

NORME  
INTERNATIONALE

ISO  
22266-1

Deuxième édition  
2022-05

---

---

**Vibrations mécaniques — Vibration de torsion des machines tournantes —**

**Partie 1:  
Évaluation des groupes électrogènes  
à turbine à vapeur et à gaz due à  
l'excitation électrique**

*Mechanical vibration — Torsional vibration of rotating machinery —  
Part 1: Evaluation of steam and gas turbine generator sets due to  
electrical excitation*

ISO 22266-1:2022

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7102199b-4daf-4d95-88f5-b9274b735fa3/iso-22266-1-2022>



Numéro de référence  
ISO 22266-1:2022(F)

© ISO 2022

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

ISO 22266-1:2022

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7102199b-4daf-4d95-88f5-b9274b735fa3/iso-22266-1-2022>



**DOCUMENT PROTÉGÉ PAR COPYRIGHT**

© ISO 2022

Tous droits réservés. Sauf prescription différente ou nécessité dans le contexte de sa mise en œuvre, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie, ou la diffusion sur l'internet ou sur un intranet, sans autorisation écrite préalable. Une autorisation peut être demandée à l'ISO à l'adresse ci-après ou au comité membre de l'ISO dans le pays du demandeur.

ISO copyright office  
Case postale 401 • Ch. de Blandonnet 8  
CH-1214 Vernier, Genève  
Tél.: +41 22 749 01 11  
E-mail: [copyright@iso.org](mailto:copyright@iso.org)  
Web: [www.iso.org](http://www.iso.org)

Publié en Suisse

## Sommaire

Page

<b>Avant-propos</b> .....	<b>iv</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>v</b>
<b>1 Domaine d'application</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Références normatives</b> .....	<b>1</b>
<b>3 Termes et définitions</b> .....	<b>2</b>
<b>4 Termes abrégés et symboles</b> .....	<b>4</b>
4.1 Termes abrégés .....	4
4.2 Symboles .....	4
<b>5 Modélisation d'un système d'arbres et incertitudes</b> .....	<b>5</b>
5.1 Généralités .....	5
5.2 Modélisation du système d'arbres et du système électrique .....	5
5.2.1 Généralités .....	5
5.2.2 Modélisation des aubes élastiques .....	6
5.2.3 Modélisation des enroulements de rotor du générateur .....	7
5.2.4 Modélisation du réseau/d'une excitation .....	7
5.2.5 Modélisation de l'amortissement .....	7
5.2.6 Modélisation des boîtes d'engrenages .....	7
5.2.7 Modélisation des accouplements flexibles .....	8
5.3 Incertitudes des éléments de conception .....	8
5.4 Détermination des incertitudes de calcul .....	9
<b>6 Évaluation du système d'arbres</b> .....	<b>10</b>
6.1 Généralités .....	10
6.2 Évaluation des fréquences naturelles .....	12
6.2.1 Généralités .....	12
6.2.2 Marges de fréquences de torsion .....	13
6.2.3 Critères de fréquence naturelle .....	14
6.3 Évaluations des contraintes .....	17
6.3.1 Généralités .....	17
6.3.2 Critère d'expertise .....	18
6.3.3 Critère de contrainte/fatigue .....	18
<b>7 Calcul des vibrations de torsion du système d'arbres</b> .....	<b>18</b>
7.1 Généralités .....	18
7.2 Données de calcul .....	19
7.3 Résultats de calcul .....	19
7.4 Rapport de calcul .....	19
<b>8 Mesurage des vibrations de torsion du système d'arbres</b> .....	<b>19</b>
8.1 Généralités .....	19
8.2 Méthode de mesurage .....	19
8.3 Rapport de mesurage .....	20
<b>9 Exigences générales</b> .....	<b>20</b>
9.1 Responsabilités du fournisseur et du client .....	20
9.2 Critère d'acceptation .....	21
<b>Annexe A (informative) Techniques de mesurage des vibrations de torsion</b> .....	<b>22</b>
<b>Annexe B (informative) Exemples de marge de fréquences relatifs à la fréquence du réseau et à deux fois la fréquence du réseau pour des modes de système d'arbres</b> .....	<b>34</b>
<b>Annexe C (informative) Défauts électriques couramment enregistrés</b> .....	<b>36</b>
<b>Bibliographie</b> .....	<b>40</b>

## 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 en général 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. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (IEC) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les procédures utilisées pour élaborer le présent document et celles destinées à sa mise à jour sont décrites dans les Directives ISO/IEC, Partie 1. Il convient, en particulier, de prendre note des différents critères d'approbation requis pour les différents types de documents ISO. Le présent document a été rédigé conformément aux règles de rédaction données dans les Directives ISO/IEC, Partie 2 (voir [www.iso.org/directives](http://www.iso.org/directives)).

