
**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**

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

Calculation of load capacity of spur and helical gears —

Part 3: Calculation of tooth bending strength

ISO 6336-3:2006

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/72e8f5de-31e3-419b-bec3-e1b626890e12/iso-6336-3-2006>



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 6336-3:2006

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/72e8f5de-31e3-419b-bec3-e1b626890e12/iso-6336-3-2006>

© ISO 2006

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 du 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.org
Web www.iso.org

Publié en Suisse

Sommaire

Page

Avant-propos.....	v
Introduction	vi
1 Domaine d'application.....	1
2 Références normatives	1
3 Termes, définitions, symboles et termes abrégés	2
4 Rupture de dent et coefficients de sécurité.....	2
5 Équation de base	2
5.1 Coefficient de sécurité pour la contrainte de flexion (sécurité contre la rupture de dent), S_F	2
5.2 Contrainte en pied de dent, σ_F	2
5.3 Contrainte de flexion admissible en pied de dent, σ_{FP}	4
6 Facteurs de forme, Y_F	8
6.1 Généralités	8
6.2 Calcul du facteur de forme Y_F : Méthode B	9
6.3 Détermination de la charge normale à la dent pour une denture droite	13
7 Facteurs de concentration de contraintes, Y_S	14
7.1 Usage de base.....	14
7.2 Facteur de concentration de contraintes, Y_S : Méthode B	14
7.3 Facteur de concentration de contrainte pour denture avec entaille aux flancs de raccordement	15
7.4 Facteur de concentration de contraintes, Y_{ST} , approprié aux dimensions de l'engrenage d'essai de référence normalisé	15
8 Facteur d'inclinaison, Y_β	15
8.1 Valeurs graphiques.....	16
8.2 Détermination par calcul.....	16
9 Facteur d'épaisseur de jante, Y_B	16
9.1 Valeurs graphiques.....	16
9.2 Détermination par calcul.....	17
10 Facteur de profondeur de dent, Y_{DT}	18
10.1 Valeurs graphiques.....	18
10.2 Détermination par calcul.....	18
11 Contrainte de référence pour la flexion.....	19
11.1 Contrainte de référence pour la Méthode A.....	19
11.2 Contrainte de référence avec les valeurs de $\sigma_{F \text{ lim}}$ et σ_{FE} pour la Méthode B	19
12 Facteur de durée de vie, Y_{NT}	19
12.1 Facteur de durée de vie Y_{NT} : Méthode A	19
12.2 Facteur de durée de vie Y_{NT} : Méthode B	20
13 Facteur de sensibilité à l'entaille, $Y_{\delta T}$, et facteurs de sensibilité relative à l'entaille, $Y_{\delta \text{ rel } T}$	21
13.1 Bases de l'utilisation	21
13.2 Détermination du facteur de sensibilité à l'entaille	21
13.3 Facteur de sensibilité relative à l'entaille, $Y_{\delta \text{ rel } T}$: Méthode B	22

14	Facteurs d'état de surface, Y_R, Y_{RT}, et facteurs d'état de surface relatif, $Y_{R\ rel\ T}$	27
14.1	Influence de l'état de surface	27
14.2	Détermination des facteurs d'état de surface et des facteurs relatifs d'état de surface	28
14.3	Facteur d'état de surface relatif, $Y_{R\ rel\ T}$: Méthode B	28
15	Facteur de dimension, Y_X	30
15.1	Facteur de dimension, Y_X: Méthode A	30
15.2	Facteur de dimension, Y_X: Méthode B	30
Annexe A	(normative) Contrainte de flexion admissible, σ_{FP}, obtenue à partir d'éprouvettes polies entaillées, planes ou lisses	33
Annexe B	(informative) Valeurs indicatives pour le facteur d'influence de contrainte moyenne, Y_M	41
Bibliographie		43

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 6336-3:2006

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/72e8f5de-31e3-419b-bec3-e1b626890e12/iso-6336-3-2006>

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 2.

La tâche principale des comités techniques est d'élaborer les Normes internationales. 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 du présent document peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. L'ISO ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et averti de leur existence.

L'ISO 6336-3 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*, sous-comité SC 2, *Calcul de la capacité des engrenages*.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition (ISO 6336-3:1996), dont les Articles 5 et l'Article 9 ont fait l'objet d'une révision technique, avec un nouvel Article 8 qui a été ajouté. Elle incorpore également le Rectificatif technique ISO 6336-3:1996/Cor.1:1999.

L'ISO 6336 comprend les parties suivantes, présentées sous le titre général *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale*:

- *Partie 1: Principes de base, introduction et facteur généraux d'influence*
- *Partie 2: Calcul de la résistance à la pression de contact (piqûre)*
- *Partie 3: Calcul de la résistance à la flexion en pied de dent*
- *Partie 5: Résistance et qualité des matériaux*
- *Partie 6: Calcul de la durée de vie en service sous charge variable*

Dans cette version corrigée

- la Figure 3 a été mise à jour;
- dans l'Équation (17), la valeur absolue de z_n a été notée;
- des signes « moins » qui manquaient dans les Équations (18) et (19) ont été insérés;
- l'Équation (50) a été corrigée.

