
**Calcul de la capacité de charge des
engrenages cylindriques à dentures droite
et hélicoïdale — Application aux
engrenages grande vitesse et aux
engrenages d'exigences similaires**

*Calculation of load capacity of spur and helical gears — Application to high
speed gears and gears of similar requirements*



PDF — Exonération de responsabilité

Le présent fichier PDF peut contenir des polices de caractères intégrées. Conformément aux conditions de licence d'Adobe, ce fichier peut être imprimé ou visualisé, mais ne doit pas être modifié à moins que l'ordinateur employé à cet effet ne bénéficie d'une licence autorisant l'utilisation de ces polices et que celles-ci y soient installées. Lors du téléchargement de ce fichier, les parties concernées acceptent de fait la responsabilité de ne pas enfreindre les conditions de licence d'Adobe. Le Secrétariat central de l'ISO décline toute responsabilité en la matière.

Adobe est une marque déposée d'Adobe Systems Incorporated.

Les détails relatifs aux produits logiciels utilisés pour la création du présent fichier PDF sont disponibles dans la rubrique General Info du fichier; les paramètres de création PDF ont été optimisés pour l'impression. Toutes les mesures ont été prises pour garantir l'exploitation de ce fichier par les comités membres de l'ISO. Dans le cas peu probable où surviendrait un problème d'utilisation, veuillez en informer le Secrétariat central à l'adresse donnée ci-dessous.

© ISO 2000

Droits de reproduction réservés. Sauf prescription différente, 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 et les microfilms, sans l'accord écrit de l'ISO à l'adresse ci-après ou au comité membre de l'ISO dans le pays du demandeur.

ISO copyright office
Case postale 56 • CH-1211 Geneva 20
Tel. + 41 22 749 01 11
Fax + 41 22 749 09 47
E-mail copyright@iso.ch
Web www.iso.ch

Imprimé en Suisse

Sommaire

	Page
1	Domaine d'application..... 1
2	Références normatives..... 1
3	Termes, définitions et symboles 2
4	Application 5
5	Facteurs généraux d'influence..... 8
6	Calcul de la résistance à la pression de contact (piqûre)..... 17
7	Calcul de la résistance à la flexion des dents..... 24
Annexes	
A	Rigidité de la dent c' et c_γ 32
B	Caractéristiques particulières aux conceptions d'engrenages les moins communes 35
C	Valeurs guides pour le facteur d'application K_A 40
Bibliographie 43	

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 (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les Normes internationales sont rédigées conformément aux règles données dans les Directives ISO/CEI, Partie 3.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour vote. Leur publication comme Normes internationales requiert l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

L'attention est appelée sur le fait que certains des éléments de la présente Norme internationale 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.

La Norme internationale ISO 9084 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*, sous-comité SC 2, *Calcul de la capacité des engrenages*.

Les annexes A et B constituent des éléments normatifs de la présente Norme internationale. L'annexe C est donnée uniquement à titre d'information.

Introduction

Les méthodes de calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale vis-à-vis de la formation de piquûres et la résistance à la flexion sont indiqués dans l'ISO 6336-1, l'ISO 6336-2, l'ISO 6336-3 et l'ISO 6336-5. La présente Norme internationale est dérivée de l'ISO 6336-1, l'ISO 6336-2 et l'ISO 6336-3 de par l'utilisation des méthodes et hypothèses spécifiques qui sont considérées comme applicables aux engrenages industriels. Son application requiert l'utilisation des contraintes admissibles et des exigences sur les matériaux qui se trouvent dans l'ISO 6336-5.

Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Application aux engrenages grande vitesse et aux engrenages d'exigences similaires

1 Domaine d'application

Les formules spécifiées dans la présente Norme internationale sont destinées à établir une méthode uniformément acceptable pour calculer la résistance à la formation de piquûres et résistance à la flexion des engrenages à grande vitesse et des engrenages d'exigence similaires à denture droite ou hélicoïdale.

Les formules des capacités de charge de la présente Norme internationale ne sont pas applicables à d'autres types de détérioration de la denture des engrenages comme par exemple la déformation plastique, la formation de micro-piquûres, le grippage, l'effondrement de la couche cémentée, l'adhésion et l'usure et elles ne sont pas applicables dans des conditions de vibrations qui risquent d'entraîner une rupture imprévisible du profil. Les formules de résistance à la flexion s'appliquent aux ruptures au niveau du profil de raccordement, mais elles ne s'appliquent pas aux ruptures sur le profil actif des dents, aux ruptures de la jante, ou aux ruptures du corps de roue au travers du voile et du moyeu. La présente Norme internationale ne s'applique pas aux dents finies par forgeage ou frittage. Elle ne s'applique pas aux engrenages qui ont une marque de portée médiocre.

La présente Norme internationale fournit une méthode permettant de comparer différentes conceptions d'engrenages. Elle n'est pas destinée à assurer la performance des systèmes de transmission de puissance pour engrenage. Elle n'est pas destinée à l'utilisation par des concepteurs de mécanique générale. Par contre elle est destinée au concepteur d'engrenages expérimenté qui est capable de sélectionner des valeurs raisonnables pour les facteurs figurant dans ces formules en se fondant sur leurs connaissances de conception similaires et leur compréhension des effets des sujets discutés.

AVERTISSEMENT — L'utilisateur est mis en garde qu'il convient de confirmer par expérience les résultats calculés à partir de la présente Norme internationale.

2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente Norme internationale. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente Norme internationale sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de l'ISO et de la CEI possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

ISO 1122-1:1998, *Vocabulaire des engrenages — Partie 1: Définitions géométriques*.

ISO 1328-1:1995, *Engrenages cylindriques — Système ISO de précision — Partie 1: Définitions et valeurs admissibles des écarts pour les flancs homologues de la denture*¹⁾.

ISO 6336-1:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 1: Principes de base, introduction et facteurs généraux d'influence*.

ISO 6336-2:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 2: Calcul de la résistance à la pression de contact (piquûres)*.

1) Corrigée et réimprimée en 1997.

ISO 6336-3:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 3: Calcul de la résistance à la flexion en pied de dent.*

ISO 6336-5:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 5: Résistance et qualité des matériaux.*

3 Termes, définitions et symboles

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les termes et définitions donnés dans l'ISO 1122-1 s'appliquent. Pour les symboles, voir Tableau 1.

Tableau 1 — Symboles et abréviations utilisés dans la présente Norme internationale

Symbole	Désignation ou terme	Unité
a	entraxe ^a	mm
b	largeur de denture	mm
b_B	largeur de denture d'une hélice de roue à denture chevron	mm
B	largeur totale de denture d'une roue à denture chevron, y compris la gorge centrale	mm
c_γ	valeur moyenne de la rigidité totale par unité de largeur de denture	N/(mm·µm)
c'	rigidité de denture maximale d'une paire de dents par unité de largeur de denture (rigidité simple)	N/(mm·µm)
$d_{a1,2}$	diamètre de tête du pignon ou de la roue	mm
$d_{b1,2}$	diamètre de base du pignon ou de la roue	mm
$d_{f1,2}$	diamètre de pied du pignon ou de la roue	mm
d_i	diamètre intérieur de l'arbre du pignon	mm
$d_{w1,2}$	diamètre primitif de fonctionnement du pignon ou de la roue	mm
$d_{1,2}$	diamètre de référence du pignon ou de la roue	mm
$f_{t\alpha}$	écart de forme du profil (il est admis d'utiliser en lieu et, place de ce terme la valeur de l'écart de profil total F_{α} , si les tolérances utilisées sont conformes à l'ISO 1328-1)	µm
f_{ma}	désalignement d'engrènement dû aux écarts de fabrication	µm
f_{pb}	écart du pas de base apparent (les valeurs de f_{pt} peuvent être utilisées pour les calculs selon l'ISO 6336-1, avec des tolérances conformes à l'ISO 1328-1)	µm
f_{sh}	écart de l'hélice dû aux déformations élastiques	µm
$f_{H\beta}$	écart d'inclinaison d'hélice	µm
g_α	longueur de la ligne de conduite	mm
h	hauteur de dent	mm
h_{aP}	saillie du tracé de référence des roues cylindriques	mm
h_{fP}	creux du tracé de référence des roues cylindriques	mm
h_{Fe}	bras du moment de flexion pour application de la charge au point le plus haut de contact unique	mm
l	écartement des paliers (distance entre paliers)	mm
m^*	masse relative de la roue par unité de largeur de denture par rapport à la ligne d'action	kg/mm
m_n	module normal	mm
m_{red}	masse réduite de l'engrenage par unité de denture par rapport à la ligne d'action	kg/mm
m_t	module apparent	mm
$n_{1,2}$	vitesse de rotation du pignon ou de la roue	min ⁻¹

Tableau 1 — Symboles et abréviations utilisés dans la présente Norme internationale (suite)

Symbole	Désignation ou terme	Unité
n_{E1}	vitesse de résonance du pignon	min^{-1}
pr	protubérance de l'outil	mm
p_{bn}	pas de base normal	mm
p_{bt}	pas de base apparent	mm
q	surépaisseur de matériau pour la finition	mm
q_s	paramètre d'entaille	—
s_{pr}	dégagement de pied de dent	mm
s_{Fn}	corde de pied de dent à la section critique d'encastrement	mm
s_R	épaisseur de la jante	mm
u	rapport d'engrenage ^a $ u = z_2/z_1 \geq 1$	—
v	vitesse tangentielle (sans indice: au cercle de référence \approx vitesse primitive au cercle primitif de fonctionnement)	m/s
$x_{1,2}$	coefficient de déport d'outil du pignon ou de la roue	—
y_β	surépaisseur de rodage (désalignement équivalent)	μm
z_n	nombre de dents équivalent d'une roue à denture hélicoïdale	—
$z_{1,2}$	nombre de dents du pignon, de la roue ^a	—
C_a	dépouille de tête	μm
C_B	facteur du tracé de référence	—
C_R	facteur de corps de roue	—
E	module d'élasticité, module de Young	N/mm^2
F_m	charge moyenne apparente au cylindre de référence ($= F_t K_A K_v$)	N
F_t	charge tangentielle apparente (nominale) au cylindre de référence	N
$F_{t\text{ eq}}$	charge tangentielle équivalente au cylindre de référence	N
F_β	écart total de l'hélice	μm
$F_{\beta x}$	désalignement équivalent initial (avant rodage)	μm
J^*	moment d'inertie par unité de largeur de denture	$\text{kg}\cdot\text{mm}^2/\text{mm}$
K_v	facteur dynamique interne	—
K_A	facteur d'application	—
$K_{F\alpha}$	facteur de distribution transversale de la charge (contrainte au pied de la dent)	—
$K_{F\beta}$	facteur de distribution longitudinale de la charge (contrainte au pied de la dent)	—
$K_{H\alpha}$	facteur de distribution transversale de la charge (pression de contact)	—
$K_{H\beta}$	facteur de distribution longitudinale de la charge (pression de contact)	—
K_γ	facteur de répartition de charge (tient compte de la répartition inégale de la charge entre contacts pour des contacts multiples)	—
$M_{1,2}$	valeurs auxiliaires pour la détermination de $Z_{B,D}$	—
N	facteur de résonance	—
N_L	nombre de cycles	—
P	puissance transmise	kW
Ra	valeur arithmétique moyenne de rugosité (telle que spécifiée dans l'ISO 4287)	μm
Rz	rugosité moyenne crête à crête (telle que spécifiée dans l'ISO 4287)	μm
S_F	coefficient de sécurité contre la rupture de dent	—

Tableau 1 — Symboles et abréviations utilisés dans la présente Norme internationale (suite)

Symbole	Désignation ou terme	Unité
$S_{F \min}$	coefficient de sécurité minimal (rupture de dent)	—
S_H	coefficient de sécurité contre la formation de piqûres	—
$S_{H \min}$	coefficient de sécurité minimal (formation de piqûres)	—
$T_{1,2}$	couple sur le pignon (nominal); couple sur la roue (nominal)	Nm
Y_F	facteur de forme pour la détermination de la contrainte nominale au pied de dent lorsque la charge est appliquée au point le plus haut de contact unique	—
$Y_{R \text{ rel } T}$	facteur relatif de surface	—
Y_S	facteur de concentration de contrainte	—
Y_X	facteur de dimension (pied de dent)	—
Y_β	facteur d'angle d'hélice (pied de dent)	—
$Y_{\delta \text{ rel } T}$	facteur relatif de sensibilité à l'effet d'entaille	—
Z_V	facteur de vitesse	—
$Z_{B,D}$	facteurs de contact unique du pignon ou de la roue	—
Z_E	facteur d'élasticité	$\sqrt{N/mm^2}$
Z_H	facteur géométrique	—
Z_L	facteur de lubrifiant	—
Z_R	facteur de rugosité (formation de piqûres)	—
Z_W	facteur de rapport de dureté	—
Z_X	facteur de dimension (formation de piqûres)	—
Z_β	facteur d'angle d'hélice (formation de piqûres)	—
Z_ϵ	facteur de rapport de conduite (formation de piqûres)	—
α_n	angle de pression réel	°
α_t	angle de pression apparent	°
α_{wt}	angle de pression apparent au cylindre primitif de fonctionnement	°
α_P	angle de pression du tracé de référence pour les engrenages cylindriques	°
β	angle d'hélice (sans indice — au cylindre de référence)	°
β_b	angle d'hélice de base	°
ϵ_α	rapport de conduite apparent	—
$\epsilon_{\alpha n}$	rapport de conduite apparent d'engrenage cylindrique à denture droite équivalent	—
ϵ_β	rapport de recouvrement	—
ϵ_γ	rapport de conduite total ($\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$)	—
κ_β	facteur de rodage (désalignement équivalent)	—
ρ_{tP}	rayon du profil de raccordement du pied du tracé de référence pour les engrenages cylindriques	mm
ρ_F	rayon du profil de raccordement du pied de dent au niveau de la section critique	mm
σ_F	contrainte effective au pied de dent	N/mm ²
$\sigma_{F \text{ lim}}$	contrainte nominale de référence (flexion)	N/mm ²
σ_{FE}	contrainte admissible de référence (flexion)	N/mm ²
σ_{FG}	contrainte de flexion admissible modifiée	N/mm ²
σ_{FP}	contrainte de flexion admissible	N/mm ²
σ_{F0}	contrainte nominale au pied de dent	N/mm ²

Tableau 1 — Symboles et abréviations utilisés dans la présente Norme internationale (suite)

Symbole	Désignation ou terme	Unité
σ_H	contrainte de contact effective	N/mm ²
$\sigma_{H \text{ lim}}$	contrainte admissible de référence (contact)	N/mm ²
σ_{HG}	contrainte admissible de référence modifiée ($= \sigma_{HP} S_{H \text{ min}}$)	N/mm ²
σ_{HP}	contrainte de contact admissible	N/mm ²
$\omega_{1,2}$	vitesse angulaire du pignon ou de la roue	rad/s
^a Pour les engrenages extérieurs, a , u , z_1 et z_2 sont positifs, pour les engrenages intérieurs a , u et z_2 sont négatifs avec z_1 positif.		