L'attention est appelée sur le fait que certains des éléments du présent document peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. L'ISO ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et averti de leur existence. Les détails concernant les références aux droits de propriété intellectuelle ou autres droits analogues identifiés lors de l'élaboration du document sont indiqués dans l'Introduction et/ou dans la liste des déclarations de brevets reçues par l'ISO (voir [www.iso.org/patents](http://www.iso.org/patents)).

Les appellations commerciales éventuellement mentionnées dans le présent document sont données pour information, par souci de commodité à l'intention des utilisateurs et ne sauraient constituer un engagement.

Pour une explication de la nature volontaire des normes, la signification des termes et expressions spécifiques de l'ISO liés à l'évaluation de la conformité, ou pour toute information au sujet de l'adhésion de l'ISO aux principes de l'Organisation mondiale du commerce (OMC) concernant les obstacles techniques au commerce (OTC), voir le lien suivant: [www.iso.org/iso/fr/avant-propos](http://www.iso.org/iso/fr/avant-propos).

Le présent document a été préparé par le Comité technique ISO/TC 108, *Vibrations et chocs mécaniques, et leur surveillance*, Sous-comité SC 2, *Mesure et évaluation des vibrations et chocs mécaniques intéressant les machines, les véhicules et les structures*.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition (ISO 22266-1:2009), qui a fait l'objet d'une révision technique.

Les principales modifications sont les suivantes:

- termes et définitions révisés pour prendre en compte des définitions données dans d'autres normes;
- concept d'évaluation perfectionné et documenté, déclarations contradictoires supprimées;
- recommandations sur les incertitudes de modélisation ajoutées;
- annexe améliorée pour donner des recommandations sur l'équipement de mesurage permettant de surveiller les vibrations de torsion;
- formulation de certains exemples révisée afin de rendre le contenu non ambigu.

Une liste de toutes les parties de la série ISO 22266 est disponible sur le site Internet de l'ISO.

Il convient d'adresser tout retour ou toute question concernant le présent document à l'organisme national de normalisation de l'utilisateur. Une liste exhaustive desdits organismes se trouve à l'adresse [www.iso.org/members.html](http://www.iso.org/members.html).

## Introduction

Pendant les années 1970, un certain nombre d'incidents majeurs se sont produits dans des installations de production d'énergie, qui ont été réputés causés par ou qui ont été attribués à des vibrations de torsion de rotor. Dans ces incidents, des rotors de générateur et certaines des longues aubes élastiques de turbine des rotors à BP ont été endommagés. En général, les incidents étaient dus à des modes de vibration du système d'arbres et d'aubes accouplés qui étaient en résonance avec les fréquences d'excitation électrique du réseau. Des enquêtes détaillées ont été réalisées, et il est devenu apparent que les modèles mathématiques utilisés à ce moment pour prévoir les fréquences naturelles de torsion du rotor n'étaient pas adéquats. En particulier, ils ne prenaient pas en compte, avec une précision suffisante, le couplage entre les longues aubes élastiques de turbine et la ligne de l'arbre. Des travaux de recherche avancés ont donc été réalisés pour analyser plus précisément les effets de couplage des aubes, du disque et de l'arbre, et des modèles de branche ont été développés pour prendre correctement en compte ces effets dans les calculs de fréquences naturelles de torsion d'un système d'arbres.

Dans les années 1980, des essais de torsion en usine ont été développés pour vérifier les fréquences naturelles de torsion prévues de rotors à BP. Ces essais en usine ont été très utiles dans l'identification de toutes actions correctives nécessaires avant que le produit n'entre en service. Cependant, il n'est pas toujours possible de soumettre à l'essai tous les éléments qui constituent le rotor assemblé. Par conséquent, à moins que des essais ne soient réalisés sur le système d'arbres sur site, certains écarts peuvent toujours exister entre le modèle du système global et la machine installée.