Introduction

La contrainte maximale de traction en pied de dent (dans la direction de la hauteur de dent), qui ne peut excéder la contrainte de flexion admissible pour le matériau, est la base du calcul de la capacité de charge à la flexion des dents. Cette contrainte apparaît dans les profils de raccordement en pied de dent en traction, du côté des flancs actifs. Si la charge est telle qu'elle provoque la formation de fissures, celles-ci apparaissent en priorité dans les profils de raccordement où la contrainte de compression est générée, c'est-à-dire dans les «profils de raccordement de compression», qui sont du côté des flancs non actifs. Lorsque le chargement des dentures est unidirectionnel de type répété et que les dents sont de forme standard, ces fissures ne se propagent que rarement jusqu'à la rupture. Les ruptures dues à la propagation des fissures sont généralement le fait d'amorces initiées dans les profils de raccordement en pied de dent sollicités en traction.

La tenue en fatigue des dents soumises à chaque tour à un chargement de type alterné, tel que les pignons intermédiaires, est plus faible que pour une sollicitation de type unidirectionnel répétée. Dans ce cas l'amplitude totale de la contrainte est supérieure à deux fois la contrainte de traction apparaissant dans le profil de raccordement en pied de dent des flancs chargés. Cela est pris en compte dans le calcul des contraintes admissibles (voir l'ISO 6336-5).

Quand les jantes des roues dentées sont peu épaisses et que les entre-dents adjacents à la surface de pied sont étroits (conditions qui peuvent se rencontrer en particulier avec des dentures intérieures), les fissures apparaissent habituellement dans le profil de raccordement des flancs sollicités en compression. Puisque, dans de tels cas, la jante peut à elle seule subir une rupture de fatigue, des études particulières sont nécessaires. Voir l'Article 1.

Plusieurs méthodes de calcul de la contrainte critique en pied de dent et d'évaluation des facteurs associés ont été adoptées. Voir l'ISO 6336-1.

[ISO 6336-3:2006](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/72e8f5de-31e3-419b-bec3-e1b626890e12/iso-6336-3-2006)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/72e8f5de-31e3-419b-bec3-e1b626890e12/iso-6336-3-2006>

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

IMPORTANT — L'utilisateur de la présente partie de l'ISO 6336 est mis en garde que, lorsqu'il utilise la méthode spécifiée pour de grands angles d'hélice et de grands angles de pression, il convient que les résultats calculés soient confirmés par l'expérience ainsi que par la Méthode A.

1 Domaine d'application

La présente partie de l'ISO 6336 donne les équations fondamentales à utiliser pour le calcul de la capacité de charge à la flexion des dents d'engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale, extérieure ou intérieure et à profil en développante de cercle, et présentant, sous le pied de dent, une épaisseur de jante telle que $s_f > 0,5 h_t$ pour les dentures extérieures et $s_f > 1,75 m_n$ pour les dentures intérieures. En service, les dentures intérieures peuvent subir des modes de défaillance autres que la fatigue en flexion en pied de dent, c'est-à-dire des fissures commençant au diamètre de pied pour évoluer radialement vers l'extérieur. La présente partie de l'ISO 6336 n'assure pas une sécurité appropriée contre des modes de défaillance autres que la fatigue en flexion en pied de dent. Elle tient compte de tous les paramètres agissant sur la résistance à la rupture des dents, pour autant que ceux-ci résultent des charges appliquées sur la denture et qu'ils puissent être évalués quantitativement.

ISO 6336-3:2006

Les équations données sont valables pour des roues cylindriques à dentures droite et hélicoïdale, avec des profils de denture conformes au tracé de référence de l'ISO 53. Elles peuvent aussi être appliquées à des dentures conjuguées à un autre tracé de référence, si le rapport de conduite virtuel ne dépasse pas $\varepsilon_{\alpha n} = 2,5$.

La capacité de charge déterminée à partir de la contrainte admissible en pied de dent est appelée «résistance à la flexion en pied de dent». Les résultats sont en concordance avec ceux obtenus par d'autres méthodes pour la plage indiquée dans le domaine d'application de l'ISO 6336-1.

2 Références normatives

Les documents de référence suivants sont indispensables pour l'application du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

ISO 53:1998, *Engrenages cylindriques de mécanique générale et de grosse mécanique — Tracé de référence*

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

ISO 6336-1:2006, *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 6336-5:2003, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 5: Résistance et qualité des matériaux*

3 Termes, définitions, symboles et termes abrégés

Pour les besoins du présent document, les termes, les définitions, les symboles et les termes abrégés donnés dans l'ISO 1122-1 et dans l'ISO 6336-1 s'appliquent.