4 Application

4.1 Conception, applications spécifiques

4.1.1 Généralités

Les concepteurs d'engrenages doivent savoir que les exigences pour des applications différentes varient de façon considérable. L'utilisation des méthodes de la présente Norme internationale pour les applications spécifiques exige une évaluation attentive de toutes les considérations applicables, en particulier:

- la contrainte admissible du matériau et le nombre de cycles de mise en charge;
- les conséquences du pourcentage éventuel de défaillances (taux de défaillance);
- le coefficient de sécurité approprié.

Il convient d'analyser par des méthodes générales de conception mécanique, les détails de conception pour éviter les ruptures provenant des points de concentration de contrainte dans le flanc des dents, l'écornage des sommets déduit et les fissures du corps de roue à travers le voile et le moyeu,

Toutes les variantes selon les points suivants doivent être consignées dans le rapport de calcul:

- a) Si une méthode de calcul plus affinée est souhaitée ou si la conformité avec les restrictions de 4.1 est impossible pour une raison quelconque, les facteurs pertinents peuvent être évalués selon la norme de référence ou toute autre norme d'application.
- b) Des facteurs déduits à partir d'une expérience fiable ou des données d'essai peuvent être utilisés à la place des facteurs individuels selon la présente Norme internationale. À cet égard, les critères pour la méthode A de 4.1.8.1 de l'ISO 6336-1:1996 sont applicables.

À d'autres égards, les calculs des caractéristiques nominales doivent être strictement conformes à la présente Norme internationale pour que les contraintes, les coefficients de sécurité, etc. puissent être classés selon la présente Norme internationale.

La présente Norme internationale reconnaît tous les engrenages grande vitesse et d'exigences similaires sous grande vitesse, les transmissions de puissance par engrenages utilisées dans l'industrie pétrolière, chimique et de gaz. Pour celles-ci, l'ISO 13691 s'applique.

La présente Norme internationale s'applique quand le corps de roue, les liaisons arbre/moyeu, les arbres, les paliers, les logements, les liaisons filetés, les fondations et les accouplements sont conformes aux prescriptions concernant la précision, la capacité de charge et la rigidité qui forment la base de calcul de la capacité de charge des engrenages.

Bien que la méthode décrite dans la présente Norme internationale soit surtout destinée à des fins de recalcul, par itération, elle peut aussi être utilisée afin de déterminer les capacités de charge des engrenages. L'itération se fait en sélectionnant une charge et en calculant le coefficient de sécurité correspondant contre la formation de piqûres, S_{H1} , pour le pignon. Si S_{H1} est supérieur à $S_{H \text{ min}}$, la charge est augmentée, s'il est inférieur à $S_{H \text{ min}}$, la charge est réduite.

Ainsi de suite jusqu'à ce que la charge choisie corresponde à $S_{H1} = S_{H \min}$. La même méthode est utilisée pour la roue ($S_{H2} = S_{H \min}$) ainsi que pour les coefficients de sécurité contre la rupture des dents $S_{F1} = S_{F2} = S_{F \min}$.

4.1.2 Données sur l'engrenage

La présente Norme internationale s'applique dans la limite des contraintes suivantes:

a) types d'engrenage

- roue à denture droite à profil développante de cercle, roue à denture hélicoïdale et roue à denture chevron à denture extérieure et à denture intérieure;
- pour les roues à denture chevron, il est supposé que la charge tangentielle totale est répartie équitablement entre les deux hélices. Si ce n'est pas le cas, par exemple en raison des forces axiales appliquées de l'extérieur, il faut en tenir compte. Les deux hélices sont traitées comme deux roues à denture hélicoïdale simples en parallèle;
- trains planétaires et autres trains à contacts multiples;

b) domaine des vitesses

n_1 égal ou supérieur à $3\,600 \text{ min}^{-1}$ (vitesse synchrone d'un moteur bipolaire à une fréquence de courant de 60 Hz); elle s'applique également aux engrenages de grande précision requis pour des prescriptions particulières à faibles vitesses;

c) précision des engrenages

classe de précision 6 ou meilleure selon l'ISO 1328-1 (affecte K_v , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ et $K_{F\beta}$);

d) domaine des rapports de conduite apparents d'engrenages à denture droite équivalents

$1,2 < \epsilon_\alpha < 2,5$ (affecte c' , c_γ , K_v , $K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ et $K_{F\beta}$);

e) domaine des angles d'hélice

β inférieur ou égal à 30° (affecte c' , c_γ , K_v , $K_{H\beta}$ et $K_{F\beta}$);

f) tracé de référence

aucune restriction²⁾, mais voir d).

4.1.3 Pignon et pignon arbré

La présente Norme internationale s'applique aux pignons arbrés ou aux pignons alésés montés symétriquement entre leurs paliers. Les pignons alésés seront supposés montés sur des arbres pleins ou creux tels que $d_i/d_{shi} < 0,5$ (cela affecte $K_{H\beta}$ et $K_{F\beta}$).

4.1.4 Corps de roue, jante de roue

La présente Norme internationale s'applique lorsque s_R , l'épaisseur de la jante de roue sous les pieds de dents de roues à denture intérieure ou extérieure est $> 3,5 m_n$.

2) À toutes fins utiles, on peut supposer dans la pratique que le tracé de référence de l'outil a des proportions égales à celles du tracé de référence de l'engrenage.

4.1.5 Matériaux

Ils comprennent les aciers (affecte Z_E , $\sigma_{H \text{ lim}}$, σ_{FE} , K_V , $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ et $K_{F\alpha}$). Pour les matériaux et leurs abréviations utilisées dans la présente Norme internationale, voir Tableau 2. Pour obtenir des informations sur d'autres matériaux, se reporter à l'ISO 6336-1, l'ISO 6336-2, l'ISO 6336-3 et l'ISO 6336-5.

Tableau 2 — Matériaux

Matériau	Abréviation
Acier, allié ou au carbone trempé à cœur ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)	V
Acier cimenté	Eh
Acier, trempé à la flamme ou par induction	IF
Acier de nitruration, nitruré	NT (nitr.)
Acier trempé à cœur et cimenté, nitruré	NV (nitr.)
Acier trempé à cœur et cimenté, nitrocarburé	NV (nitrocar.)

4.1.6 Graissage

Les méthodes de calcul sont valables à condition que les engrenages soient, à tout moment pendant leur fonctionnement, lubrifiés par un lubrifiant approuvé par le fabricant/concepteur des engrenages et que le lubrifiant soit maintenu à une température et à un débit tels que les températures utilisées comme hypothèse dans les calculs ne soient pas dépassées (cela affecte la formation du film de lubrifiant, c'est-à-dire les facteurs Z_L , Z_V et Z_R).

4.2 Coefficient de sécurité

Il est nécessaire de distinguer entre le coefficient de sécurité concernant la formation de piqûres, S_H , et le coefficient de sécurité concernant la rupture de dent, S_F .

Pour une application donnée, une capacité de charge adéquate pour les engrenages est assurée lorsque les valeurs calculées de S_H et S_F sont égales ou supérieures aux valeurs $S_{H \text{ min}}$ et $S_{F \text{ min}}$ respectivement.

Il convient de baser le choix du coefficient de sécurité sur le niveau de confiance en la fiabilité des données disponibles et les conséquences des défaillances éventuelles.

Les facteurs à prendre en compte sont les suivants:

- la valeur de la contrainte admissible utilisée dans le calcul qui est valable pour une probabilité de détérioration donnée (les valeurs données pour les matériaux dans l'ISO 6336-5 sont valables pour une probabilité de détérioration de 1 %);
- la qualité spécifiée et l'efficacité de la maîtrise du contrôle qualité à tous les stades de la fabrication;
- la précision des spécifications du service et des conditions externes;
- la rupture des dents qui est souvent considérée comme un risque plus grand que la formation de piqûres.

Par conséquent, il est recommandé de choisir une valeur de $S_{F \text{ min}}$ qui soit supérieure à celle de $S_{H \text{ min}}$. Il est recommandé que les valeurs minimales des coefficients de sécurité soient convenues entre l'acheteur et le fabricant.

Pour le calcul du coefficient de sécurité réel, voir 6.1.5 (S_H , formation de piqûres) et 7.1.4 (S_F , rupture de dents).

4.3 Données d'entrée

Les données suivantes doivent être disponibles pour les calculs:

a) données sur les roues dentées:

$a, z_1, z_2, m_n, d_1, d_{a1}, d_{a2}^{3)}, b, x_1, x_2, \alpha_n, \beta, \epsilon_\alpha, \epsilon_\beta$, profil du tracé de référence;

b) données de conception et de fabrication:

$C_{a1}, C_{a2}, Ra_1, Ra_2, Rz_1, Rz_2$;

précisions sur les matériaux, les duretés des matériaux et le traitement thermique, la classe de précision des roues dentées, la distance entre paliers, dimensions des roues, moments d'inertie polaire et massique du pignon et de la roue ainsi que les corrections du profil et de l'hélice;

c) données de fonctionnement:

P ou T ou F_t, n_1, v_1 , caractéristiques de fonctionnement des machines menantes ou menées.

Les données géométriques nécessaires peuvent être calculées selon les normes nationales.

Il est de règle que les informations à échanger entre le fabricant et l'acheteur comprennent des données précisant les préférences en matière de matériaux, la lubrification, le coefficient de sécurité et les forces extérieures en raison des vibrations et des surcharges (facteur d'application).

4.4 Équations numériques

Les unités énumérées à l'article 3 doivent être utilisées dans tous les calculs. Des informations pour faciliter l'utilisation de la présente Norme internationale sont données dans l'annexe C de l'ISO 6336-1:1996.

5 Facteurs généraux d'influence

5.1 Généralités

Les facteurs généraux d'influence $K_v, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{F\alpha}$ et $K_{F\beta}$, dépendent tous de la charge sur la dent. Il s'agit initialement de la charge appliquée (charge tangentielle nominale multipliée par le facteur d'application). Les facteurs sont également interdépendants et doivent, par conséquent, être calculés successivement de la manière suivante:

- K_v avec la charge tangentielle appliquée $F_t K_A$ (charge équivalente, trains à contacts multiples avec $F_t K_A K_\gamma^{4)}$;
- $K_{H\beta}$ ou $K_{F\beta}$ avec la charge recalculée $F_t K_A K_v$.

5.2 Charge tangentielle nominale, F_t , couple nominal, T , puissance nominale, P

La charge tangentielle nominale, F_t , est déterminée dans le plan apparent au niveau du cylindre de référence. Elle est basée sur le couple en entrée de la machine menée. Ce couple correspond à la condition de fonctionnement régulière la plus élevée. Une autre solution consiste à utiliser comme base le couple nominal de la machine motrice s'il correspond au couple prescrit de la machine menée, ou toute autre base appropriée peut être choisie.

3) Lorsque les sommets de dents sont chanfreinés ou arrondis, remplacer $d_{N1,2}$ par $d_{a1,2}$.

4) La charge tangentielle totale, dans le cas de trains d'engrenages ayant des contacts multiples (trains planétaires ou trains d'engrenages à couple divisé), n'est pas répartie de manière tout à fait uniforme sur les différents contacts (en fonction de la conception, de la vitesse tangentielle et de la précision de fabrication). Ceci est à prendre en compte en introduisant un facteur de répartition K_γ pour suivre K_A et, le cas échéant réglé, autant que nécessaire, la charge tangentielle moyenne par contact.

$$F_t = \frac{2\,000\,T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{19\,098 \times 1\,000P}{d_{1,2}n_{1,2}} = \frac{1\,000P}{v} \quad (1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t d_{1,2}}{2\,000} = \frac{1\,000P}{\omega_{1,2}} = \frac{9\,549P}{n_{1,2}} \quad (2)$$

$$P = \frac{F_t v}{1\,000} = \frac{T_{1,2} \omega_{1,2}}{1\,000} = \frac{T_{1,2} n_{1,2}}{9\,549} \quad (3)$$

$$v = \frac{d_{1,2} \omega_{1,2}}{2\,000} = \frac{d_{1,2} n_{1,2}}{19\,098} \quad (4)$$

$$\omega_{1,2} = \frac{\pi n_{1,2}}{30} = \frac{2\,000v}{d_{1,2}} = \frac{n_{1,2}}{9\,549} \quad (5)$$

5.3 Charge non uniforme, couple non uniforme, puissance non uniforme

Lorsque la charge transmise n'est pas uniforme, il convient de tenir compte non seulement de la pointe de charge et du nombre prévu de cycles mais également des charges intermédiaires et de leur nombre de cycles. Ce type de charge est classé comme un *régime de travail* et il est admis de le représenter par un spectre de charge. Dans ces conditions, l'effet cumulé de fatigue du régime de travail est pris en compte pour calculer la capacité nominale de l'engrenage. L'ISO/TR 10495 fournit une méthode de calcul de l'effet des charges dans de telles conditions.