Il y a inévitablement une certaine incertitude concernant la précision des fréquences naturelles de torsion calculées et mesurées. Il est donc nécessaire de concevoir des fréquences naturelles de torsion du système d'arbres avec une marge suffisante par rapport aux fréquences du système de réseau pour compenser ces imprécisions, à moins que les modes ne soient insensibles aux couples d'excitation. Les marges acceptables varieront en fonction de la mesure dans laquelle toute validation expérimentale des fréquences de torsion calculées est réalisée. Il convient que les marges prennent aussi en compte la sensibilité des fréquences naturelles de torsion et l'excitabilité modale en ce qui concerne les incertitudes de modélisation. Le principal objectif du présent document est de fournir des lignes directrices pour la sélection de marges de fréquences pendant l'étape de conception et sur le système d'arbres complètement accouplés sur site. 2266-1-2022

En général, la présence d'une fréquence naturelle de torsion n'est importante que si elle coïncide avec une fréquence d'excitation et a une répartition modale permettant à de l'énergie d'être transférée dans le mode de vibration correspondant (résonance). Si l'une de ces conditions n'est pas satisfaite, la présence d'une fréquence naturelle n'est d'aucune conséquence pratique (par exemple qu'un mode de vibration particulier n'est pas important s'il ne peut pas être excité). Dans le contexte du présent document, l'excitation est due à des variations du couple électromécanique induit au niveau de l'entrefer du générateur. Tous modes de torsion du système d'arbres qui sont insensibles à ces couples d'excitation induits ne présentent pas un risque pour l'intégrité du générateur à turbine, indépendamment de la valeur de la fréquence naturelle de ce mode.



# Vibrations mécaniques — Vibration de torsion des machines tournantes —

## Partie 1:

# Évaluation des groupes électrogènes à turbine à vapeur et à gaz due à l'excitation électrique

## 1 Domaine d'application

Le présent document fournit des lignes directrices pour l'évaluation des fréquences naturelles de torsion et de la résistance des composants, dans des conditions de fonctionnement normales, pour le système d'arbres accouplés, y compris les longues aubes élastiques de rotor, de groupes générateurs à turbines à vapeur et à gaz. En particulier, les lignes directrices s'appliquent aux réponses en torsion du système d'arbres accouplés, à la fréquence du réseau et à deux fois la fréquence du réseau, dues à l'excitation électrique du réseau électrique auquel le groupe générateur à turbine est connecté. Les excitations à d'autres fréquences (par exemple fréquences sous-harmoniques) ne sont pas couvertes dans le présent document.

Aucunes lignes directrices ne sont données concernant la réponse aux vibrations de torsion provoquée par une excitation vapeur ou d'autres mécanismes d'excitation non liés au réseau électrique.

Lorsque les sections transversales d'arbre et les accouplements d'arbres ne remplissent pas les critères de résistance requis et/ou que les fréquences naturelles de torsion ne sont pas conformes aux marges de fréquences définies, d'autres actions doivent être définies pour résoudre le problème.

Les exigences incluses dans le présent document sont applicables aux

- a) groupes générateurs à turbine à vapeur connectés au réseau électrique, et
- b) groupes générateurs à turbine à gaz connectés au réseau électrique.

Des méthodes actuellement disponibles pour réaliser à la fois une évaluation analytique et une validation d'essai des fréquences naturelles de torsion du système d'arbres sont également décrites.

NOTE La vibration radiale (latérale, transversale) et axiale de groupes générateurs à turbine et/ou à gaz est traitée dans l'ISO 20816-2.

## 2 Références normatives

Les documents suivants sont cités dans le texte de sorte qu'ils constituent, pour tout ou partie de leur contenu, des exigences du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

ISO 2041, *Vibrations et chocs mécaniques, et leur surveillance — Vocabulaire*

ISO 11086, *Turbines à gaz — Vocabulaire*

IEC 60050-602, *Vocabulaire électrotechnique international — Chapitre 602: Production, transport et distribution de l'énergie électrique — Production*

### 3 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions donnés dans l'ISO 2041, l'ISO 11086 et la IEC 60050-602 ainsi que les suivants s'appliquent.