4 Rupture de dent et coefficients de sécurité

Une rupture de dent signifie, en général, la fin de la vie de l'engrenage. Quelquefois, la rupture d'une dent entraîne la destruction de toute la denture. Dans certains cas, la liaison entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie est interrompue. Par conséquent, il convient que le choix du coefficient de sécurité S_F contre la rupture de dents soit plus grand que le coefficient de sécurité contre la formation des piquûres.

Certaines règles d'ordre général sur le choix du coefficient de sécurité minimal peuvent être trouvées dans l'ISO 6336-1:2006, 4.1.7. Il est recommandé que le fabricant et l'utilisateur s'accordent sur la valeur à donner au coefficient de sécurité minimal.

La présente partie de l'ISO 6336 ne s'applique pas aux contraintes supérieures à celles indiquées pour un nombre de cycles égal à 10^3 , puisque, pour de telles contraintes, on risque de dépasser la limite élastique du matériau de la denture.

5 Équation de base

La contrainte effective en pied de dent σ_F et la contrainte admissible en pied de dent σ_{FP} doivent être calculées séparément pour le pignon et la roue; σ_F doit être inférieur à σ_{FP} .

5.1 Coefficient de sécurité pour la contrainte de flexion (sécurité contre la rupture de dent), S_F

Calculer S_F séparément pour le pignon et la roue:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} \geq S_{Fmin} \quad (1)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} \geq S_{Fmin} \quad (2)$$

σ_{F1} et σ_{F2} sont calculés d'après les Équations (3) et (4). Les valeurs de σ_{FG} pour la contrainte de référence et pour la contrainte statique sont calculées d'après l'Équation (5), conformément à 5.3.2.1 et 5.3.2.2. Pour une durée de vie limitée, on détermine σ_{FG} conformément à 5.3.3.

Les valeurs de la limite de résistance en pied de dent σ_{FG} , de la contrainte admissible en pied de dent σ_{FP} et de la contrainte effective en pied de dent σ_F peuvent être déterminées suivant les différentes méthodes. La méthode utilisée pour chaque valeur doit être indiquée dans la note de calcul.

NOTE Les coefficients de sécurité du présent paragraphe se rapportent au couple transmissible.

Pour des commentaires sur les valeurs numériques du coefficient de sécurité minimal et sur le risque de détérioration, voir l'ISO 6336-1:2006, 4.1.7.

5.2 Contrainte en pied de dent, σ_F

La contrainte en pied de dent, σ_F , est la contrainte de traction maximale à la surface en pied de dent.

5.2.1 Méthode A

La contrainte de traction maximale peut, en principe, être déterminée par n'importe quelle méthode de calcul appropriée (méthodes des éléments finis, des équations intégrales, de la transformation conforme ou expérimentalement par la mesure des déformations à l'aide de jauges de contrainte, etc.). Pour déterminer la

contrainte en pied de dent maximale, les effets de la répartition de la charge sur deux dents ou plus en prise et les modifications des contraintes en fonction des changements de phases dans l'engrènement doivent être pris en compte.

La Méthode A n'est utilisée que dans des cas particuliers et, en raison de son coût élevé, son utilisation ne se justifie que dans de tels cas.

5.2.2 Méthode B

Selon la présente partie de l'ISO 6336, la contrainte locale en pied de dent est définie comme le produit de la contrainte nominale en pied de dent par un facteur de concentration de contrainte ¹⁾.

La présente méthode admet l'hypothèse selon laquelle la contrainte en pied de dent déterminante est atteinte avec l'application de la charge au point de plus haut contact unique d'un engrenage à denture droite, ou d'un engrenage virtuel à denture droite équivalent à un engrenage à denture hélicoïdale. Toutefois dans ce dernier cas, la «charge apparente» doit être remplacée par une «charge normale» appliquée sur la largeur de denture de la roue réelle considérée.

Pour des dentures ayant un rapport de conduite virtuel $2 \leq \varepsilon_{an} < 2,5$, on suppose que la contrainte en pied de dent déterminante apparaît lors de l'application de la charge au point le plus bas de triple contact. Dans l'ISO 6336, cette hypothèse est prise en considération par le facteur de hauteur de dent, Y_{DT} . Dans le cas d'engrenages à denture hélicoïdale, le facteur, Y_{β} , tient compte des écarts par rapport à ces hypothèses.

La Méthode B convient pour des calculs généraux et est également adaptée aux programmes de calcul par ordinateur, ainsi qu'à l'exploitation des résultats expérimentaux obtenus au pulsateur (avec application de la charge en un point donné).