5.4 Charge tangentielle maximale, $F_{t\max}$, couple maximal, T_{\max} , puissance maximale, P_{\max}

Il s'agit de la charge tangentielle maximale $F_{t\max}$ (ou le couple correspondant T_{\max} , la puissance correspondante P_{\max}) dans la plage de régime de travail variable. Son amplitude peut être limitée par un embrayage de sécurité appropriée. $F_{t\max}$, T_{\max} , et P_{\max} doivent être connus lorsqu'il est nécessaire de déterminer la sécurité contre les détériorations dues aux formations de piqûres et aux ruptures soudaines de dents résultant d'une charge qui correspond à la limite de contrainte statique (voir 5.5).

5.5 Facteur d'application, K_A

5.5.1 Généralités

Le facteur K_A est utilisé pour ajuster la charge nominale F_t , afin de compenser les charges additionnelles subies par les engrenages dues à des sources extérieures. Ces forces supplémentaires dépendent, dans une large mesure, des caractéristiques des machines menante et menée ainsi que des masses et de la rigidité du système, y compris les arbres et les accouplements utilisés en service.

Il est recommandé que l'acheteur et le fabricant/concepteur conviennent de la valeur du facteur d'application.

5.5.2 Méthode A — Facteur K_{A-A}

K_A est déterminée dans cette méthode par des mesures précises et une analyse globale du système ou sur la base d'une expérience en service dans le domaine d'application concerné (voir 5.3).

5.5.3 Méthode B — Facteur K_{A-B}

Si aucune donnée fiable, obtenue comme décrit en 5.5.2, n'est disponible, voire même dès la première phase de conception, il est possible d'utiliser les valeurs guides données pour K_A dans l'annexe C, en utilisant un coefficient de sécurité minimal de 1,25.

5.6 Facteur dynamique interne, K_v

5.6.1 Généralités

Le facteur dynamique est le rapport de la charge totale sur les dents, y compris les effets dynamiques internes, sur la charge tangentielle transmise par les dents.

La présente Norme internationale utilise la Méthode B de l'ISO 6336-1:1996.

Dans cette méthode, l'engrenage est supposé constitué d'un système élastique élémentaire de masse unique et d'un ressort, formé des masses combinées du pignon et de la roue ainsi que la rigidité totale des dents en contact. On suppose également que chaque engrenage fonctionne comme un engrenage à simple étage, ce qui signifie que, dans un système d'engrenage multi-étages, l'influence des autres étages n'est pas prise en compte. Cette hypothèse est valable lorsque la rigidité en torsion (mesurée au rayon de base des roues) de l'arbre commun à une roue et à un pignon est inférieure à la rigidité d'engrènement. Voir 5.6.3 et l'article B.1 pour la méthode relative aux arbres très rigides.

Les forces dues aux vibrations de torsion des arbres et des masses accouplées ne sont pas prise en compte par K_v . Il convient que ces forces soient prises en compte avec d'autres forces appliquées de l'extérieur (par exemple avec le facteur d'application).

Il existe dans les trains à contacts multiples plusieurs fréquences propres. Celles-ci peuvent être supérieures ou inférieures à la fréquence propre d'un seul engrenage à un seul contact. Lorsque de tels engrenages tournent dans la plage supercritique, il est recommandé d'effectuer l'analyse par la Méthode A. Voir 6.3.1 de l'ISO 6336-1:1996.

La charge spécifique pour le calcul de K_v est $(F_t K_A) / b$ ou alternativement F_{teq} / b .

Si $(F_t K_A) / b > 100$ N/mm, alors $F_m / b = (F_t K_A) / b$

Si $(F_t K_A) / b \leq 100$ N/mm, alors $F_m / b = 100$ N/mm

Identique pour F_{teq} / b .

Lorsque la charge spécifique $(F_t K_A) / b < 50$ N/mm, il existe un risque particulier de vibration (dans certaines circonstances, avec séparation des flancs actifs des dents), surtout pour les engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale de précision grossière fonctionnant à des vitesses élevées.

5.6.2 Calcul des paramètres nécessaires à l'évaluation de K_v

5.6.2.1 Calcul de la masse réduite, m_{red}

a) Calcul de la masse réduite, m_{red} , d'un engrenage à un seul étage

$$m_{red} = \frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2} \text{ avec } m_{1,2}^* = \frac{J_{1,2}^*}{r_{b1,2}^2} \quad (6)$$

où

m_{red} est la masse réduite d'un engrenage, c'est-à-dire de la masse par unité de largeur de dent de chaque roue, rapportée à son rayon de base ou à la ligne d'action;

$J_{1,2}^*$ sont les moments d'inertie de la masse par unité de largeur de dent;

$r_{b1,2}$ sont les rayons de base ($= 0,5 d_{b1,2}$).

- b) Calcul de la masse réduite, m_{red} , d'un engrenage multi-étages

Voir article B.1.

- c) Calculs de la masse réduite, m_{red} , d'engrenages de conception moins commune

Pour plus d'informations sur les exemples ci-après, se reporter à l'article B.1

- pignon de diamètre à mi-hauteur de la dent, d_{m1} , environ égal au diamètre de l'arbre;
- deux roues coaxiales assemblées rigidement;
- une grande roue entraînée par deux pignons;
- trains planétaires;
- roues intermédiaires.

5.6.2.2 Détermination de la vitesse de résonance (résonance principale) d'un engrenage

- a) Vitesse de résonance, n_{E1} , du pignon, en minutes à la puissance moins un:

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{\text{red}}}} \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

où c_γ est issue de l'annexe A.

- b) Facteur de résonance, N

Le rapport de la vitesse du pignon à la vitesse de résonance est appelé facteur de résonance, N , qui est déterminé comme suit:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi z_1}{30\,000} \sqrt{\frac{m_{\text{red}}}{c_\gamma}} \quad (8)$$

Il est admis que la vitesse de résonance soit supérieure ou inférieure à la vitesse de fonctionnement calculée à partir de l'équation (8) du fait des rigidités non prises en compte, par exemple la rigidité des arbres, des paliers, du carter, etc., et du fait de l'amortissement. Pour des raisons de sécurité, le domaine de résonance est défini par l'expression suivante:

$$N_S < N \leq 1,15 \quad (9)$$

À des charges telles que $(F_t K_A) / b$ est inférieur à 100 N/mm, la limite inférieure de la vitesse de résonance N_S est déterminée par la formule:

- si $(F_t K_A) / b < 100$ N/mm, alors

$$N_S = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{b \cdot 100}} \quad (10)$$

- si $(F_t K_A) / b \geq 1\,000$ N/mm, alors

$$N_S = 0,85 \quad (11)$$

5.6.2.3 Paramètres de précision et de rodage de l'engrenage B_p , B_f , B_k

Les paramètres adimensionnés B_p , B_f et B_k sont utilisés pour tenir compte de l'effet des écarts géométriques des dents et des modifications de profil sur la charge dynamique.⁵⁾

$$B_p = \frac{c' f_{pb \text{ eff}}}{(F_t K_A) / b} \quad (12)$$

$$B_f = \frac{c' f_{f \text{ eff}}}{(F_t K_A) / b} \quad (13)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{(F_t K_A) / b} \right| \quad (14)$$

où

c' est tiré de l'annexe A;

C_a $C_a = C_{ay}$ est tiré du Tableau 3 pour les roues sans correction de profil spécifique.

Les écarts de profil et du pas de base effectif sont ceux après rodage. Les valeurs de $f_{pb \text{ eff}}$ et $f_{f \text{ eff}}$ sont déterminées en déduisant les tolérances de rodage estimées y_p et y_f de la manière suivante:

$$f_{pb \text{ eff}} = f_{pb1} - y_{p1} \text{ ou } f_{pb \text{ eff}} = f_{pb2} - y_{p2} \quad (15)$$

soit la plus grande

$$f_{f \text{ eff}} = f_{f\alpha1} - y_{f1} \text{ ou } f_{f \text{ eff}} = f_{f\alpha2} - y_{f2} \quad (16)$$

soit la plus grande.

5.6.2.4 Tolérance de rodage y_p , y_f

a) Pour V⁶⁾

$$y_p = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} f_{pb} \quad (17)$$

$$y_f = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} f_{f\alpha} \quad (18)$$

b) Pour Eh, IF, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.)⁶⁾

$$y_p = 0,075 f_{pb} \quad (19)$$

$$y_f = 0,075 f_{f\alpha} \quad (20)$$

c) Lorsque les matériaux sont différents, il convient de déterminer $y_{p1,f1}$ pour le matériau du pignon et $y_{p2,f2}$ pour le matériau de la roue. La valeur moyenne est utilisée pour le calcul:

$$y_{p,f} = 0,5 (y_{p1,f1} - y_{p2,f2}) \quad (21)$$

5) La valeur C_a de dépouille de tête ne peut être acceptée que pour des engrenages de classe de précision dans une plage de 0 à 6 comme spécifié dans l'ISO 1328-1:1995.

6) Voir le Tableau 2 pour une explication des abréviations utilisées.

5.6.3 Facteur dynamique dans le domaine subcritique ($N \leq N_s$)

Il peut y avoir résonance, dans ce domaine, si la fréquence d'engrènement des dents correspond à $N = 1/2$ ou $N = 1/3$. Le risque est léger dans le cas d'engrenages cylindriques à denture droite ou hélicoïdale de précision, si ces derniers ont une correction de profil convenable (engrenages conformes à la classe de précision 6 de l'ISO 1328-1:1995 ou classe de précision meilleure).

Lorsque le rapport total de conduite des engrenages cylindriques à denture droite est faible ou lorsque la classe de précision est peu élevée, K_v peut être aussi élevé que dans le domaine de vitesse de résonance principale. Dans ce cas, il convient de modifier la conception ou les paramètres de fonctionnement.

Les résonances à des valeurs de $N = 1/4, 1/5, \dots$, posent rarement des problèmes car les amplitudes de vibration correspondantes sont généralement faibles.

Pour des engrenages dont les rigidités d'arbres menant et mené ne sont pas égales, dans la plage de résonance $N \approx 0,2, \dots, 0,5$, la fréquence de contact de dent peut exciter les fréquences propres lorsque la rigidité en torsion c , de l'arbre le plus rigide, rapporté à la ligne d'action, est du même ordre de grandeur que la rigidité de la denture, c'est-à-dire si c/r_b^2 est de l'ordre de grandeur de c_γ . Dans ce cas, les incréments de charge dynamique peuvent dépasser les valeurs calculées au moyen de l'équation (22).

$$K_v = (NK) + 1 \quad (22)$$

$$K = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v3} B_k) \quad (23)$$

où C_{v1} et C_{v2} tiennent compte des écarts de pas et de profil tandis que C_{v3} tient compte de la variation cyclique de la rigidité. Voir le Tableau 3.

5.6.4 Facteur dynamique dans le domaine de résonance principale ($N_s < N \leq 1,15$)

Des engrenages à denture hélicoïdale de précision élevée, ayant un rapport de conduite total élevé, peuvent fonctionner de manière satisfaisante, dans ce domaine. Cela s'applique également aux engrenages cylindriques à denture droite de classe de précision 6 ou meilleure comme spécifié dans l'ISO 1328-1:1995 dont les profils ont été convenablement corrigés.

Sous réserve des dispositions ci-dessus, ce facteur est égal à:

$$K_v = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v4} B_k) + 1 \quad (24)$$

Pour les paramètres C , se reporter au Tableau 3.

5.6.5 Facteur dynamique dans le domaine supercritique ($N \geq 1,5$)

Des pics de résonance peuvent apparaître à des valeurs de $N = 2, 3, \dots$, dans ce domaine. Cependant, dans la plupart des cas, les amplitudes de vibration sont faibles car des forces d'excitation de fréquences inférieures à la fréquence d'engrènement sont généralement faibles.

Pour des engrenages fonctionnant dans le domaine supercritique, il est également nécessaire de tenir compte des charges dynamiques éventuelles dues aux vibrations de flexion des ensembles roue et arbre. Lorsque la fréquence critique de vibration de flexion est proche de la fréquence de rotation et si cette situation ne peut être évitée, de telles charges doivent être prises en compte.

$$K_v = (C_{v5} B_p) + (C_{v6} B_f) + C_{v7} \quad (25)$$

Pour les paramètres C se reporter au Tableau 3 et pour c' se reporter à l'annexe A.

Tableau 3 — Équations pour le calcul des facteurs C_{v1} à C_{v7} et C_{ay}

	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\epsilon_\gamma - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{\epsilon_\gamma - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 \epsilon_\gamma}{\epsilon_\gamma - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\epsilon_\gamma - 1,74}$	
	$1 < \epsilon_\gamma \leq 1,5$	$1,5 < \epsilon_\gamma \leq 2,5$	$\epsilon_\gamma > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin [\pi (\epsilon_\gamma - 2)] + 0,875$	1,0
$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5$			
NOTE Lorsque le matériau du pignon (1) est différent de celui de la roue (2), les facteurs C_{ay1} et C_{ay2} sont calculés séparément; dans ce cas, $C_{ay} = 0,5 (C_{ay1} + C_{ay2})$. Dans le cas d'engrenages sans correction de profil spécifié, C_{ay} est remplacée par la valeur C_a résultant du rodage dans l'équation (14).			

5.6.6 Facteur dynamique dans le domaine intermédiaire ($1,15 < N < 1,5$)

Dans ce domaine, le facteur dynamique est déterminé par interpolation linéaire entre K_v à $N = 1,15$ et à $N = 1,5$ comme spécifié en 5.6.4 et 5.6.5.

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1,15)} - K_{v(N=1,5)}}{0,35} (1,5 - N) \quad (26)$$

Voir l'annexe A pour la rigidité de simple contact c' .

5.7 Facteur de distribution longitudinal de la charge, $K_{H\beta}$

5.7.1 Généralités

Le facteur de distribution longitudinale de la charge ajuste les contraintes des dents, pour tenir compte des effets d'une répartition inégale de la charge sur la largeur de denture.

La Méthode C1 de l'ISO 6336-1:1996 est utilisée dans la présente Norme internationale.