L'ISO et l'IEC tiennent à jour des bases de données terminologiques destinées à être utilisées en normalisation, consultables aux adresses suivantes:

- ISO Online browsing platform: disponible à l'adresse <https://www.iso.org/obp/>
- IEC Electropedia: disponible à l'adresse <https://www.electropedia.org/>

#### 3.1 aube élastique

aube qui est attachée à un arbre ou un disque et a des propriétés qui possèdent au moins une fréquence naturelle impactant le calcul des fréquences naturelles de torsion du système d'arbres

#### 3.2 arbre

composant rotatif principalement cylindrique portant un ou plusieurs éléments (par exemple disque, accouplement, aube)

#### 3.3 rotor

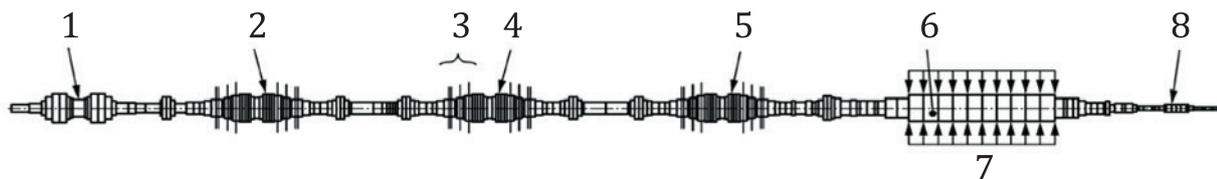
ensemble tournant (par exemple turbine à vapeur, turbine à gaz, générateur ou excitatrice HP, PI, BP) comprenant un ou plusieurs éléments (par exemple arbre, disque, accouplement, aube)

Note 1 à l'article: Normalement, plusieurs rotors sont assemblés en un système d'arbres du groupe générateur à turbine.

#### 3.4 système d'arbres

ensemble complètement connecté de tous les rotors, comprenant normalement au moins un rotor d'entraînement et un rotor de générateur (voir [Figure 1](#))

Note 1 à l'article: Lorsque les fréquences naturelles de torsion sont calculées, c'est le système d'arbres complet qui est pris en considération.



#### Légende

1	rotor HP	5	rotor BP 3
2	rotor BP 1	6	rotor de générateur
3	aubes	7	couple d'excitation appliqué
4	rotor BP 2	8	rotor d'excitation

Figure 1 — Système d'arbres consistant en six rotors

#### 3.5 ampleur des vibrations de torsion

déplacement angulaire oscillatoire maximal mesuré dans une section transversale perpendiculaire à l'axe de rotation du système d'arbres

### 3.6

#### **couple d'excitation**

couple produit par le générateur, l'excitatrice ou des composants entraînés, qui excite le(s) mode(s) de vibration de torsion du système d'arbres