Dans les transmissions à division de puissance (trains planétaires et trains dérivés), la force tangentielle totale n'est pas également répartie sur chaque contact d'engrènement (elle dépend de la conception, des vitesses tangentielles et de la précision de fabrication). Cela doit être pris en compte, en utilisant un facteur de répartition, K_{β} , à la suite de K_A , dans l'Équation (3), pour ajuster si nécessaire la charge moyenne de chaque engrènement.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (3)$$

où

- σ_{F0} est la contrainte de base en pied de dent, qui est la contrainte principale locale maximale produite en pied de dent quand un engrenage sans écart est chargé par un couple nominal statique et sans aucune précontrainte tel que du fretage, c'est-à-dire rapport de contrainte $R = 0$ [voir Équation (4)];
- σ_{FP} est la contrainte de flexion admissible (voir 5.3);
- K_A est le facteur d'application (voir l'ISO 6336-6), qui tient compte de l'augmentation de la charge due aux variations du couple d'entrée et de sortie;
- K_V est le facteur dynamique (voir l'ISO 6336-1), qui tient compte de l'augmentation de la charge due aux effets dynamiques internes;
- $K_{F\beta}$ est le facteur de distribution longitudinale de la charge relatif à la contrainte en pied de dent (voir l'ISO 6336-1), qui tient compte de la distribution non uniforme de la charge sur la largeur de denture due à un écart d'alignement relatif résultant, entre autres, des imprécisions de fabrication, des déformations élastiques, etc.;

1) Il convient de prendre en compte les contraintes, telles que celles résultant du fretage d'une couronne dentée, qui se superposent aux contraintes dues à la charge sur les dents dans le calcul de la contrainte admissible en pied de dent σ_{FP} .

$K_{F\alpha}$ est le facteur de distribution transversale de la charge relatif à la contrainte en pied de dent (voir l'ISO 6336-1). Il tient compte de la répartition inégale de la charge dans la direction transversale, résultant par exemple des écarts de division.

NOTE L'ordre de détermination des facteurs K_A , K_V , $K_{F\beta}$ et $K_{F\alpha}$ est défini dans l'ISO 6336-1:2006, 4.1.14.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (4)$$

où

F_t est la force tangentielle nominale, tangente au cylindre de référence du pignon dans le plan apparent²⁾ (voir l'ISO 6336-1);

b est la largeur de denture (dans le cas de dentures hélicoïdales doubles, $b = 2 b_B$)³⁾;

m_n est le module normal;

Y_F est le facteur de forme (voir l'Article 6), qui tient compte de l'influence de la forme de la dent sur la contrainte nominale de flexion, pour une application de la charge au point de plus haut contact unique;

Y_S est le facteur de concentration de contrainte (voir l'Article 7), qui tient compte de l'influence de la contrainte nominale en pied de dent, déterminée pour une application de la charge au point de plus haut contact unique, en une contrainte locale en pied de dent, et qui tient compte également

- i) de l'augmentation de contrainte due au rayon de raccordement en pied de dent,
- ii) du fait que, dans la section critique en pied de dent, apparaît un état de contrainte effectif plus complexe que le modèle simplifié présenté ici;

Y_β est le facteur d'angle d'hélice (voir l'Article 8), qui tient compte du meilleur comportement vis-à-vis de la contrainte en pied de dent, des dentures hélicoïdales, du fait de l'inclinaison des lignes de contact par rapport à celui des dentures droites virtuelles utilisées pour le calcul;

Y_B est le facteur d'épaisseur de jante (voir l'Article 9), qui tient compte de la contrainte en pied de dent calculée pour les dentures à jantes minces;

Y_{DT} est le facteur de profondeur de dent (voir l'Article 10), qui tient compte de la contrainte en pied de dent calculée pour des dentures de haute précision avec un rapport de conduite de $2 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 2,5$.

5.3 Contrainte de flexion admissible en pied de dent, σ_{FP}

Il convient de déterminer de préférence la valeur limite de la contrainte en pied de dent (voir l'Article 11) par des essais directs sur des engrenages, car ainsi les effets de la géométrie des pièces d'essai, comme l'influence du profil de raccordement en pied, sont inclus dans les résultats. Les méthodes de calcul fournies constituent des moyens empiriques pour comparer les valeurs des contraintes obtenues sur des roues d'essai de différentes dimensions, par rapport aux résultats expérimentaux. Plus l'engrenage d'essai et les conditions d'essai seront proches de l'engrenage réel et des conditions de service réelles, plus on diminuera l'effet des imprécisions dans la formulation des expressions de calcul.

2) Dans tous les cas, y compris lorsque $\varepsilon_{\alpha n} > 2$, il est nécessaire de prendre pour F_t la force tangentielle totale. Les raisons du choix du cylindre de référence pour l'application de la force tangentielle sont données en 6.3.

Voir l'ISO 6336-1:2006, 4.2 pour la définition de F_t et les commentaires relatifs aux particularités des dentures en double hélice.