L'utilisation de la Méthode C1 convient à des engrenages ayant les caractéristiques suivantes:

- pignon sur arbre plein ou creux tels que, $d_{shi}/d_{sh} < 0,5$ positionné symétriquement entre deux paliers (un pignon en position asymétrique donne lieu à une déformation par flexion supplémentaire qui doit être évaluée et ajoutée à f_{ma} , ou faire l'objet d'une compensation supplémentaire lors de la correction de l'ensemble de l'hélice);
- diamètre de pignon approximativement égal au diamètre de l'arbre;
- roue et carter rigide, arbre de roue rigide, paliers rigides;
- sous charge, la marque de portée s'étend sur la largeur de denture;
- aucune charge externe supplémentaire n'agit sur l'arbre du pignon (par exemple les charges dues aux accouplements sur l'arbre);

- f) la tolérance de rodage $y_\beta \leq y_{\beta\max}$ comme spécifié en 5.7.2.2. Une valeur calculée de $F_{\beta x}$ peut se vérifier par l'équation:

$$F_{\beta x} = \frac{K_{H\beta} - 1}{\chi_\beta \left(\frac{c_\gamma/2}{F_m/b} \right)} \quad (27)$$

- g) il est recommandé de vérifier les valeurs utilisées pour f_{ma} par des contrôles tels que celui de la marque de portée en cours de fonctionnement.

Se reporter à l'article B.2 pour l'application aux trains planétaires.

5.7.2 Valeurs requises pour les calculs

5.7.2.1 Désalignement du contact dû aux écarts de fabrication f_{ma}

f_{ma} est l'écart maximal entre les flancs de dents en contact de roues conjuguées. Pour un engrenage donné, la valeur la plus élevée des valeurs $f_{H\beta}$ doit remplacer cette valeur dans les équations (28) à (30).

- a) Ensemble de roues dentées sans aucune correction ou ajustement:

$$f_{ma} = 1,0 f_{H\beta} \quad (28)$$

- b) Engrenages avec possibilités d'ajustement (polissage à la pâte abrasive ou rodage sous faible charge, paliers réglables ou correction appropriée de l'hélice) et engrenages disposant d'un bombé approprié

$$f_{ma} = 0,5 f_{H\beta} \quad (29)$$

- c) Engrenages dont la dépouille d'extrémité est bien conçue:

$$f_{ma} = 0,7 f_{H\beta} \quad (30)$$

5.7.2.2 Tolérance de rodage y_β , facteur de rodage κ_β

y_β est la valeur de réduction, par rodage, du désalignement équivalent initial après le début du fonctionnement, et κ_β est le facteur caractérisant le désalignement équivalent après rodage. L'utilisation de κ_β dans les calculs est uniquement valable si y_β est proportionnel à $F_{\beta x}$.

- a) Pour V:

$$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\lim}} F_{\beta x}; \kappa_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{H\lim}} \quad (31)$$

lorsque $v \leq 5$ m/s: $F_{\beta x}$ n'est pas limité

lorsque $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$: $F_{\beta x} \leq 80 \mu\text{m}$

lorsque $v > 10 \text{ m/s}$: $F_{\beta x} \leq 40 \mu\text{m}$

- b) Pour Eh, IF, NT (nitr.), NV (nitr.) et NV (nitrocar.):

$$y_\beta = 0,15 F_{\beta x}; \kappa_\beta = 0,85 \quad (32)$$

$$F_{\beta x} \text{ max.} = 40 \mu\text{m}$$

Lorsque les matériaux du pignon et de la roue sont différents, $\kappa_{\beta 1}$ et $\kappa_{\beta 2}$ doivent être déterminés séparément pour chaque matériau.

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2$$

$$\kappa_{\beta} = (\kappa_{\beta 1} + \kappa_{\beta 2}) / 2 \quad (33)$$

5.7.3 Détermination du facteur de distribution longitudinale de la charge $K_{H\beta}$

5.7.3.1 Engrenages à hélices non corrigées

Dans les équations suivantes et celles de 5.7.3.2, utiliser:

κ_{β} de 5.7.2.2

c_{γ} de l'annexe A

f_{ma} de 5.7.2.1

a) Engrenages cylindriques à denture droite et à denture hélicoïdale simple⁷⁾

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5,12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2F_m/b} \quad (34)$$

b) Engrenages à denture en chevron ^{7), 8)}

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[3,2 \left(\frac{2b_B}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (35)$$

5.7.3.2 Engrenages à hélices corrigées

a) Engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale simple⁷⁾

— Avec correction partielle de l'hélice⁹⁾ (seule la déformation par torsion est compensée);

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2F_m/b} \quad (36)$$

— Avec correction complète de l'hélice (les déformations par torsion et par flexion sont compensées):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2F_m/b} \text{ et } K_{H\beta} \geq 1,05 \quad (37)$$

b) Engrenages à denture en chevron^{7), 8)}

7) On suppose que l'ensemble du couple est appliqué à une extrémité de l'arbre. Si le couple est appliqué aux deux extrémités de l'arbre ou entre les hélices d'une roue à chevron, une analyse plus précise est nécessaire.

8) La valeur de $K_{H\beta}$ pour l'hélice qui est la plus sévèrement sollicitée, c'est à dire celle qui est la plus proche de l'extrémité du pignon où le couple est appliqué; charge tangentielle également répartie entre les deux hélices: la largeur de l'écartement est faible par rapport à la largeur de denture. Étant donné que pour le calcul de $K_{H\beta}$, la moitié de la dent est utilisée (en incluant la moitié de la largeur de l'écartement), les valeurs obtenues sont élevées. Ainsi, pour des roues à chevron ayant des largeurs d'écartement importante, il convient d'utiliser la méthode C2 de l'ISO 6336-1:1996 pour le calcul de $K_{H\beta}$.

9) La déformation par torsion peut être presque entièrement compensée par une modification linéaire de la ligne de flanc de référence ou de l'angle d'hélice. En outre, le bombé est nécessaire lorsqu'une compensation de la déformation par flexion est prescrite.

— Avec correction complète de l'hélice¹⁰⁾ (les déformations par torsion et par flexion sont compensées):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_B} \text{ et } K_{H\beta} \geq 1,05 \quad (38)$$

La validité des équations (34) à (38) dépend de la conformité à 5.7.1, alinéas a) à g).

5.8 Facteur de distribution longitudinale de la charge, $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} \quad (39)$$

a) Si $b/h \geq 3$, alors

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} = \frac{1}{1 + h/b + (h/b)^2} \quad (40)$$

b) Si $b/h < 3$, alors

$$N_F = 0,692 \, 3 \quad (41)$$

où

b est la plus petite largeur de denture du pignon et de la roue mesurée sur les cercles primitifs de fonctionnement. Les chanfreins ou les arrondis des extrémités de dent doivent être ignorés. Pour les roue à denture en chevron, la largeur d'une hélice doit être remplacée par b_B ;

h est la hauteur de la dent de la tête au pied: $h = (d_a - d_f) / 2$.

5.9 Facteurs de distribution transversale de la charge, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

Les facteurs de distribution transversale de la charge tiennent compte de l'effet de la répartition non uniforme de la charge transversale entre plusieurs dents d'engrenage simultanément en contact: $K_{H\alpha}$ pour la pression de contact et $K_{F\alpha}$ pour les contraintes au pied de dent.

Pour les engrenages à grande vitesse,

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0 \quad (42)$$

6 Calcul de la résistance à la pression de contact (piqûre)

6.1 Formules de base

6.1.1 Généralités

Le calcul de la résistance à la pression de contact est basé sur la pression de contact, σ_H , au point primitif ou au point le plus bas de contact unique. La plus élevée des deux valeurs obtenues est utilisée pour déterminer cette ca-

10) Une correction complète des deux hélices est nécessaire. Une correction partielle de l'angle d'hélice pour simplement compenser la déformation par torsion ne convient pas pour les roues en chevron qui sont disposées symétriquement entre des pailiers. Les déformations de torsion et de flexion peuvent être presque totalement compensées par correction de l'angle d'hélice. Cependant, il suffit souvent de corriger uniquement l'hélice qui est la plus proche de l'extrémité où le couple est appliqué; les déformations de torsion et de flexion de l'autre hélice tendent à se compenser mutuellement. Il convient, cependant, de vérifier cette affirmation.

pacité. La pression de contact σ_H et la pression admissible σ_{HP} peuvent être calculées séparément pour la roue et le pignon. σ_H doit être inférieure ou égale à σ_{HP} .

6.1.2 Calcul de la pression de contact, σ_H pour le pignon

La pression de contact σ_H pour le pignon est calculée comme suit:

$$\sigma_H = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \quad (43)$$

où

b est la largeur de denture (pour une roue à denture en chevron $b = 2 b_B$). La valeur b des roues conjuguées est la plus faible des largeurs de denture au niveau des cercles primitifs de fonctionnement du pignon et de la roue sans tenir compte d'un éventuel chanfrein apparent intentionnel ou arrondis de l'extrémité des dents. On ne doit inclure ni les parties non durcies des flancs de dent de roue durcies superficiellement ni les zones de transition;

Z_B est le facteur de contact unique du pignon (voir 6.2).

6.1.3 Calcul de la pression de contact, σ_H , pour la roue

La pression de contact σ_H pour la roue est calculée comme suit:

$$\sigma_H = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \quad (44)$$

où Z_D est le facteur de contact unique de la roue (voir 6.2).

La charge tangentielle totale dans le cas des trains avec des contacts multiples, des systèmes planétaires ou des trains à couples divisé n'est pas entièrement distribuée équitablement entre les engrènements individuels (cela dépend de la conception, de la vitesse tangentielle et de la précision de fabrication). Cela doit être pris en considération en substituant $K_\gamma K_A$ à K_A dans les équations (43) et (44) pour ajuster la charge tangentielle moyenne par engrènement, voir l'article 5.

6.1.4 Détermination de la pression de contact admissible, σ_{HP} , pour l'endurance

Dans la présente Norme internationale, la méthode B de l'ISO 6336-2:1996 est utilisée.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \quad (45)$$

La pression de contact admissible (endurance) doit être déduite de l'équation (45), en calculant les facteurs d'influence $S_{H \lim}$, Z_L , Z_V , Z_R et Z_W conformément à la présente Norme internationale. Cependant, selon l'ISO 6336-2, les valeurs de $\sigma_{H \lim}$ sont validées pour $N_L = 5 \times 10^7$ cycles de mise en charge. Ce nombre sera probablement dépassé au cours de la durée de vie d'un engrenage à grande vitesse. Il est cependant admis d'utiliser les valeurs de σ_{HP} dérivées de l'équation (45), si on a des conditions optimales de matériau, de fabrication et d'expérience; dans le cas contraire, les valeurs seront remplacées par $\sigma_{HP \text{ ref}}$ dans l'équation (46). Voir également 4.2 de l'ISO 6336-2:1996.

$$\sigma_{HP} = 0,92 \sigma_{HP \text{ ref}} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,0191} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \quad (46)$$

NOTE Cette équation ne se trouve pas dans l'ISO 6336-2 mais peut être déduite de la Figure 8 de l'ISO 6336-2:1996.

6.1.5 Coefficient de sécurité pour la résistance à la pression superficielle, S_H

S_H doit être calculé séparément pour le pignon et la roue.

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} > S_{H \min} \quad (47)$$

avec σ_{HG} pour l'endurance selon l'équation (45), σ_H selon l'équation (43) pour le pignon et selon l'équation (44) pour la roue (voir 6.1).

NOTE Il s'agit du coefficient de sécurité calculé en tenant compte de la pression de contact (pression hertzienne). Le coefficient correspondant lié à la capacité de charge en couple est environ égal au carré de S_H .

Des notes relatives au coefficient de sécurité minimal et à la probabilité de défaillance sont données en 4.3 de l'ISO 6336-1:1996.

6.2 Facteurs de contact unique, Z_B et Z_D

Lorsque $Z_B > 1$ ou $Z_D > 1$, les facteurs Z_B et Z_D sont utilisés pour transformer les pressions de contact au point primitif des engrenages à denture droite en pression de contact au point de contact unique du pignon ou de la roue respectivement. Voir 6.1.1.

a) Engrenages à denture intérieure

Z_D est toujours égal à l'unité.

b) Engrenages à denture droite

Déterminer M_1 (rapport de $\rho_{rel C}$ au point primitif de fonctionnement par $\rho_{rel B}$ à la limite inférieure (au point le plus bas) d'un contact d'engrenage unique - pignon) et M_2 (rapport $\rho_{rel C}$ par $\rho_{rel D}$ - roue) à partir de:

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right) \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right]}} \quad (48)$$

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right) \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right]}} \quad (49)$$

(Voir 6.5.1 pour le calcul du rapport de conduite du profil ϵ_α)

si $M_1 > 1$ alors $Z_B = M_1$; si $M_1 \leq 1$ alors $Z_B = 1,0$

si $M_2 > 1$ alors $Z_D = M_2$; si $M_2 \leq 1$ alors $Z_D = 1,0$

c) Engrenages à denture hélicoïdale avec $\epsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

d) Engrenages à denture hélicoïdale avec $\epsilon_\beta < 1$

Z_B et Z_D sont déterminés par interpolation linéaire entre les valeurs applicables à des engrenages à denture droite et hélicoïdale de rapport $\epsilon_\beta \geq 1$:

$$Z_B = M_1 - \epsilon_\beta (M_1 - 1); Z_B \geq 1;$$

$$Z_D = M_2 - \epsilon_\beta (M_2 - 1); Z_D \geq 1 \quad (50)$$

Si l'on fait en sorte que Z_B et Z_D soient égaux à 1, les pressions de contact calculées en utilisant les équations (43) et (44) sont les valeurs de pression de contact au cylindre primitif de fonctionnement.

Les méthodes de 6.2 s'appliquent au calcul de la pression de contact lorsque le point primitif est sur la ligne d'action. Si le point primitif C est déterminant et est à l'extérieur de la ligne d'action, Z_B et/ou Z_D doivent alors être déterminés en termes de contact au cercle de tête adjacent. Pour les engrenages à denture hélicoïdale, lorsque ϵ_β est inférieur à 1,0, Z_B et Z_D doivent être déterminés par interpolation linéaire entre les valeurs (déterminées au point primitif ou au cercle de tête adjacent selon le cas) pour les engrenages à denture droite ainsi que pour les engrenages à denture hélicoïdale de rapport $\epsilon_\beta \geq 1$.