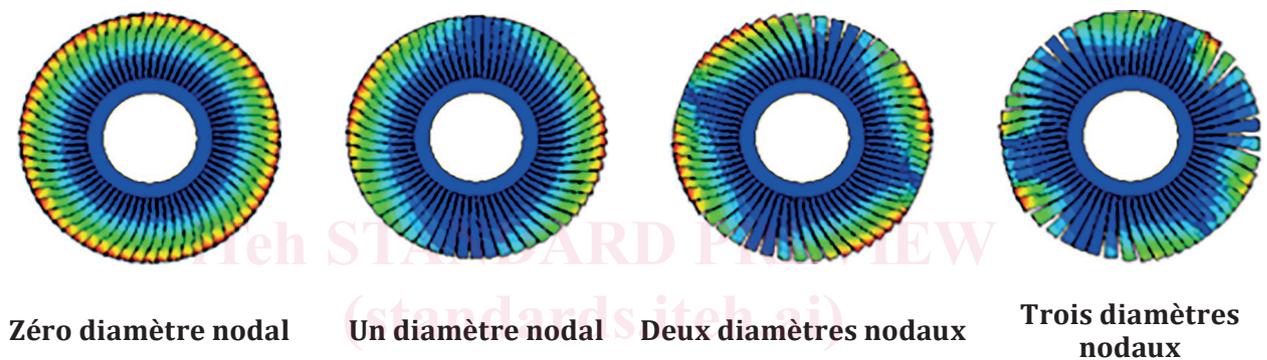
### 3.7

#### **mode à zéro diamètre nodal**

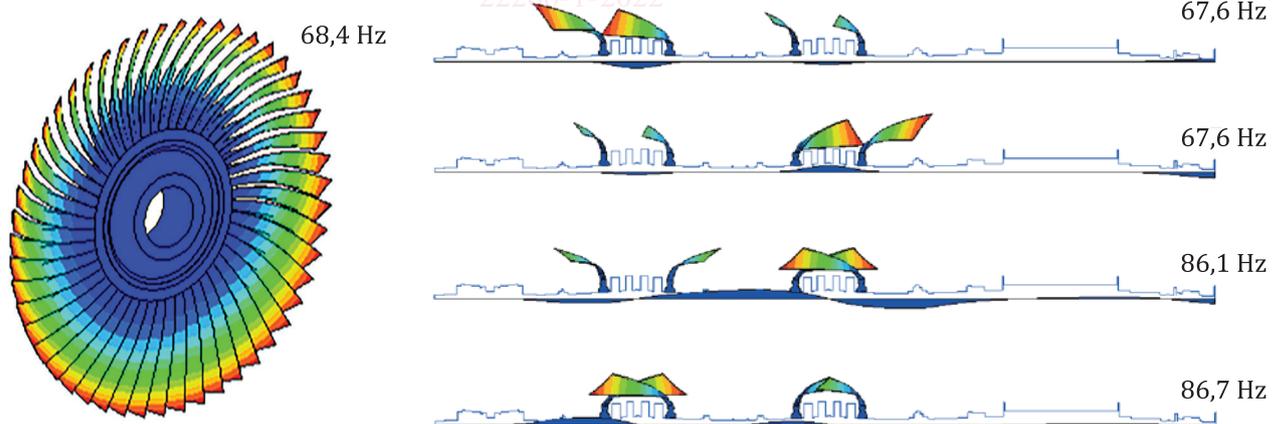
mode de vibration dans lequel toutes les aubes élastiques d'une grille particulière vibrent en phase les unes avec les autres (voir [Figure 2](#))

Note 1 à l'article: Lorsque l'arbre/le disque et les aubes élastiques se couplent dans des conditions dynamiques, le système combiné produit plusieurs fréquences avec la participation du mode d'aubes à zéro diamètre nodal, qui sont différentes des fréquences d'arbre et d'aubes individuelles (voir [Figure 3](#)). Ces modes sont souvent désignés modes tout en phase ou modes parapluie.

Note 2 à l'article: Pour calculer les fréquences naturelles d'une grille d'aubes, il convient qu'une section de l'arbre ou du disque soit incluse dans le modèle de grille d'aubes.



**Figure 2 — Illustration schématique de différents diamètres nodaux**



**a) Mode à zéro diamètre nodal non couplé d'un disque à aubes séparé**

**b) Modes couplés d'un ensemble arbre-disque-aubes**

Note 3 à l'article Dans les fréquences de l'ensemble arbre-disque-aubes, les deux premiers modes se produisent à la même fréquence, ce qui est dû aux décimales données. Des fréquences naturelles identiques sont théoriquement possibles si la ligne de l'arbre est totalement symétrique de gauche à droite. En pratique, ce n'est jamais le cas et il y aura toujours une petite différence entre les fréquences.

**Figure 3 — Illustration schématique d'un couplage dynamique arbre-disque-aubes**

3.8

**contrainte de torsion statique**

contrainte dans la section du système d'arbres considéré, due au couple moyen transmis

3.9

**contrainte de torsion dynamique**

contrainte dans la section du système d'arbres considéré, due aux vibrations de torsion, étant superposée à la contrainte de torsion statique transmise

**4 Termes abrégés et symboles**

**4.1 Termes abrégés**

CA	courant alternatif	NF	fréquence naturelle
CC	Courant continu	OEM	fabricant d'équipement d'origine
HP	haute pression	SSR	résonance sous-synchrone
PI	pression intermédiaire	SSTI	interaction de torsion sous-synchrone
BP	basse pression		