3) Dans un engrenage conjugué, b est la largeur de denture au cercle de pied, sans tenir compte des chanfreins ou des arrondis d'extrémité. Si les largeurs de denture du pignon et de la roue sont différentes, on peut supposer que la largeur supportant la charge est égale à celle de la roue la moins large, augmentée d'une valeur qui n'excédera pas une fois le module à chaque extrémité de la dent.

5.3.1 Méthodes de détermination de la contrainte de flexion admissible en pied de dent σ_{FP} — Principes, hypothèses et application

La contrainte admissible en pied de dent, σ_{FP} , peut être déterminée suivant différentes méthodes de calcul. La méthode adoptée doit être validée en s'assurant, par des études comparatives précises sur les historiques bien documentés du comportement en service d'un certain nombre d'engrenages, que ces données sont applicables à l'engrenage à calculer.

5.3.1.1 Méthode A

Par cette méthode, les valeurs de la contrainte admissible en pied de dent σ_{FP} ou de la contrainte limite de flexion en pied de dent σ_{FG} sont calculées avec les Équations (3) et (4) dérivées de la courbe de S-N ou de la courbe de fatigue, déterminées à partir d'essais réalisés sur des roues identiques à celles de l'engrenage considéré, et dans des conditions de service appropriées.

Les coûts pour appliquer cette méthode ne sont en général justifiés que pour le développement de nouveaux produits, dont la dégradation aurait de sérieuses conséquences (par exemple pour des véhicules spatiaux habités).

De la même façon, cette méthode permet de déduire les valeurs de la contrainte admissible en tenant compte des dimensions, des conditions de service et de la performance des engrenages de référence testés sous contrôle.

5.3.1.2 Méthode B

À partir d'essais d'endurance réalisés sur des engrenages chargés ou d'essais au pulsateur réalisés sur des roues d'essai de référence, des courbes de fatigue caractérisées par la contrainte nominale de référence $\sigma_{F \text{ lim}}$ et le facteur de durée de vie Y_{NT} ont été déterminées pour différents matériaux et traitements thermiques usuels. Ces valeurs expérimentales sont ramenées aux dimensions de l'engrenage considérées, par l'utilisation des facteurs relatifs de sensibilité à l'entaille du matériau $Y_{\delta \text{ rel T}}$, d'état de surface $Y_{R \text{ rel T}}$, et de dimension Y_X .

La Méthode B est recommandée pour un calcul de la capacité de charge avec une précision acceptable, chaque fois que l'on peut disposer de valeurs de la résistance à la flexion déterminées sur des engrenages d'essais, ou si les matériaux sont similaires à ceux de l'ISO 6336-5.

5.3.2 Contrainte de flexion admissible, σ_{FP} : Méthode B

On utilise, dans ce cas, l'Équation (5), applicable avec les réserves données en 5.3.2.1 et 5.3.2.2:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \text{ min}}} \quad (5)$$

où

$\sigma_{F \text{ lim}}$ est la contrainte nominale de flexion de l'engrenage d'essai de référence (voir l'ISO 6336-5), qui tient compte de l'influence du matériau, du traitement thermique et de l'état de surface du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage d'essai;

σ_{FE} est la contrainte de flexion admissible correspondant à la contrainte de base à la flexion d'une éprouvette polie non entaillée, avec l'hypothèse que le matériau (y compris le traitement thermique) est parfaitement élastique;

$$\sigma_{FE} = (\sigma_{F \text{ lim}} Y_{ST})$$

Y_{ST} est le facteur de concentration de contrainte, relatif aux dimensions de l'engrenage d'essai de référence (voir 7.4);

- Y_{NT} est le facteur de durée de vie pour la contrainte en pied de dent, relatif aux dimensions de l'engrenage d'essai de référence (voir l'Article 12), qui tient compte de la plus grande capacité de charge dans le cas d'un nombre limité de cycles de mise en charge;
- σ_{FG} est la contrainte limite en pied de dent;
- $\sigma_{FG} = (\sigma_{FP} S_{F \min})$;
- $S_{F \min}$ est le coefficient de sécurité minimum exigé pour la contrainte en pied de dent (voir l'Article 4 et 5.1);
- $Y_{\delta \text{ rel } T}$ est le facteur de sensibilité relative à l'entaille, qui est le quotient du facteur de sensibilité à l'entaille de l'engrenage considéré, par celui de l'engrenage d'essai de référence (voir l'Article 13), qui tient compte de l'influence de la sensibilité à l'effet d'entaille du matériau;
- $Y_{R \text{ rel } T}$ est le facteur de rugosité relatif, qui est le quotient du facteur d'état de surface du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage considéré, par celui du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage d'essai de référence (voir l'Article 14) et qui tient compte de l'influence de l'état de surface du profil de raccordement en pied de dent;
- Y_X est le facteur de dimension pour la résistance en pied de dent (voir l'Article 15), qui tient compte de l'influence des dimensions de la dent sur la résistance à la flexion du pied de dent.