6.3 Facteur géométrique, Z_H

Le facteur géométrique Z_H tient compte de l'influence de la pression hertzienne de la courbure de flanc au point primitif et transforme la force tangentielle au niveau du cylindre de référence en force normale (réelle) au cylindre primitif de fonctionnement.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}} \quad (51)$$

6.4 Facteur d'élasticité, Z_E

Le facteur d'élasticité Z_E tient compte des influences des caractéristiques du matériau E (module d'élasticité) et ν (coefficient de Poisson) sur les pressions de contact. Pour les matériaux énumérés dans le Tableau 2:

$$Z_E = 189,8 \quad (52)$$

6.5 Facteur de rapport de conduite, Z_ϵ

6.5.1 Généralités

Le facteur de rapport de conduite tient compte de l'influence du rapport de conduite apparent et du rapport de recouvrement sur la capacité de charge à la pression de contact des engrenages cylindriques.

a) Engrenages à denture droite:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad (53)$$

La valeur conservatrice de $Z_\epsilon = 1,0$ peut être choisi pour les engrenages à denture droite ayant un rapport de conduite apparent inférieur à 2,0.

b) Engrenages à denture hélicoïdale

Si $\epsilon_\beta < 1$, alors

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (54)$$

Si $\epsilon_\beta \geq 1$, alors

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (55)$$

6.5.2 Rapport de conduite apparent, ϵ_α

$$\epsilon_\alpha = g_\alpha / p_{bt} \quad (56)$$

avec longueur de la ligne de conduite

$$g_\alpha = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt} \quad (57)$$

et pas de base apparent

$$p_{bt} = m_t \pi \cos \alpha_t \quad (58)$$

Le signe positif est utilisé pour les roues à denture extérieure, le signe négatif pour les roues à denture intérieure.

L'équation (57) n'est valide que si la ligne d'action est effectivement limitée par le cercle de tête du pignon et de la roue et non, par exemple, par les profils de dégagement de pied.

6.5.3 Rapport de recouvrement, ϵ_β

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (59)$$

Voir 6.1.2 pour la définition de la largeur de denture.

6.6 Facteur d'inclinaison d'hélice, Z_β

Le facteur d'inclinaison d'hélice, Z_β tient compte de l'influence de l'angle d'hélice sur la pression de contact.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (60)$$

6.7 Contrainte admissible de référence (contact), $\sigma_{H \text{ lim}}$

L'ISO 6336-5 fournit des informations relatives aux matériaux d'engrenage et aux méthodes de traitement thermique les plus communément utilisées ainsi que l'influence de la qualité du matériau sur les valeurs issues des résultats d'essai d'engrenages d'essai de référence normalisé pour ce qui concerne les contraintes admissibles de référence (contact), $\sigma_{H \text{ lim}}$.

Se reporter également à l'ISO 6336-5 pour les prescriptions relatives au matériau et au traitement thermique des qualités ML, MQ, ME et MX. Sauf indication contraire, la qualité de matériau MQ est un niveau de qualité minimale prescrit pour les engrenages à grande vitesse.

6.8 Influences sur la formation du film de lubrifiant, Z_L , Z_V et Z_R

6.8.1 Généralités

Comme décrit dans l'ISO 6336-2, le facteur de lubrifiant Z_L tient compte de l'influence de la viscosité nominale du lubrifiant, Z_V tient compte de l'influence des vitesses de flancs et Z_R tient compte de l'influence de la rugosité de surface sur la formation du film de lubrifiant dans la zone de contact. La présente Norme internationale utilise la méthode B de l'ISO 6336-2:1996.

Les facteurs doivent être déterminés pour le matériau le plus tendre lorsque les roues en contact ont des duretés différentes.

6.8.2 Facteur de lubrification, Z_L

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \quad (61)$$

a) Si $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZL} = 0,83 \quad (62)$$

b) Si $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1\,200 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{4\,375} + 0,635 \quad (63)$$

c) Si $\sigma_{H \text{ lim}} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZL} = 0,91 \quad (64)$$

En variante, on peut prendre:

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL}) \nu_f$$

où

$$\nu_f = 1 / (1,2 + 80/\nu_{50})^2$$

en utilisant les paramètres de viscosité ν_f du Tableau 4.

Tableau 4 — Paramètres de viscosité

Classe de viscosité ISO			VG 32 ^a	VG 46 ^a	VG 68 ^a	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Viscosité nominale	ν_{40}	mm ² /s	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50}	mm ² /s	21	30	43	61	89	125	180
Paramètre de viscosité	ν_f	—	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

^a Uniquement pour les transmissions à grande vitesse.

6.8.3 Facteur de vitesse, Z_v ¹¹⁾

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1,0 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (65)$$

où

$$C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02 \quad (66)$$

pour C_{ZL} voir les équations (62) à (64).

11) En remplacement, on peut prendre: $Z_v = C_{Zv} + 2(1 - C_{Zv}) v_p$, où le paramètre de vitesse $v_p = 1/[0,8 + (32/v)]^{0,5}$.

6.8.4 Facteur de rugosité, Z_R

6.8.4.1 Calcul de Z_R

$$Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (67)$$

ou

$$Z_R = \left(\frac{1,293a^{1/3}}{Rz_1 + Rz_2} \right)^{C_{ZR}} \quad (68)$$

6.8.4.2 Valeurs de rugosité

$$Rz = \frac{Rz_1 + Rz_2}{2} \quad (69)$$

$Rz_{1,2}$ mesuré sur plusieurs flancs^{12), 13)}

où

$$Rz_{10} = Rz \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{red}}}} \quad (70)$$

$$\rho_{\text{red}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (71)$$

où

$$\rho_{1,2} = 0,5 d_{b1,2} \tan \alpha_{\text{wt}} \quad (72)$$

(également applicable aux engrenages à denture intérieure, d_b étant alors de signe négatif)

6.8.4.3 Paramètre dépendant du matériau, C_{ZR}

a) Si $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZR} = 0,15 \quad (73)$$

b) Si $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1\,200 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,000\,2 \sigma_{H \text{ lim}} \quad (74)$$

c) Si $\sigma_{H \text{ lim}} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$, alors:

$$C_{ZR} = 0,08 \quad (75)$$

12) Il convient de déterminer les rugosités moyennes Rz_1 (flanc de pignon) et Rz_2 (flanc de roue) en considérant leur état de surface après fabrication, y compris un éventuel rodage prévu dans le cadre d'un procédé de fabrication, de mise en service ou en cours de fonctionnement lorsqu'il est sûr de supposer qu'il aura lieu.

13) Si la rugosité indiquée est une valeur Ra (= valeur CLA) (= valeur AA), il est admis d'utiliser l'approximation pour convertir:

$$Ra = CLA = AA = Rz/6$$

6.9 Facteur de rapport de dureté, Z_W

Comme décrit dans l'ISO 6336-2, le facteur de dureté Z_W tient compte de l'augmentation de la résistance à la pression superficielle due à l'engrènement d'une roue en acier (acier de construction, acier traité dans la masse) avec un pignon qui est nettement (≈ 200 HV ou plus) plus dur que la roue et qui a des flancs lisses ($R_z \leq 6 \mu\text{m}$, autrement, les effets de l'usure ne sont pas couverts par la présente Norme internationale). La méthode B de l'ISO 6336-2:1996 est appliquée, c'est à dire

si $HB < 130$, alors

$$Z_W = 1,2 \quad (76)$$

si $130 \leq HB \leq 470$, alors

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1\,700} \quad (77)$$

si $HB > 470$, alors

$$Z_W = 1,0 \quad (78)$$

où HB est la dureté Brinell des flancs de la roue la moins dure de l'engrenage.

6.10 Facteur de dimension, Z_X

Au moyen de Z_X , est prise en compte la preuve statistique qui indique que les niveaux de contrainte auxquels se produisent des détériorations dues à la fatigue baissent avec une augmentation de la dimension du composant (plus grand nombre de points faibles dans la structure), en conséquence de l'influence sur les défauts cachés des gradients de contraintes plus petits qui se produisent (analyse théorique des contraintes) et de l'influence de la dimension sur la qualité du matériau (effet sur le procédé de forgeage, variations dans la structure, etc.). Les paramètres d'influence importants sont les suivants:

- a) qualité du matériau (charge du fourneau, propreté, forgeage);
- b) traitement thermique, profondeur de trempe, répartition de la trempe;
- c) rayon de courbure du flanc;
- d) module: dans le cas d'une trempe superficielle; profondeur de la couche trempée par rapport à la dimension de la denture (effet support de la structure à cœur).

Pour les engrenages traités dans la masse, les engrenages durcis superficiellement avec une profondeur de cémentation adéquate par rapport à la dimension de la denture et au rayon de courbure relative, le facteur de dimension, Z_X , est pris à 1,0.

7 Calcul de la résistance à la flexion des dents

7.1 Formules de base

7.1.1 Généralités

Comme décrit dans l'ISO 6336-3, il n'est pas admis que la contrainte de flexion dépasse la contrainte de flexion admissible pour le matériau. Cela constitue la base de calcul de la valeur nominale de la résistance à la flexion des dents d'engrenage.

La contrainte réelle au pied de dent σ_F ainsi que la contrainte de flexion admissible σ_{FP} doivent être calculées séparément pour le pignon et la roue; σ_F doit être inférieur à σ_{FP} .

7.1.2 Détermination de la contrainte au pied de dent, σ_F

La Méthode B de l'ISO 6336-3:1996 est utilisée dans la présente Norme internationale.

La contrainte en pied de dent est calculée comme suit:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (79)$$

avec

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad (80)$$

La charge tangentielle totale dans le cas de trains avec des engrènements multiples, système planétaires, ou trains à division de puissance, n'est pas répartie de façon tout à fait uniforme sur les engrènements individuels (en fonction de la conception, de la vitesse tangentielle et de la précision de fabrication). Il doit en être tenu compte en substituant $K_\gamma K_A$ à K_A dans l'équation (79) pour ajuster la charge tangentielle moyenne par engrènement comme il est nécessaire, voir l'article 5.

Quand la largeur de denture b (pour une roue à chevrons $b = 2 b_B$) est plus grande que celle de sa roue conjuguée, la résistance à la flexion de ses dents doit être basée sur la plus petite largeur de denture plus une longueur, ne dépassant pas un module d'une extension quelconque de cette dent. Cependant, s'il est prévu qu'en raison du bombé ou de la dépouille d'extrémité, la conduite ne s'étend pas jusqu'à l'extrémité de largeur de denture, alors c'est la largeur de denture la plus petite qui doit être utilisée à la fois pour le pignon et pour la roue. b est la largeur de denture au cylindre de pied de l'engrenage.

7.1.3 Détermination de la contrainte admissible au pied de dent, σ_{FP}

L'équation (81) doit être utilisée pour la détermination de la contrainte admissible au pied de dent.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{F \min}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \min}} \quad (81)$$

Selon l'ISO 6336-3, les valeurs de $\sigma_{F \lim}$ et σ_{FE} sont valables pour $N_L = 3 \times 10^6$ cycles de mise en charge. Ce nombre risque probablement d'être dépassé au cours de la durée de vie d'un engrenage à grande vitesse. Il est cependant admis d'utiliser les valeurs de σ_{FP} dérivées de l'équation (81), si on a des conditions optimales de matériau, de fabrication et d'expérience; dans le cas contraire, les valeurs seront remplacées par $\sigma_{FP \text{ ref}}$ dans l'équation (82). Voir aussi 4.2 de l'ISO 6336-3:1996.

$$\sigma_{FP} = 0,92 \sigma_{FP} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,02} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \min}} \quad (82)$$

NOTE Cette équation ne se trouve pas dans l'ISO 6336-3 mais peut être déduite de la Figure 36 de l'ISO 6336-3:1996.

7.1.4 Coefficient de sécurité pour la résistance à la flexion, S_F

Le coefficient S_F doit être calculé selon l'équation suivante:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{F \min} \quad (83)$$

S_F étant calculé séparément pour le pignon et la roue avec σ_{FG} calculé conformément à l'équation (81) ou (82) et σ_F à partir de l'équation (79).

Davantage d'informations sur le coefficient de sécurité et la probabilité de défaillance se trouvent en 4.3 de l'ISO 6336-1:1996.

7.2 Facteur de forme, Y_F

7.2.1 Généralités

Y_F est le facteur qui permet de prendre en compte l'influence de la forme de la denture sur la contrainte de flexion nominale. Y_F est la valeur qui convient lors de l'application de la charge au point le plus haut de contact unique (méthode B de l'ISO 6336-3:1996).

Les valeurs de Y_F sont déterminées pour les roues à denture droite et les roues à denture droite équivalentes des roues à denture hélicoïdale. Les roues à denture droite équivalentes ont le nombre de dents équivalent z_n . Voir 7.2.4 pour le calcul de z_n et des autres paramètres équivalents de roue.

Y_F doit être déterminé séparément pour la roue et le pignon à partir de l'équation suivante:

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \quad (84)$$

Les relations données ci-dessous s'appliquent à tous les profils des tracés de référence à profil en développante, avec ou sans dégagement de pied, en tenant cependant compte des restrictions suivantes:

- les tangentes à 30° sont en contact avec le profil de raccordement du pied de dent généré par le tracé de référence de génération de l'outil;
- le tracé de référence de génération a un rayon d'arrondi de pied de $\rho_{fp} > 0$;
- les dents d'engrenage sont générées en utilisant un outil de type crémaillère.