**4.2 Symboles**

$A_l$	variation de la fréquence du réseau inférieure
$A_u$	variation de la fréquence du réseau supérieure
$B_{l,i}$	mode spécifique de marge de séparation inférieure de mode $i$
$B_{u,i}$	mode spécifique de marge de séparation supérieure de mode $i$
$C_{l,i}$	mode spécifique d'incertitude de calcul inférieure de mode $i$
$C_{u,i}$	mode spécifique d'incertitude de calcul inférieure de mode supérieure $i$
$D_{l,i}$	mode spécifique d'incertitude de calcul réduite inférieure de mode $i$
$D_{u,i}$	mode spécifique d'incertitude de calcul réduite supérieure de mode $i$
$i$	numéro de mode
$x$	facteur de multiplication de la fréquence du réseau
$\Omega$	fréquence de rotation
$\Omega_n$	fréquence de rotation nominale
$\Omega_e$	fréquence du réseau nominale
$\Omega_{e,1}$	axe de fréquence du réseau
$\Omega_{e,2}$	deux fois l'axe de fréquence du réseau
$\omega_i(\Omega)$	fréquence naturelle calculée de mode $i$ (peut dépendre de la vitesse)
$\tilde{\omega}_i(\Omega)$	fréquence naturelle mesurée de mode $i$ (peut dépendre de la vitesse)

## 5 Modélisation d'un système d'arbres et incertitudes

### 5.1 Généralités

Étant donné l'excitation possible découlant du réseau électrique, il est nécessaire de concevoir les fréquences naturelles de torsion du système global à la fois pour la fréquence du système de réseau et pour deux fois la fréquence du système de réseau. Pour ces modes qui peuvent être excités par une oscillation de torsion du générateur et sont évalués comme étant critiques pour l'intégrité du système d'arbres, il doit y avoir une marge de fréquence suffisante par rapport à la fois à la fréquence du système de réseau et à deux fois la fréquence du système de réseau. Il s'agit là de la considération primordiale pour éviter tous problèmes de vibrations de torsion sur de grands générateurs à turbine.

Ces paramètres doivent être pris en compte lors de la définition de la marge de fréquences:

- a) incertitude de calcul due aux imprécisions dans les modèles mathématiques utilisés;
- b) validation expérimentale des fréquences naturelles de torsion du système à la fréquence de rotation nominale;
- c) marge requise entre les fréquences naturelles de torsion du système d'arbres et les fréquences d'excitation (fréquence du réseau et deux fois la fréquence du réseau);
- d) toutes excursions de la fréquence du réseau spécifiées/enregistrées;
- e) effets de la température de fonctionnement.

Les pièces mécaniques (par exemple accouplements frettés, boulons d'accouplement et aubes de turbine) qui sont connectées à l'arbre peuvent contribuer aux vibrations de torsion d'un système si elles ne sont pas adéquatement conçues du point de vue de la résistance et/ou réglées pour éloigner les fréquences naturelles des fréquences du réseau. [5.2](#) donne des détails concernant la modélisation des pièces mécaniques.

Des vibrations de torsion sévères peuvent conduire à une déformation plastique dans le système d'arbres, aboutissant à une fatigue du matériau qui, dans le pire des cas, peut provoquer une fissuration dans les composants du rotor (par exemple arbre, accouplements d'aubes). En fonction de l'ampleur de la déformation, le comportement de fonctionnement du groupe générateur à turbine peut être affecté de manière permanente.

### 5.2 Modélisation du système d'arbres et du système électrique

#### 5.2.1 Généralités

Les vibrations de torsion dans le système d'arbre sont les plus couramment excitées par des variations du couple électromécanique induit au niveau de l'entrefer du générateur, mais peuvent également être induites par des interactions rotor-stator dans le système de générateur à turbine et par des interactions fluide-structure dans la turbine.

En réalité, le groupe générateur à turbine et le système électrique auquel il est connecté forment un système électromécanique couplé. Afin de calculer le couple électromécanique induit au niveau de l'entrefer du générateur, le système électromécanique couplé est décomposé en des systèmes mécanique et électrique séparés, qui sont généralement modélisés indépendamment.

Le modèle du système électrique contient normalement seulement des informations basiques du système mécanique (par exemple inertie totale du système d'arbres ou modèle de masse localisée du système d'arbres avec quelques degrés de liberté). Avec ce modèle, le couple d'entrefer agissant sur le rotor de générateur est calculé et utilisé comme l'entrée d'excitation pour le modèle complet du système mécanique. Le modèle mécanique est utilisé pour calculer les fréquences naturelles du système et la contrainte et la fatigue provoquées par l'excitation du couple d'entrefer.