5.3.2.1 Contrainte de flexion admissible (de référence)

La contrainte de flexion admissible (de référence), $\sigma_{FP \text{ ref}}$, est donnée par l'Équation (5), avec $Y_{NT} = 1$ et les valeurs des facteurs $\sigma_{F \text{ lim}}$, Y_{ST} , $Y_{\delta \text{ rel } T}$, $Y_{R \text{ rel } T}$, Y_X et $S_{F \min}$ calculées suivant la Méthode B spécifiée.

5.3.2.2 Contrainte de flexion admissible (en statique)

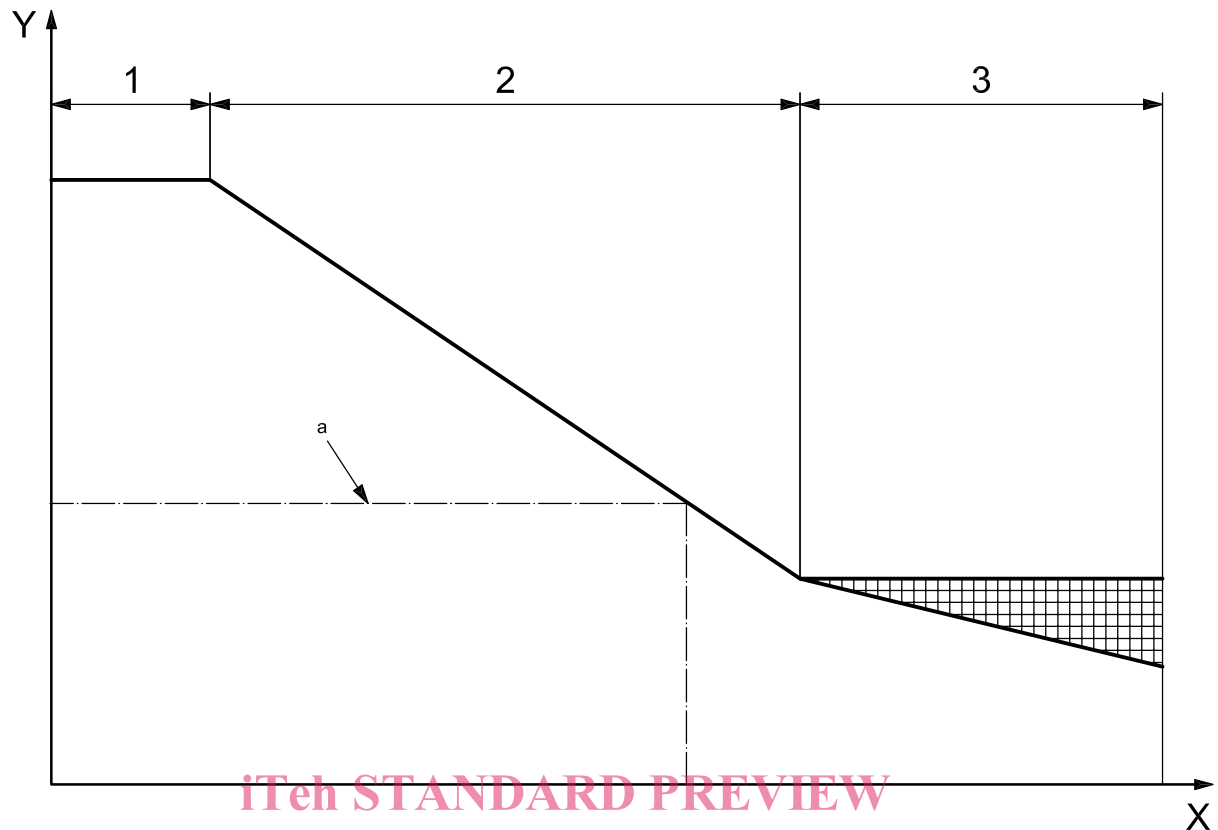
La contrainte de flexion admissible (en statique), $\sigma_{FP \text{ stat}}$, est donnée par l'Équation (5), avec les valeurs des facteurs $\sigma_{F \text{ lim}}$, Y_{ST} , $Y_{\delta \text{ rel } T}$, $Y_{R \text{ rel } T}$, Y_X et $S_{F \min}$ calculées suivant la Méthode B spécifiée (contrainte statique).

5.3.3 Contrainte de flexion admissible, σ_{FP} , pour une durée de vie limitée et importante: Méthode B

On détermine σ_{FP} pour un nombre de cycles souhaité, N_L , par une interpolation graphique ou analytique à partir de la courbe S-N sur une échelle bilogarithmique, entre la valeur obtenue pour la contrainte de référence d'après 5.3.2.1 et la valeur obtenue pour la contrainte statique (d'après 5.3.2.2). Voir aussi l'Article 12.

