
**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**

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

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

[ISO 9084:2000](#)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000>



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.

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 9084:2000

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000>

© 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	

ITeH STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 9084:2000

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000>

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.

[ISO 9084:2000](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537ff8/iso-9084-2000)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537ff8/iso-9084-2000>

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 piqûres 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.

iTeh STANDARD PREVIEW (standards.iteh.ai)

[ISO 9084:2000](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000>

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 9084:2000

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537f1fc8/iso-9084-2000>

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 piqûres 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-piqûres, 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 denture¹⁾.*

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 (piqûres).*

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_{FP}	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. (standards.iteh.ai)

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 filetées, 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).

iTeh STANDARD PREVIEW

4.2 Coefficient de sécurité (standards.iteh.ai)

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 . [ISO 9084:2000](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e->

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).

iTech STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

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.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/88cf815e-5245-4c0e-ad0e-341f537ff8/iso-9084-2000>

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:

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

iTeh STANDARD PREVIEW

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.