Une modélisation séparée est appropriée aux cas de charge où les systèmes électrique et mécanique n'interagissent pas, ou seulement marginalement, l'un avec l'autre. Il s'agit de la situation pour des cas de charge excitant le système d'arbres à la fréquence du réseau et à deux fois la fréquence du réseau (par exemple synchronisation hors phase, déséquilibre des charges). Cependant, elle n'est pas valable pour des cas de charge avec une forte interaction (par exemple résonance sous-synchrone) où le phénomène ne peut pas être modélisé ou modélisé seulement avec une précision médiocre.

Lorsque le groupe générateur à turbine est en fonctionnement dans des conditions stabilisées idéales impliquant des courants et des tensions triphasés équilibrés, les effets d'harmoniques supérieures sont négligeables et le couple électromagnétique appliqué au rotor dans l'entrefer du générateur est essentiellement un couple constant invariable qui transfère l'énergie mécanique à travers le générateur et électriquement au système d'alimentation. Dans de telles conditions idéales, il y aura normalement peu, voire pas de vibrations de torsion du rotor. Des vibrations de torsion se produisent par suite de perturbations du système d'alimentation transitoires ou en régime permanent non équilibré qui agissent pour induire des variations du champ magnétique dans l'entrefer du générateur et, par conséquent, du couple de sortie.

### 5.2.2 Modélisation des aubes élastiques

La forme des grilles d'aubes élastiques en mode à zéro diamètre nodal est telle que toutes les aubes d'une grille vibrent en phase les unes avec les autres. Une force tangentielle agissant sur le système d'arbres peut donc exciter des modes d'aubes ayant une composante tangentielle. De plus, une interaction modale a lieu entre les aubes, les disques et l'arbre de sorte que les fréquences naturelles résultantes du rotor assemblé ou du système d'arbres sont différentes de celles des composants individuels (voir [Figure 3](#)). Il est important de noter que pour d'autres modes d'aubes avec un nombre de diamètres nodaux autre que zéro, différents secteurs de la grille d'aubes vibrent en opposition de phase avec ceux des secteurs adjacents et ne sont donc pas excités par une oscillation de torsion du système d'arbres.

Pour des grilles d'aubes de faible hauteur et de moyenne hauteur (par exemple de turbines HP/PI, plusieurs premiers étages de turbines à BP ou plusieurs derniers étages de compresseurs de turbine à gaz), les fréquences des modes à zéro diamètre nodal les plus bas sont généralement éloignées des fréquences d'intérêt pour une analyse de torsion. Lors du calcul des fréquences naturelles du système d'arbres, ces aubes peuvent donc être considérées comme rigides et seules leurs inerties de torsion doivent être prises en compte.

Pour des aubes plus longues (par exemple les dernier et avant-dernier étages de la turbine à BP ou le premier étage d'un compresseur à turbine à gaz), les fréquences des modes à zéro diamètre nodal peuvent être à l'intérieur de la gamme de, ou suffisamment proches, de la fréquence du réseau et/ou de deux fois la fréquence du réseau afin d'affecter significativement les modes du système résultants, qui peuvent ensuite devenir critiques pour ce qui est de la torsion. Ces modes interagissent avec ceux des autres composants de telle manière que des modes couplés supplémentaires sont introduits avec différentes combinaisons de vibrations d'aubes en phase et en opposition de phase avec le système d'arbres. Dans des conditions défavorables, ces modes peuvent amplifier les contraintes d'arbre/d'aubes du fait de couples externes découlant de perturbations du réseau. Par conséquent, lors du calcul des fréquences naturelles du système d'arbres et des aubes, il est nécessaire de modéliser les longues aubes élastiquement pour en répliquer entièrement les modes à zéro diamètre nodal (tout en phase).

Si le mode à zéro diamètre nodal le plus bas de la grille d'aubes et du disque (ou de la section d'arbre à l'endroit de la grille d'aubes pour les rotors à tambour) est inférieur à 2,5 fois la fréquence nominale du système de réseau électrique (par exemple 125 Hz dans les pays où la fréquence nominale du réseau est 50 Hz et 150 Hz dans les pays où la fréquence nominale du réseau est 60 Hz), modéliser l'aube élastiquement doit être envisagé.

Autrement, les aubes peuvent être modélisées par leur inertie de torsion et il est seulement nécessaire de localiser l'inertie totale d'une grille d'aubes au niveau du point approprié dans le modèle arbre/disque.