5.3.3.1 Valeurs graphiques

On calcule $\sigma_{FP \text{ réf}}$ pour la contrainte de référence et $\sigma_{FP \text{ stat}}$ pour la contrainte statique d'après 5.3.2 et on trace la courbe S-N correspondant au facteur de durée de vie Y_{NT} . Le principe est indiqué à la Figure 1. On peut lire, sur la courbe, la valeur σ_{FP} pour le nombre de cycles de mise en charge N_L souhaité.



Légende

- X nombre de cycles de mise en charge, N_L (log)
- Y contrainte de flexion admissible, σ_{FP} (log)
- 1 statique
- 2 durée de vie limitée
- 3 grande durée de vie

a Exemple: contrainte de flexion admissible, σ_{FP} , pour un nombre de cycles de mise en charge donné.

Figure 1 — Détermination graphique de la contrainte de flexion admissible pour une durée de vie limitée — Méthode B

5.3.3.2 Détermination par calcul

Calculer $\sigma_{FP \text{ ref}}$ pour la contrainte de référence et $\sigma_{FP \text{ stat}}$ pour la contrainte statique conformément à 5.3.2, d'où l'on déduit ensuite σ_{FP} pour le nombre de cycles de mise en charge N_L souhaité dans la zone de durée de vie limitée, comme suit (voir l'ISO 6336-1:2006, Tableau 2, pour l'explication des abréviations utilisées):

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP \text{ ref}} Y_N = \sigma_{FP \text{ ref}} \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{\exp} \quad (6)$$

- a) Pour St, V, GGG (perl., bai.) ou GTS (perl.), pour une durée de vie limitée comme sur la Figure 9: $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$:

$$\exp = 0,4037 \log \frac{\sigma_{FP \text{ stat}}}{\sigma_{FP \text{ ref}}} \quad (7)$$

- b) Pour IF, Eh, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.), GGG (ferr.) ou GG, pour une durée de vie limitée d'après la Figure 9: $10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$:

$$\exp = 0,287 \, 6 \log \frac{\sigma_{\text{FP stat}}}{\sigma_{\text{FP ref}}} \quad (8)$$

Des calculs analogues peuvent être conduits dans le domaine des longues durées de vie.

6 Facteurs de forme, Y_F

6.1 Généralités

Le facteur de forme Y_F tient compte de l'influence de la forme de la dent sur la contrainte nominale de flexion. Voir 5.2.1 pour les principes, les hypothèses et les détails d'application. Le facteur Y_F est relatif à l'application de la charge au point de plus haut contact unique (Méthode B).

La section d'encastrement à utiliser comme base dans les calculs (voir Figures 3 à 4), est définie par les points de tangence au profil de raccordement de deux droites inclinées à 30° par rapport à l'axe de la dent.

La détermination des facteurs Y_F , Y_S , est basée sur la forme nominale de la dent avec le coefficient de déport x . En général, l'effet de la diminution d'épaisseur de denture sur la résistance à la flexion des dents d'engrenages cylindriques rectifiées lors de la finition peut être négligée. Les pieds de dent des dentures, rectifiées ou rasées étant généralement taillés par génération à l'aide d'outils de coupe tels que les fraises-mères, correspondent en forme et dimensions au coefficient de déport de l'ébauche.

À cause des tolérances appliquées pour les procédés de finition tels que la rectification, la pénétration de l'outil d'ébauche par rapport à l'axe de la roue dentée inclut très souvent la valeur du déport nominal, xm_n , de l'outil crémaillère plus une tolérance déterminée pour garantir que la tolérance de finition sera plus grande que la valeur minimale souhaitée. Ainsi, le calcul de la contrainte en pied de dent tend à une augmentation de la sécurité.

Si la modification de l'épaisseur de pied revient à une réduction d'épaisseur au niveau du pied de dent de plus de $0,05 m_n$, celle-ci doit être prise en compte dans le calcul de la contrainte, en prenant le profil de génération relatif à la valeur de déport, $m_n x_E$, au lieu du profil nominal.

Les équations de la présente partie de l'ISO 6336 s'appliquent pour tous les tracés de référence (voir Figure 2) avec ou sans dégagement de pied, avec toutefois les restrictions suivantes:

- le point de contact de la tangente à 30° (60°) doit se situer sur le profil de raccordement en pied de dent, généré par l'arrondi de pied du tracé de référence;
- le tracé de référence de la denture doit avoir un arrondi de pied $\rho_{\text{fp}} > 0$;
- la denture doit être générée à l'aide d'outils tels que les crémaillères ou les fraises-mères;
- compte tenu que la méthode de calcul se réfère à une denture après finition, l'influence des tolérances d'épaisseur pour les surépaisseurs de rectification et des tolérances sur l'épaisseur de denture pourra être négligée, et en pratique, on admettra que les dimensions de la crémaillère de l'outil de taillage soient les mêmes que celles de la partie complémentaire au tracé de référence de la roue dentée;
- pour les dentures intérieures, un tracé de référence virtuel est utilisé qui diffère du tracé de référence du rayon de pied ρ_{fp} [voir Équation (11)].