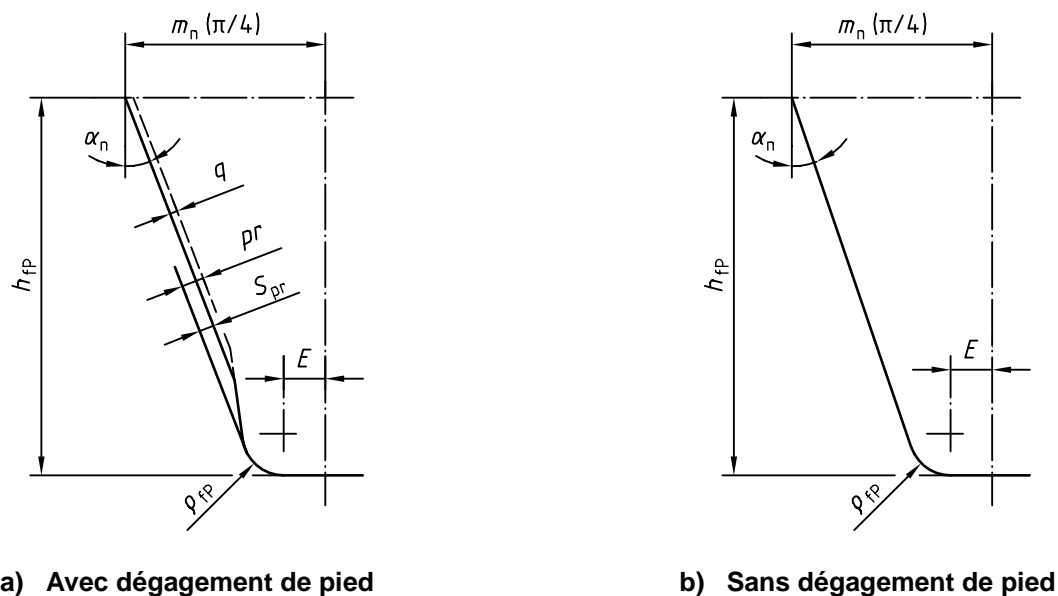


Figure 1 — Dimensions et profil de tracé de référence (profil fini)

7.2.2 Paramètres requis pour la détermination de Y_F

Déterminer en premier les valeurs auxiliaires E , G , et H pour l'équation (84):

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fP} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fP}}{\cos \alpha_n} \quad (85)$$

avec

$$s_{pr} = pr - q$$

$s_{pr} = 0$ pour les roues sans dégagement de pied

$$G = \frac{\rho_{fP}}{m_n} - \frac{h_{fP}}{m_n} + x \quad (86)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (87)$$

Ensuite, utiliser G et H avec $\theta = \pi/6$ comme une valeur initiale (dans le membre de droite) de l'équation (88).

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H \quad (88)$$

Utiliser la nouvelle valeur calculée θ et appliquer de nouveau l'équation (88). Continuer à utiliser l'équation (88) jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de changement significatif des valeurs successives de θ . En général, la fonction converge après deux ou trois itérations. Utiliser la valeur finale de θ dans les équations (89), (90), et (94).

Corde normale de pied de dent s_{Fn} :

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fP}}{m_n} \right) \quad (89)$$

Rayon du profil de raccordement de pied ρ_F :

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)} \quad (90)$$

Bras du moment de flexion h_{Fe} :

$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right) \quad (91)$$

$$\gamma_e = \frac{0,5\pi + 2x \times \tan \alpha_n}{z_n} + \text{inv } \alpha_n - \text{inv } \alpha_{en} \quad (92)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan \alpha_{en} - \text{inv } \alpha_n - \frac{0,5\pi + 2x \times \tan \alpha_n}{z_n} \quad (93)$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0,5 \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fP}}{m_n} \right] \quad (94)$$

7.2.3 Engrenage à denture intérieure

On suppose que la valeur du facteur de forme d'une crémaillère spéciale peut remplacer une valeur approximative du facteur de forme d'un engrenage à denture intérieure. Le profil d'une telle crémaillère doit être une version du profil du tracé de référence, modifié de telle sorte qu'il générerait le profil normal, y compris les cercles de tête et de pied, d'un engrenage qui serait l'organe conjugué exact de la roue à denture intérieure. L'angle d'incidence est α_n .

Les valeurs à utiliser dans l'équation (84) sont déterminées comme suit:

Corde normale de pied de dent s_{Fn2} :

$$\frac{s_{Fn2}}{m_n} = 2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fP2} - \rho_{fP2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fP2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right] \quad (95)$$

Bras du moment de flexion h_{Fe2} :

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n} = \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fP2}}{m_n} - \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right) \quad (96)$$

où

d_{en2} doit être dérivé de l'équation (108) pour des paramètres portant le chiffre 2 ajouté en indice

d_{fn2} doit être dérivé de la même manière que d_{an} [équation (107), noter que $d_{fn2} - d_{f2} = d_{n2} - d_2$].

Obtenir h_{fP2} de l'équation (97); se reporter à l'équation (98) et aux informations correspondantes pour ρ_{fP2} .

$$h_{fP2} = \frac{d_{n2} - d_{fn2}}{2} \quad (97)$$

$$\rho_{fP2} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_n} = \frac{h_{f2} - h_{nf2}}{1 - \sin \alpha_n} = \frac{d_{nf2} - d_{f2}}{2(1 - \sin \alpha_n)} \quad (98)$$

où d_{nf2} représente le diamètre d'un cercle proche du pied de la dent, contenant les limites des flancs actifs d'un engrenage intérieur.

Lorsque le rayon du profil de raccordement de pied ρ_{F2} est connu, il doit être utilisé. Lorsqu'il n'est pas connu, l'approximation suivante peut être utilisée:

$$\rho_{F2} = 0,15 m_n \quad (99)$$

S'assurer que le signe correct est utilisé; (voir note a de bas du Tableau 1).

7.2.4 Paramètres de roue équivalente

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2} = \arcsin (\sin \beta \cos \alpha_n) \quad (100)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \quad (101)$$

Approximation:

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (102)$$

$$\epsilon_{\alpha n} = \frac{\epsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b} \quad (103)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n \quad (104)$$

$$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n \quad (105)$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n \quad (106)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d \quad (107)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|z|} (\epsilon_{\alpha n} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \quad (108)$$

Le nombre z est positif pour des roues à denture extérieure et négatif pour des roues à denture intérieure (voir note a de bas du Tableau 1).

7.3 Facteur de concentration de contrainte, Y_S

Le facteur de concentration de contrainte Y_S est utilisé pour convertir la contrainte nominale de flexion en contrainte locale de pied de dent. Y_S doit être déterminé séparément pour le pignon et la roue.

$$Y_S = (1,2 + 0,13 L) q_s^{[1/(1,21+2,3/L)]} \quad (109)$$

où

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (110)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2 \rho_F} \quad (111)$$

avec

s_{Fn} tiré de l'équation (89) pour des roues à denture extérieure

s_{Fn} tiré de l'équation (95) pour des roues à denture intérieure

h_{Fe} tiré de l'équation (94) pour des roues à denture extérieure

h_{Fe} tiré de l'équation (96) pour des roues à denture intérieure

ρ_F tiré de l'équation (90) pour des roues à denture extérieure

ρ_F tiré des équations (98) et (99) pour des roues à denture extérieure.

7.4 Facteur d'inclinaison d'hélice, Y_{β}

La contrainte au pied de dent d'une roue cylindrique à denture droite équivalente, calculée comme une valeur préliminaire, est convertie au moyen du facteur d'hélice Y_{β} en contrainte pour la roue à denture hélicoïdale correspondante. On tient compte, de cette manière, de l'orientation oblique des lignes de contact (contrainte plus faible au pied de dent).

Si $\epsilon_\beta > 1$ et $\beta \leq 30^\circ$, alors

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} \quad (112)$$

Si $\epsilon_\beta > 1$ et $\beta > 30^\circ$, alors

$$Y_\beta = 0,75 \quad (113)$$

Si $\epsilon_\beta \leq 1$ et $\beta \leq 30^\circ$, alors

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \quad (114)$$

Si $\epsilon_\beta \leq 1$ et $\beta > 30^\circ$, alors

$$Y_\beta = 1 - 0,25 \epsilon_\beta \quad (115)$$

7.5 Contrainte admissible de référence (flexion), σ_{FE}

L'ISO 6336-5 fournit les informations sur les valeurs de $\sigma_{F \lim}$ et σ_{FE} , pour les matériaux d'engrenage les plus communément utilisés. Les prescriptions relatives aux processus de traitement thermique et de qualité du matériau pour des classes ML, MQ, ME et MX sont également incluses dans la présente Norme internationale.

Sauf indication contraire, la qualité de matériau MQ est une classe de qualité minimale prescrite pour les engrenages à grande vitesse. La méthode B de l'ISO 6336-3:1996 est utilisée dans la présente Norme internationale.

7.6 Facteur relatif de sensibilité à l'effet d'entaille $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ indique de manière approximative la tolérance de sollicitation excessive du matériau dans la zone du profil de raccordement de pied. Dans la présente Norme internationale, la méthode C de l'ISO 6336-3:1996 est utilisée.

- Si $q_s \geq 1,5$ alors $Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0$
- Si $q_s < 1,5$ alors $Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,95$

Le paramètre d'entaille, q_s peut être obtenue de l'équation (111).

7.7 Facteur relatif de surface, $Y_{R \text{ rel T}}$

7.7.1 Généralités

Le facteur de rugosité $Y_{R \text{ rel T}}$ représente l'influence sur la contrainte au pied de l'état de surface dans les pieds de dents et il dépend surtout de la rugosité de surface dans les profils de raccordement de pied.

L'influence de l'état de surface sur la résistance à la flexion des pieds de dent ne dépend pas uniquement de la rugosité de surface dans les profils de raccordement de pied, mais aussi de la taille et de la forme (problème des « entailles » dans une entaille). À ce jour, le sujet n'a pas encore été suffisamment bien étudié pour être pris en compte dans la présente Norme internationale. La méthode appliquée ici n'est valable qu'en l'absence de rayures (ou griffures) ou défauts similaires d'une profondeur supérieure à $2 \times Rz$.

NOTE $2 \times Rz$ est une valeur préliminaire estimée.

Outre la texture de surface, d'autres influences sur la résistance à la flexion de la denture sont connues et comprennent: les contraintes résiduelles de compression (grenaillage), l'oxydation aux joints de grain, les effets chimiques, etc. Quand les profils de raccordement ne sont pas grenaillés et/ou de forme parfaite, il convient de substituer à

$Y_{R \text{ rel } T}$ une valeur légèrement supérieure à celle obtenue à partir du graphique. Quand il y a oxydation aux joints de grain ou effets chimiques, il convient de substituer à $Y_{R \text{ rel } T}$ une valeur plus petite que celle indiquée par le graphique.

Dans la présente Norme internationale, la méthode C de l'ISO 6336-3:1996 est utilisée.

7.7.2 $Y_{R \text{ rel } T}$ pour la contrainte de durée de vie limitée, de référence et de longue durée

a) Pour tous les matériaux, si $Rz < 1 \mu\text{m}$, alors:

$$Y_{R \text{ rel } T} = 1,0 \quad (116)$$

b) Pour les engrenages V, Eh et IF, si $Rz \geq 1 \mu\text{m}$, alors:

$$Y_{R \text{ rel } T} = 1,674 - 0,529 (Rz + 1)^{0,1} \quad (117)$$

c) Pour engrenages NT, NV, si $Rz \geq 1 \mu\text{m}$, alors:

$$Y_{R \text{ rel } T} = 4,299 - 3,259 (Rz + 1)^{0,005} \quad (118)$$

7.8 Facteur de dimensions, Y_X

Y_X est utilisé pour tenir compte de l'influence de la taille sur:

- la répartition probable des points faibles dans la structure du matériau;
- les gradients de contrainte qui, dans la théorie des matériaux, diminuent lorsque les dimensions augmentent;
- la qualité du matériau;
- en ce qui concerne la qualité du forgeage, la présence de défauts, etc.

La méthode B de l'ISO 6336-3:1996 est utilisée dans la présente Norme internationale.

a) Pour les engrenages V

$$Y_X = 1,03 - 0,006 m_n \quad (119)$$

avec la restriction: $0,85 \leq Y_X \leq 1,0$

b) Pour les engrenages Eh, IF, NT, NV:

$$Y_X = 1,05 - 0,01 m_n \quad (120)$$

avec la restriction: $0,80 \leq Y_X \leq 1,0$

Annexe A (normative)

Rigidité de la dent c' et c_γ

A.1 Généralités

La rigidité de dent représente la charge requise sur une largeur de denture de 1 mm, dirigée le long de la ligne d'action¹⁾ pour produire une déformation de 1 μm sur une ou plusieurs dents d'engrenage exemptes d'écarts.

La rigidité simple c' est la rigidité maximale d'une seule paire de dents d'un engrenage à denture droite. Elle est approximativement égale à la rigidité maximale des dents d'un engrenage à contact unique²⁾. Pour les engrenages à denture hélicoïdale, c' est la rigidité maximale perpendiculaire à l'hélice d'une paire de dents.

La rigidité totale c_γ est la valeur moyenne de la rigidité de toutes les dents d'un engrènement.

La méthode B de l'ISO 6336-1:1996, utilisée dans la présente Norme internationale, est applicable dans la plage $x_1 \geq x_2 \leq 2$.

A.2 Rigidité simple, c'

A.2.1 Calcul de c'

Pour une charge spécifique $(F_t K_A)/b \geq 100 \text{ N/mm}$:

$$c' = 0,8 c'_{\text{th}} C_R C_B \cos \beta \quad (\text{A.1})$$

A.2.2 Rigidité simple théorique, c'_{th}

$$c'_{\text{th}} = \frac{1}{q'} \quad (\text{A.2})$$

où

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + (C_4 x_1) + \frac{(C_5 x_1)}{z_{n1}} + (C_6 x_2) + \frac{(C_7 x_2)}{z_{n2}} + (C_8 x_1^2) + (C_9 x_2^2) \quad (\text{A.3})$$

Tableau A.1 — Coefficients pour l'équation (A.3)

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,047 23	0,155 51	0,257 91	−0,006 35	−0,116 54	−0,001 93	−0,241 88	0,005 29	0,001 82

A.2.3 Facteur de corps de roue, C_R

$C_R = 1$ pour des roues taillées à partir de disques pleins.