Comme la charge centrifuge des aubes en rotation dépend de la vitesse, leurs fréquences naturelles dépendent également de la vitesse. Si de longues aubes sont modélisées élastiquement, les fréquences

naturelles du système d'arbres global deviennent donc elles aussi fonction de la vitesse. Lorsque le modèle d'aubes ne tient pas compte de leur dépendance à l'égard de la vitesse, il convient qu'il modélise la fréquence naturelle à la vitesse de rotation nominale. Dans ce cas, les marges B et C doivent être appliquées aux fréquences naturelles calculées à la vitesse de rotation nominale (voir 6.2).

### 5.2.3 Modélisation des enroulements de rotor du générateur

Une connaissance détaillée de la conception structurelle du rotor de générateur est nécessaire pour modéliser précisément sa rigidité. Les effets de la section de corps du rotor avec ses enroulements en cuivre et ses cales doivent aussi être pris en compte.

### 5.2.4 Modélisation du réseau/d'une excitation

Pour calculer le couple d'excitation agissant sur le générateur au niveau de la section d'enroulement, il est pratique courante d'utiliser des équations de court-circuit analytiques ou des modèles de réseaux numériques. Normalement, et à condition que tous les paramètres pertinents du système soient connus et permettent le calcul du couple d'entrefer pour des cas de charge où aucune équation analytique n'est disponible, les modèles de réseaux numériques ont une plus grande précision.

Sur la base des formes de mode de torsion individuelles du système d'arbres dans la zone des enroulements du rotor de générateur où le couple d'entrefer agit sur le système d'arbres, il est possible que certaines fréquences naturelles de torsion puissent être excitées par les phénomènes de SSR/SSTI pendant le fonctionnement. Ce comportement est basé sur l'interaction entre une ou plusieurs fréquences naturelles du système mécanique et une ou plusieurs fréquences naturelles du système électrique. Pour analyser des phénomènes de SSR/SSTI, un modèle numérique plus détaillé du système de réseau, y compris une représentation appropriée des modes de système d'arbres pertinents (par exemple modèle de masse localisée du système d'arbres avec quelques degrés de liberté), est requis. La modélisation et l'évaluation des phénomènes de SSR/SSTI ne relèvent pas du domaine d'application du présent document.

### 5.2.5 Modélisation de l'amortissement

L'amortissement global du système couplé électromécanique dépend d'un grand nombre de paramètres qui ne sont normalement connus que dans une mesure très limitée. Par conséquent, les rapports d'amortissement consignés dans la littérature varient considérablement d'approximativement 0,01 % à 1,0 %<sup>[4]</sup>. Cependant, les calculs doivent être réalisés avec des rapports d'amortissement prudents normalement inférieurs à 0,1 %. Au cours d'un événement de vibration, les valeurs d'amortissement peuvent varier avec le temps et la charge<sup>[5]</sup>.

Normalement, l'amortissement est choisi comme étant proportionnel aux propriétés de masse et de rigidité, ou les valeurs d'amortissement modal sont utilisées. Aucune recommandation générale ne peut être donnée sur l'approche de modélisation ou les valeurs d'amortissement à utiliser, car les valeurs d'amortissement dépendent de la conception du rotor, de la précision de fabrication et des conditions électriques et du réseau, qui peuvent varier pendant le fonctionnement.

### 5.2.6 Modélisation des boîtes d'engrenages

Les boîtes d'engrenages se couplent aux vibrations latérales, vibrations de torsion et, pour les boîtes hélicoïdales simples, vibrations axiales des systèmes d'arbres, provoquant une interaction entre les dynamiques latérale et de torsion. Dans ce cas, des paliers lisses peuvent apporter un amortissement considérable pour la vibration de torsion. Du fait de l'interaction avec les dents d'engrenage, la rigidité de l'engrenage dépend de la position angulaire des arbres et du couple transmis. La prise en compte de ces effets peut entraîner la nécessité de modèles non-linéaires très complexes, ce qui exige un effort immense pour évaluer le comportement dynamique du système d'arbres.

Dans de nombreux cas (par exemple si des accouplements flexibles sont utilisés), l'interaction entre vibrations de torsion, vibrations latérales et vibrations axiales peut être ignorée. Dans ce cas, le modèle de boîte d'engrenages doit prendre le rapport d'engrenage et les propriétés de rigidité et d'inertie de l'engrenage en compte.