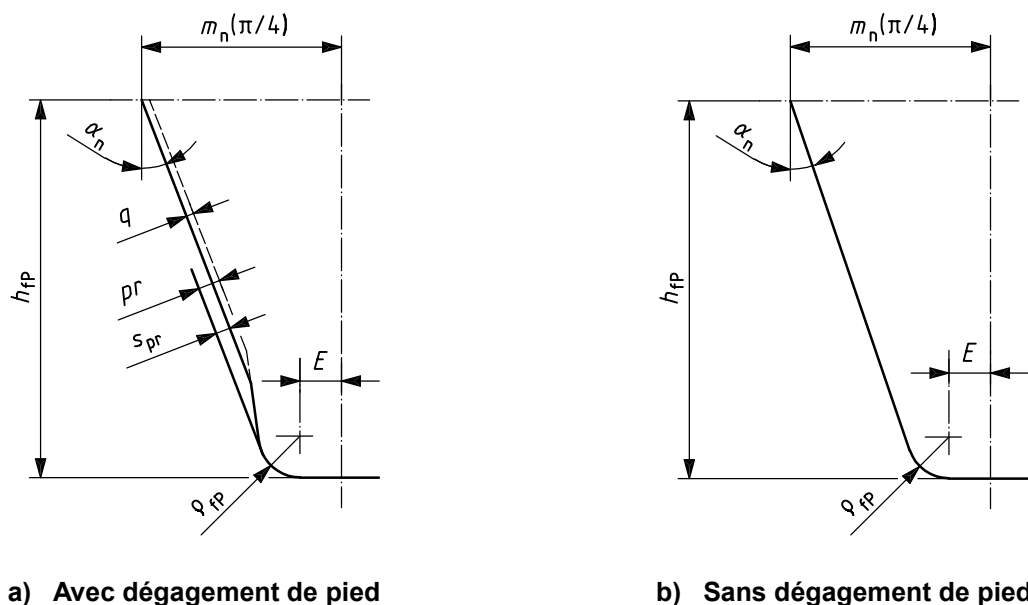
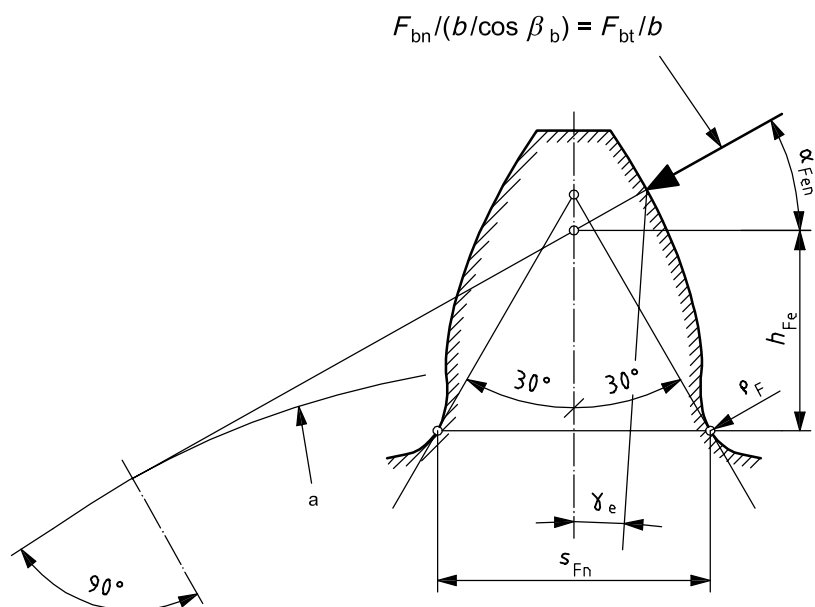


Figure 2 — Dimensions et tracé de référence des dents (profil fini)

Les commentaires précédents sont valables pour des dentures droites et hélicoïdales. Pour ces dernières, la valeur Y_F est déterminée pour une denture droite virtuelle équivalente: le nombre de dents virtuel z_n peut être calculé à partir de l'Équation (21) ou (22). Y_F est déterminé séparément pour le pignon et pour la roue.

6.2 Calcul du facteur de forme Y_F : Méthode B

La détermination de la valeur de la corde normale s_{Fn} dans la section critique en pied de dent et du bras de levier du moment de flexion h_{Fe} relatif à l'application de la charge au point de plus haut contact unique d'un engrenage suivant la Méthode B est représentée aux Figures 3 et 4.



a Cercle de base.

Figure 3 — Détermination de la valeur de la corde normale dans la section critique en pied de dent suivant la Méthode B (dentures extérieures)