1) La déformation de la dent peut être déterminée approximativement en utilisant F_t (F_m , F_{tH} , ...) au lieu de F_{bt} . La conversion de F_t en F_{bt} (charge tangente au cylindre de base) est couverte par les facteurs pertinents ou les modifications résultant de cette conversion peuvent être ignorées quand elles sont comparées à d'autres incertitudes (par exemple les tolérances sur les valeurs mesurées).

2) c' à la limite extérieure d'un contact unique, peut être supposée avoisiner la valeur maximale de la raideur simple lorsque $\epsilon_\alpha > 1,2$.

Pour les autres roues:

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5 e^{s_R/(5m_n)}} \quad (\text{A.4})$$

Conditions limites:

lorsque $b_s/b < 0,2$ utiliser $b_s/b = 0,2$

lorsque $b_s/b > 1,2$ utiliser $b_s/b = 1,2$

lorsque $s_R/m_n < 1$ utiliser $s_R/s_n = 1$

Voir la Figure A.1 pour les symboles.

A.2.4 Facteur du tracé de référence, C_B

Pour le tracé de référence spécifiée³⁾, $C_{BS} = 1$ (valeur normalisée)

Pour les autres tracés de référence, C_{BD} (valeur différente) peut être obtenu de l'équation (A.5)

$$c_{BD} = [1 + 0,5 (1,2 - h_{fP}/m_n)] [1 - 0,02 (20^\circ - \alpha_P)] \quad (\text{A.5})$$

A.2.5 Informations supplémentaires

- a) Roue à denture intérieure: les valeurs approximatives des rigidités simples théoriques des dents de roue à denture intérieure peuvent être déterminées selon les équations (A.2), (A.3), en utilisant la valeur infinie pour z_{n2} .
- b) Charge spécifique $(F_t K_A)/b < 100 \text{ N/mm}$

$$c' = 0,8 c'_{th} C_R C_B \cos \beta \left[\frac{F_t K_A}{100 b} \right]^{0,25} \quad (\text{A.6})$$

- c) La valeur ci-dessus est exprimée pour des engrenages en acier; pour les autres matériaux et combinaisons de matériaux, se reporter à l'article 9 de l'ISO 6336-1:1996.

A.2.6 Rigidité totale, c_γ

Les roues cylindriques à denture droite de rapport $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ et les roues à denture hélicoïdale d'angle d'hélice $\beta \leq 30^\circ$ ont une rigidité totale donnée par l'expression:

$$c_\gamma = c' (0,75 \epsilon_\alpha + 0,25) \quad (\text{A.7})$$

avec c' selon l'équation (A.1).

3) Progression en série pour les engrenages à profil de tracé de référence: $\alpha_P = 20^\circ$, $h_{aP} = m_n$, $h_{fP} = 1,2 m_n$ et $\rho_{fP} = 0,2 m_n$. Les équations (A.2) et (A.3) s'appliquent à la plage $x_1 \geq x_2$; $-0,5 \leq x_1 + x_2 \leq 2,0$. Les écarts des valeurs réelles par rapport aux valeurs calculées dans la plage de $100 \leq F_{bt}/b \leq 1\,600 \text{ N/mm}$ sont entre +5 % et -8 %.

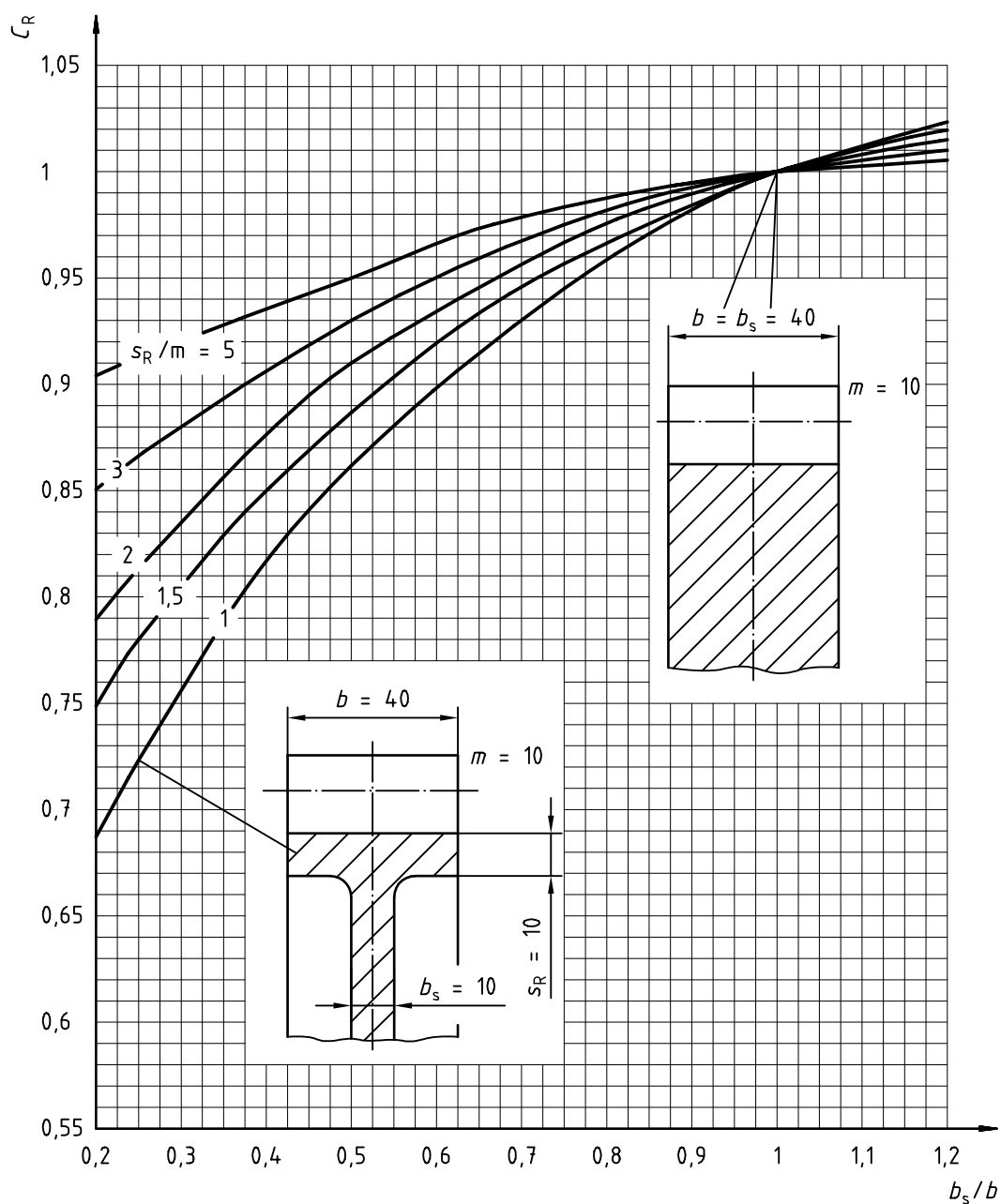


Figure A.1 — Facteur de roue brute C_R , valeurs moyennes pour des engrenages conjugués de conception de roue similaire ou plus rigide

Annexe B (normative)

Caractéristiques particulières aux conceptions d'engrenages les moins communes

B.1 Facteur dynamique K_v pour les trains planétaires

B.1.1 Généralités

Dans les trains qui comprennent les engrenages à contacts multiples tels que les engrenages intermédiaires et les engrenages épicycloïdaux, à satellites et solaires, il y a plusieurs fréquences propres. Elles peuvent être inférieures ou supérieures à la fréquence propre d'un engrenage simple qui n'a qu'un seul contact.

Bien que les valeurs de K_v déterminées avec les formules de la présente Norme internationale doivent être considérées comme non fiables, elles peuvent, néanmoins, être utiles pour des évaluations préliminaires. Il convient, dans toute la mesure du possible, de les réévaluer en utilisant une procédure plus précise.

Il est recommandé d'utiliser, de préférence, la Méthode A de l'ISO 6336-1:1996 pour l'analyse des conceptions de transmission les moins communes. Pour plus d'information, se reporter à 6.1.1 de l'ISO 6336-1:1996.

B.1.2 Calcul de la masse réduite d'un engrenage à denture extérieure

Se reporter à 5.6.2.

B.1.3 Détermination de la vitesse de résonance pour les conceptions d'engrenage les moins communes

Il convient que la vitesse de résonance pour les conceptions d'engrenage les moins communes soit déterminée en utilisant la Méthode A de l'ISO 6336-1:1996. Il est, cependant, admis d'utiliser d'autres méthodes pour évaluer les effets. Quelques exemples sont donnés ci-dessous:

- a) Diamètre de l'arbre du pignon environ égal au diamètre de dent à mi-hauteur d_{m1}

La rigidité en torsion élevée de l'arbre du pignon doit être dans une large mesure compensée par la masse de l'arbre. Ainsi, la vitesse de résonance peut être normalement calculée, en utilisant la masse du pignon (partie dentée) et la rigidité totale normale c_γ .

- b) Deux roues coaxiales rigidement liées

La masse de la roue coaxiale la plus grande doit être incluse.

- c) Une grande roue entraînée par deux pignons

La masse de la roue étant normalement bien plus grande que les masses des pignons, chaque contact peut être considéré séparément, c'est-à-dire:

- comme un engrenage comprenant le premier pignon et la roue;
- comme un engrenage comprenant le second pignon et la roue.

- d) Trains planétaires

Du fait des nombreux contacts qui comprennent des rigidités autres que les rigidités totales, le comportement vibratoire des trains planétaires est très complexe. Ainsi, les facteurs issus d'une formule simple sont, en général, imprécis et il convient de vérifier ultérieurement les valeurs obtenues selon la méthode définie dans la présente

Norme internationale, par une analyse détaillée théorique ou expérimentale, ou sur la base d'expérience de fonctionnement. Voir également les commentaires en introduction de la présente annexe.

1) Roue solaire / satellite

La masse réduite pour détermination de la vitesse de résonance du solaire n_{E1} est donnée par:

$$m_{\text{red}} = \frac{J_{\text{pla}}^* J_{\text{sun}}^*}{(p J_{\text{pla}}^* r_{\text{b sun}}^2) + (J_{\text{sun}}^* r_{\text{b pla}}^2)} \quad (\text{B.1})$$

où

J_{pla}^* et J_{sun}^* sont les moments d'inertie par unité de largeur de denture de la roue solaire et du satellite respectivement, en kilogrammes millimètres carrés par millimètre ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2 / \text{mm}$);

$$r_{\text{b sun}} = 0,5 d_{\text{b sun}}$$

$$r_{\text{b pla}} = 0,5 d_{\text{b pla}}$$

p est le nombre de satellites dans l'étage d'engrenage considéré.

La valeur, m_{red} , déterminée par l'équation (B.1), doit être utilisée dans l'équation pour le calcul de N (voir 5.6.2.2) où une rigidité totale approximativement égale à un satellite simple doit être utilisée pour la rigidité totale c_γ et le nombre de dents du solaire doit être utilisé pour z_1 .

Pour ce qui concerne les satellites, il convient de noter que F_t dans les équations (12), (13) et (14) est égal à la charge tangentielle totale appliquée au solaire divisé par le nombre de satellites.

2) Satellite / couronne reliée de manière rigide au carter

Dans ce cas, la masse de la couronne peut être supposée infinie. Ainsi, la masse relative devient égale à la masse du satellite considérée. Cela peut être déterminé comme suit:

$$m_{\text{red}} = \frac{J_{\text{pla}}^*}{r_{\text{b pla}}^2} \quad (\text{B.2})$$

en utilisant la notation ci-dessus.

3) Satellite / couronne en rotation

Dans ce cas, la masse de la couronne peut être déterminée comme pour une roue à denture extérieure et la masse relative du satellite calculée selon l'équation (B.2). La méthode décrite en c) doit être utilisée lorsque la couronne s'engrène avec plusieurs satellites.

B.1.4 Roues intermédiaires

Des valeurs approximatives peuvent être obtenues à partir des expressions suivantes lorsque les roues menantes et menées sont approximativement de la même taille et lorsque la roue intermédiaire est également à peu près de la même taille ou un peu plus grande:

— masse réduite

$$m_{\text{red}} = \frac{2}{\left(\frac{r_{\text{b1}}^2}{J_1^*} + \frac{2r_{\text{b2}}^2}{J_2^*} + \frac{r_{\text{b3}}^2}{J_3^*} \right)} \quad (\text{B.3})$$

— rigidité totale

$$c_\gamma = 0,5 (c_{\gamma 1,2} + c_{\gamma 2,3}) \quad (\text{B.4})$$

où

J_1^*, J_2^*, J_3^* sont les moments d'inertie par largeur de denture unitaire du pignon, de l'élément intermédiaire et de la roue respectivement, en kilogrammes millimètres carrés par millimètre ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2/\text{mm}$);

$c_{\gamma 1,2}$ est la rigidité totale de la roue menante et de l'engrenage intermédiaire;

$c_{\gamma 2,3}$ est celle de la roue intermédiaire et de l'engrenage mené (voir l'annexe A pour la détermination de c_γ). Une analyse plus précise est recommandée si la vitesse de référence est dans une plage de $0,6 < N < 1,5$.

Si la roue intermédiaire est substantiellement plus grande que les roues menante et menée, ou si la roue menante ou la roue menée est substantiellement plus petite que les deux autres roues, K_v peut être calculé séparément pour chaque engrenement, c'est-à-dire:

- pour la combinaison roue menante-intermédiaire, et
- pour la combinaison roue menée-intermédiaire.

Les valeurs de m_{red} calculées conformément aux définitions ci-dessus peuvent être utilisées dans l'équation (7) de 5.6.2.2 pour déterminer la vitesse de résonance.

Une analyse précise est recommandée pour les cas non mentionnés ici.

B.2 Facteur de distribution longitudinale de la charge $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ pour des trains planétaires simples

Le facteur de distribution longitudinale de la charge tient compte des effets de la répartition non uniforme de la charge sur la largeur de denture de la roue, sur la pression de contact ($K_{H\beta}$) et sur la contrainte du pied de dent ($K_{F\beta}$).

