser 100 %;
- b) le deuxième balourd modal équivalent ne doit pas dépasser 60 %;
- c) si l'équilibrage est effectué à basse vitesse, le balourd résiduel total, comme pour un rotor rigide, ne doit pas dépasser 100 %.

6.3.3 Classe 3C

Pour ces rotors, qui sont affectés, de manière importante, par plus que le premier et le deuxième balourds modaux, il est actuellement très difficile de fournir une recommandation quelconque.

Il conviendra de revoir ce paragraphe lorsque l'on aura acquis assez d'expérience pratique pour qu'il soit possible de faire des recommandations en ce qui concerne le balourd résiduel pour ces rotors.¹⁾

Voir également, ci-après, les notes de caractère général.

NOTES

- 1 Une méthode pour la détermination expérimentale du balourd modal équivalent est décrite dans l'annexe B.
- 2 Si la courbure des masses en porte-à-faux est importante, il faut corriger les pourcentages indiqués.
- 3 Pour les rotors des classes 3B et 3C, l'évaluation du balourd résiduel doit être faite comme indiqué dans l'ISO 5406.
- 4 Si la vitesse de service ou la gamme de vitesses de service est proche soit de la première, soit de la deuxième vitesse critique, il peut être nécessaire de modifier ces chiffres.
- 5 Les limites proposées ne donneront pas nécessairement des valeurs d'intensité vibratoire situées dans des limites normales de la gamme de vitesses allant de 80 à 120 % de n'importe quelle vitesse critique sur la machine à équilibrer. Si des vibrations amplifiées de ce type apparaissent, cela ne signifie pas nécessairement qu'un équilibrage plus précis est nécessaire car, par exemple, l'amortissement sur la machine à équilibrer est souvent beaucoup plus faible qu'*in situ*.
- 6 Quand on ne peut tenir compte sur la machine à équilibrer de tous les modes concernés (par exemple, en raison d'un nombre insuffisant de plans de correction), il faut prendre une décision en ce qui concerne les modes qui doivent être pris en compte pour l'équilibrage.

1) Nous serions heureux de recevoir des informations sur l'expérience pratique avec ces rotors. Ces informations doivent être adressées à l'organisme national de normalisation du pays d'origine pour transmission au secrétariat de l'ISO/TC 108.

Annexe A

Facteurs de conversion et valeurs de X pour l'équilibrage sur la machine à équilibrer

Description de la classification des machines

I — Parties individuelles des moteurs et des machines, solidaires de la machine montée dans les conditions de son fonctionnement normal.

II — Machines de dimensions moyennes sans fondations spéciales et moteurs ou machines (jusqu'à 300 kW) fixés de manière rigide sur des fondations spéciales.

III — Grands générateurs et autres grandes machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations rigides et lourdes lesquelles présentent une certaine rigidité dans la direction du mesurage des vibrations.

IV — Grands générateurs et autres grandes machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations présentant relativement peu de rigidité dans la direction du mesurage des vibrations.

Tableau

Classification des machines	Type de machines	Gamme de facteurs de conversion proposés				X^* mm/s
		C_0	C_1	C_2	C_3	
I	Surpresseurs	1,0	0,6 à 1,6	1,0	Si applicable $C_3 > 1,0$ autrement $C_3 = 1,0$	1,12
	Petits moteurs électriques jusqu'à 15 kW	1,0		1,0		
II	Machines à papier	0,7 à 1,0		2 à 6		1,8
	Machines électriques de dimensions moyennes, 15 à 75 kW	0,7 à 1,0		2 à 6		
	Machines électriques jusqu'à 300 kW sur fondations spéciales	0,7 à 1,0		2 à 6		
	Compresseurs	0,7 à 1,0		2 à 6		
	Petites turbines	1,0		2 à 6		
III	Gros moteurs électriques	0,7 à 1,0		2 à 5		2,8
	Pompes	0,7 à 1,0		2 à 6		
	Générateurs bipolaires	0,8 à 1,0		2 à 6		
	Turbines et générateurs multipolaires	0,9 à 1,0		2 à 6		
IV	Turbines à gaz (mais voir 5.5)	1,0		2 à 5		4,5
	Générateurs bipolaires	0,8 à 1,0	2 à 6			
	Turbines et générateurs multipolaires	0,9 à 1,0	2 à 6			

* Les valeurs de X peuvent être déduites de l'ISO 2372 et de l'ISO 3945 et utilisées conformément à 5.6. Les valeurs de X données dans le tableau représentent la valeur moyenne de la gamme d'intensité B de ces spécifications.