Selon 7.2.3.1.a) et 7.6.1 de l'ISO 6336-1:1996, la méthode C1 convient pour les trains planétaires simples qui ont les caractéristiques suivantes:¹⁾

Soit le solaire, soit le porte-satellite et quelquefois la couronne du train planétaire est libre de flotter; autrement, une répartition uniforme de la charge entre les satellites individuels est réalisée par une plus grande précision de fabrication et/ou de souplesse. Pour plus de détails, se reporter, le cas échéant, aux paragraphes mentionnés ci-dessus.

Déterminer:

- l'écart de fabrication f_{ma} conformément à 5.7.2.1,
- le facteur de rodage κ_β conformément à 5.7.2.2,
- la rigidité totale conformément à l'annexe A.

1) Les forces de rappel dans les accouplements dentés sont ignorées. Les forces de rappel qui donnent lieu à une répartition non uniforme de la charge sur la largeur de denture peuvent apparaître lorsque les éléments de la transmission sont rigides et que les caractéristiques de frottement des accouplements flexibles ne sont pas satisfaisants.

Toute répartition inégale de la charge tangentielle totale entre les satellites est couverte par le facteur K_γ [voir 5.1, note de bas de page 4)]. Ainsi, pour ces engrenages, $F_m = (F_t K_A K_\gamma K_v)$, F_t étant la charge tangentielle nominale transmise par chaque contact, ainsi que la somme des charges sur les deux hélices des roues à denture en chevron,

a) Engrenages cylindriques à denture droite et à denture hélicoïdale simple²⁾

- Engrenage **sans** correction d'hélice, solaire (Z) / satellite (P) monté sur un axe de satellite fixe et rigide:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} p \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 5,12 + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b} \quad (B.5)$$

- Pour le même engrenage, mais **avec** correction d'hélice (seule la déformation par torsion est compensée): $K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (37).

- Engrenage **sans** correction de l'hélice, solaire (Z) / satellite (P) à coussinets montés avec des paliers dans le porte-satellite:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left[5,12 p \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b} \quad (B.6)$$

- Pour le même engrenage mais **avec** correction complète de l'hélice, déformation par flexion et par torsion entièrement compensées:

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (37).

- Engrenage: **sans** correction de l'hélice, couronne (H) / satellite (P) à coussinets montés avec des paliers dans le porte-satellite:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8\,000}{3\pi} \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b} \quad (B.7)$$

- Pour le même engrenage, mais **avec** correction de l'hélice (seule la déformation par flexion est compensée):

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (37).

- Engrenages: **avec ou sans** correction de l'hélice, couronne (H) / satellite (P) monté sur un axe de satellite fixe et rigide:

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (37).

b) Engrenage à denture en chevron³⁾

- Engrenage **sans** correction d'hélice, solaire (Z) / satellite (P) monté sur un axe de satellite fixe et rigide:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} p \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{2b_B}{d_z} \right)^2 3,2 + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (B.8)$$

- Pour le même engrenage mais **avec** correction de l'hélice (seule la déformation par torsion est compensée):

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (38).

- Engrenage **sans** correction de l'hélice, solaire (Z) / satellite (P) à coussinets montés avec des paliers dans le porte-satellite:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left[3,2 p \left(\frac{2b_B}{d_z} \right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (B.9)$$

2) Voir 5.7.3.1, note de bas de page 7).

3) Voir 5.7.3.1, notes de bas de page 7) et 8).

- Pour le même engrenage mais **avec** correction complète de l'hélice (déformation par flexion et par torsion entièrement compensée)⁴⁾:

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (38).

- Engrenage **sans** correction de l'hélice, couronne (H) / satellite (P) à coussinets montés avec des paliers dans le porte-satellite:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{B}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{B} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (\text{B.10})$$

- Pour le même engrenage, mais **avec** correction de l'hélice (seule la déformation par flexion est compensée):

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (38).

- Engrenage: **avec ou sans** correction de l'hélice, couronne (H) / satellite (P) monté sur un axe de satellite fixe et rigide:

$K_{H\beta}$ selon 5.7.3.2, équation (38).

4) Voir 5.7.3.2, note de bas de page 10).

Annexe C (informative)

Valeurs guides pour le facteur d'application K_A

C.1 Établissement des facteurs d'application

La meilleure façon d'établir les facteurs d'application est d'effectuer une analyse approfondie de l'expérience acquise dans la pratique sur une application particulière, voir l'ISO/TR 10495. Lorsque l'expérience pratique n'est pas disponible, il convient d'effectuer une investigation analytique poussée.

Le facteur K_A est utilisé pour modifier la valeur F_t , afin de prendre en compte les charges qui s'ajoutent aux charges nominales imposées aux engrenages par des sources extérieures. S'il n'est pas possible de déterminer la charge tangentielle équivalente (voir 5.2) par une analyse globale du système ou à partir de valeurs mesurées en utilisant un critère approprié de dommages cumulés, les valeurs empiriques données dans le Tableau C.1 peuvent être utilisées.

C.2 Valeurs approximatives pour les facteurs d'application

Le Tableau C.1 fournit les valeurs types pour les facteurs d'application qui peuvent être utilisées si une expérience pratique fait défaut ou lorsqu'une analyse détaillée n'est pas disponible. Il est recommandé d'utiliser, le cas échéant, ce tableau avec précaution car des valeurs beaucoup plus élevées ont été observées dans certaines applications. Des valeurs allant jusqu'à 10 ont été utilisées.

Les valeurs s'appliquent uniquement aux transmissions qui fonctionnent hors de la plage de vitesses de résonance sous des régimes de charges relativement stables. Si des conditions de fonctionnement données impliquent des charges inhabituellement sévères, des moteurs à couples de démarrage élevé, un régime de fonctionnement intermittent ou des chocs violents et répétés, la sécurité de la capacité de charge statique et de durée de vie limitée des engrenages doit être vérifiée (voir l'ISO 6336-1, l'ISO 6336-2 et l'ISO 6336-3).

Tableau C.1 — Facteur d'application K_A

Caractéristiques de fonctionnement de la machine menante	Caractéristiques de fonctionnement de la machine menée			
	Uniforme	Chocs légers	Chocs modérés	Chocs violents
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Chocs légers	1,10	1,35	1,60	1,85
Chocs modérés	1,25	1,50	1,75	2,00
Chocs violents	1,50	1,75	2,00	2,25 ou plus

EXEMPLE

a) Turbine/Génératrice

Dans ce système, des couples de court-circuit allant jusqu'à six fois le couple nominal peuvent apparaître. De telles surcharges peuvent être délestées par des accouplements de sécurité.

b) Moteur électrique/compresseur

Si la fréquence de la pompe et la fréquence propre de torsion coïncident, des contraintes alternées considérables peuvent apparaître.

c) Laminaires à tôles fortes et lingots

Des couples initiaux de chocs de passe allant jusqu'à six fois le couple de laminage doivent être pris en compte dans ces cas précis.

d) Entraînements à moteurs synchrones

Des couples alternants allant jusqu'à cinq fois le couple nominal peuvent apparaître brièvement (approximativement, 10 amplitudes) au démarrage; cependant, des couples alternants dangereux peuvent souvent être évités totalement par des mesures appropriées de déplacement des fréquences.

Les informations et les valeurs numériques fournies ici ne peuvent pas être généralisées. L'amplitude du couple de crête dépend du système élastique de la masse, de l'excitation forcée, des mesures de sécurité (accouplement de sécurité, protection contre les faux couplages des machines électriques), etc.

Ainsi, dans des cas critiques, une analyse attentive est indispensable. Il est alors recommandé de convenir des mesures qu'il convient de prendre.

Les facteurs d'application indiqués dans la commande d'achat doivent être pris en compte comme valeurs minimales requises. Voir également l'article 4.

Lorsqu'il y a des masses d'inertie supplémentaires, les couples résultant de l'effet de volant doivent être pris en compte. Le couple de freinage donne, quelquefois, la charge maximale et influence ainsi le calcul de la capacité de charge.

Il est bon, par hypothèse, que les matériaux d'engrenage utilisés aient une capacité de surcharge adéquate. Lorsque des matériaux utilisés n'ont qu'une capacité de surcharge marginale, il convient que les conceptions prévoient l'endurance pour des pointes de charge.

La valeur K_A pour des chocs modérés, moyens et violents peut être réduite en utilisant des accouplements hydrauliques ou un accouplement élastique adapté au couple et, notamment, des accouplements qui atténuent les vibrations lorsque les caractéristiques des accouplements le permettent.

Tableau C.2 — Exemples de machines menantes avec différentes caractéristiques de fonctionnement

Caractéristiques de fonctionnement	Machine menante
Uniforme	Moteur électrique (par exemple moteur à courant continu), turbine à vapeur ou à gaz à fonctionnement uniforme ^a et des couples de démarrages faibles et rares ^b
Chocs légers	Turbine à vapeur ou turbine à gaz, moteur hydraulique ou électrique (couples de démarrage importants et fréquents ^b)
Chocs modérés	Moteur à combustion interne à multiples cylindres
Chocs violents	Moteur à combustion interne à un seul cylindre
^a Fondé sur les essais de vibration ou sur l'expérience acquise sur des installations similaires	
^b Voir les graphes de durée de vie nominale Z_{NT} Y_{NT} pour le matériau dans l'ISO 6336-2 et l'ISO 6336-3. Prise en compte des couples de surcharge à action temporaire, voir les exemples qui suivent le Tableau C.1.	

Tableau C.3 — Engrenages industriels — Exemples de caractéristiques de fonctionnement de machine menée

Caractéristiques de fonctionnement	Machine menée
Uniforme	Générateurs de courant à charge continue; transporteurs à plateau ou à bande à charge uniforme; transporteurs à vis; ascenseurs légers; machines d'emballage; dispositifs d'avance pour machines-outils; ventilateurs; centrifugeuses légères; pompes centrifuges; agitateurs et mélangeurs pour liquides légers ou matières de densité uniforme; cisailles; presses, emboutisseuses ^a ; machines verticales, organes de roulement ^b .
Chocs légers	Transporteurs à plateau ou à courroie à charge non uniforme (c'est-à-dire, fonctionnant à la pièce ou par lot); entraînements principaux de machine-outil; ascenseurs lourds; mécanismes d'orientation de grue; ventilateurs industriels et miniers; centrifugeuses lourdes; pompes centrifuges; agitateurs et mélangeurs pour liquides ou substances de densité non uniforme; pompes à piston multi-cylindres, pompes de distribution; extrudeuses (en général); calandres; fours rotatifs; colonnes de laminoirs ^c , (laminoirs en continu de tôles de zinc et d'aluminium, laminoirs à fil et à barreaux).
Chocs modérés	Extrudeuses de caoutchouc; mélangeurs pour caoutchouc et matière plastique à fonctionnement continu; broyeurs à billes (léger); machine à bois (scies, tours); laminoirs à lingots ^{c, d} ; appareils de levage; pompes à piston mono-cylindre.
Chocs violents	Excavatrices (entraînements de roues à godets), entraînements de chapelet (chaîne à godets); entraînements pour crible et tamis; pelles mécaniques, broyeurs à billes (lourds); masticateurs de caoutchouc, concasseurs (pierre, minerais); machines de fonderie; pompes de distribution lourdes; perceuses rotatives; presses à briques; décortiqueuses; machines à écorcer; laminoirs à froid ^{c, e} ; presses à agglomérer, broyeurs.
^a Couple nominal = couple maximal de coupe, de pressage ou d'emboutissage. ^b Couple nominal = couple maximal de démarrage. ^c Couple nominal = couple maximal de laminage. ^d Couple de limitation de courant. ^e K_A jusqu'à 2,0 du fait du fissurage fréquent des bandes.	

Tableau C.4 — Engrenages à haute vitesse et engrenages à exigence similaire — Exemples de caractéristiques de fonctionnement des machines menées

Caractéristiques de fonctionnement	Machine menée
Uniforme	Compresseurs centrifuges pour installation de conditionnement d'air, pour gaz de procédé; dynamomètre - machine d'essai; excitatrices et génératrices de charge de base ou continue; entraînements principaux de machines à papier.
Chocs légers	Compresseurs centrifuges d'air ou pour pipelines; compresseurs axiaux; ventilateurs centrifuges; excitatrices et génératrices de pointes de charge; pompes centrifuges (tous types autres que ceux énumérés ci-dessous); pompes rotatives à flux axial; industrie du papier; raffineuse Jordan, machines, entraînements auxiliaires de machines, pilons.
Chocs modérés	Soufflantes à came rotative, compresseurs à came rotative à flux radial; compresseurs à piston (à trois cylindres ou plus); ventilateurs d'aspiration, extracteurs miniers et industriels (à cycles de démarrages importants et fréquents); pompes centrifuges d'alimentation de chaudières; pompes à came rotative, pompes à piston (à trois cylindres ou plus).
Chocs violents	Compresseurs à piston (à deux cylindres); pompes centrifuges (avec réservoir d'eau); pompe à boues; pompe à piston (à deux cylindres).

Bibliographie

- [1] ISO 53:1998, *Engrenages cylindriques de mécanique générale et de grosse mécanique — Tracé de référence.*
- [2] ISO 54:1996, *Engrenages cylindriques de mécanique générale et de grosse mécanique — Modules.*
- [3] ISO 701:1998, *Notation internationale des engrenages — Symboles géométriques.*
- [4] ISO 4287:1997, *Spécification géométrique des produits (GPS) — État de surface: Méthode du profil — Termes, définitions et paramètres d'état de surface.*
- [5] ISO 4288:1996, *Spécification géométrique des produits (GPS) — État de surface: Méthode du profil — Règles et procédures pour l'évaluation de l'état de surface.*
- [6] ISO 9083:—¹⁾, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale — Application pour les engrenages marins.*
- [7] ISO 9085:—²⁾, *Calcul de la capacité de charge des engrenages à denture droite et hélicoïdale — Application aux engrenages industriels.*
- [8] ISO/TR 10495:1997, *Engrenages cylindriques — Calcul de la durée de vie en service sous charge variable — Conditions pour les engrenages cylindriques conformément à l'ISO 6336.*

1) À publier.

2) À publier.