NOTES

- Il est recommandé aux utilisateurs de comparer ces valeurs avec leur propre expérience¹⁾.
- Lorsqu'on choisit un facteur de conversion C_1 supérieur à 1,0, les amplitudes de vibrations observées sur la machine à équilibrer sont supposées supérieures à celles observées sur la machine montée *in situ*. La signification de ce rapport doit être expliquée à l'acheteur et acceptée par lui comme faisant partie de la spécification d'achat.
- Si sur une machine à équilibrer on utilise des mesures de vibrations de l'arbre, les facteurs de conversion C_2 et C_3 dépendent du type de mesure de l'arbre (absolue ou relative). Habituellement, les facteurs de conversion liés aux mesures absolues de l'arbre sont plus importants que ceux qui correspondent aux mesures relatives de l'arbre.

1) Nous serions heureux de recevoir les commentaires ou les résultats de ces comparaisons. Ceux-ci doivent être adressés à l'organisme national de normalisation du pays d'origine pour transmission au secrétariat de l'ISO/TC 108.

Annexe B

Détermination expérimentale des balourds modaux équivalents

B.1 La méthode suivante peut être utilisée pour déterminer l'effet du balourd dans des modes particuliers afin d'évaluer le balourd modal équivalent résiduel qui reste dans le rotor.

B.2 Monter le rotor, dont on doit mesurer le balourd, sur une machine à équilibrer à paliers rigides ou sur n'importe quelle installation similaire à grande vitesse.

B.3 Faire tourner le rotor à une vitesse admissible, proche de la première vitesse critique de flexion et noter les lectures des vibrations ou des forces des paliers.

B.4 Ajouter une masse d'essai au rotor. Cette masse devrait être suffisamment importante pour avoir un effet significatif et elle devrait être placée sur l'axe pour avoir l'effet maximal sur le premier mode. Cette masse sera généralement située vers le centre du rotor. Relever les lectures des vibrations ou des forces des paliers à la même vitesse qu'au chapitre B.3.

B.5 À partir des lectures obtenues aux chapitres B.3 et B.4, calculer vectoriellement le premier balourd modal équivalent.

B.6 Enlever la masse d'essai.

B.7 Faire tourner le rotor à une vitesse admissible, proche de la deuxième vitesse critique, à condition qu'elle soit inférieure à la vitesse de régime admissible maximale. Noter les lectures des vibrations ou des forces des paliers.

B.8 Ajouter une masse d'essai au rotor. Cette masse devrait être suffisamment importante pour avoir un effet significatif et elle devrait être placée sur l'axe pour avoir l'effet maximal sur le deuxième mode. Relever les lectures des vibrations ou des forces des paliers à la même vitesse qu'au chapitre B.7.

B.9 À partir des lectures obtenues aux chapitres B.7 et B.8, calculer vectoriellement le deuxième balourd modal équivalent.

B.10 Continuer les opérations ci-dessus pour les modes successifs jusqu'à ce que l'on ait évalué les balourds équivalents dans tous les modes importants.

NOTES

1 Il peut ne pas être possible de s'approcher des vitesses critiques de certains des modes significatifs et de profiter ainsi de leur effet d'amplification dans l'identification des composants modaux. Dans ces cas, il sera nécessaire d'utiliser une technique appropriée pour séparer les effets modaux.

2 Pour l'évaluation des balourds modaux résiduels, il peut être souhaitable d'utiliser une configuration de masses d'essai afin de passer sans difficulté par les vitesses critiques inférieures. Si l'on procède ainsi, il faut combiner les effets de toutes les masses utilisées pour n'importe quel mode conformément à 3.6 et 3.7 pour déterminer le balourd équivalent approximatif dans chaque mode.