

Deuxième édition  
2006-09-01

Version corrigée  
2007-04-01

---

---

**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 (piqûre)**

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

*Calculation of load capacity of spur and helical gears —*

*Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*

ISO 6336-2:2006

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006>



Numéro de référence  
ISO 6336-2:2006(F)

© ISO 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 6336-2:2006](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006>

© 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](mailto:copyright@iso.org)  
Web [www.iso.org](http://www.iso.org)

Publié en Suisse

## Sommaire

Page

Avant-propos.....	iv
Introduction .....	v
<b>1</b> <b>Domaine d'application</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b> <b>Références normatives</b> .....	<b>1</b>
<b>3</b> <b>Termes, définitions, symboles et termes abrégés</b> .....	<b>2</b>
<b>4</b> <b>Détérioration par piqûres et coefficients de sécurité</b> .....	<b>2</b>
<b>5</b> <b>Formules de base</b> .....	<b>3</b>
<b>5.1</b> <b>Généralités</b> .....	<b>3</b>
<b>5.2</b> <b>Coefficient de sécurité pour la résistance à la pression superficielle (contre la formation de piqûres), <math>S_H</math></b> .....	<b>3</b>
<b>5.3</b> <b>Pression de contact, <math>\sigma_H</math></b> .....	<b>4</b>
<b>5.4</b> <b>Pression de contact admissible, <math>\sigma_{HP}</math></b> .....	<b>5</b>
<b>6</b> <b>Facteur géométrique, <math>Z_H</math>, et facteurs de contact unique, <math>Z_B</math> et <math>Z_D</math></b> .....	<b>9</b>
<b>6.1</b> <b>Facteur géométrique, <math>Z_H</math></b> .....	<b>9</b>
<b>6.2</b> <b>Facteurs de contact unique, <math>Z_B</math> et <math>Z_D</math>, pour <math>\varepsilon_\alpha \leq 2</math></b> .....	<b>10</b>
<b>6.3</b> <b>Facteurs de contact unique, <math>Z_B</math> et <math>Z_D</math>, pour <math>\varepsilon_\alpha &gt; 2</math></b> .....	<b>12</b>
<b>7</b> <b>Facteur d'élasticité, <math>Z_E</math></b> .....	<b>12</b>
<b>8</b> <b>Facteur de rapport de conduite, <math>Z_\varepsilon</math></b> .....	<b>13</b>
<b>8.1</b> <b>Détermination du facteur de rapport de conduite, <math>Z_\varepsilon</math></b> .....	<b>13</b>
<b>8.2</b> <b>Calcul du rapport de conduite apparent <math>\varepsilon_\alpha</math> et du rapport de recouvrement <math>\varepsilon_\beta</math></b> .....	<b>15</b>
<b>9</b> <b>Facteur d'angle d'hélice, <math>Z_\beta</math></b> .....	<b>16</b>
<b>10</b> <b>Résistance pour la pression de contact</b> .....	<b>17</b>
<b>10.1</b> <b>Contraintes nominales de référence (pression de contact), <math>\sigma_{H \text{ lim}}</math>, pour la Méthode B</b> .....	<b>17</b>
<b>10.2</b> <b>Valeurs de contrainte nominale de référence pour la méthode <math>B_R</math></b> .....	<b>17</b>
<b>11</b> <b>Facteur de durée de vie, <math>Z_{NT}</math> (pour les flancs)</b> .....	<b>17</b>
<b>11.1</b> <b>Facteur de durée de vie, <math>Z_{NT}</math>: Méthode A</b> .....	<b>18</b>
<b>11.2</b> <b>Facteur de durée de vie, <math>Z_{NT}</math>: Méthode B</b> .....	<b>18</b>
<b>12</b> <b>Influences du film lubrifiant, facteurs <math>Z_L</math>, <math>Z_V</math> et <math>Z_R</math></b> .....	<b>19</b>
<b>12.1</b> <b>Généralités</b> .....	<b>19</b>
<b>12.2</b> <b>Influence du film lubrifiant: Méthode A</b> .....	<b>20</b>
<b>12.3</b> <b>Influence du film lubrifiant, facteurs <math>Z_L</math>, <math>Z_V</math> et <math>Z_R</math>: Méthode B</b> .....	<b>20</b>
<b>13</b> <b>Facteur d'écroûissage, <math>Z_W</math></b> .....	<b>25</b>
<b>13.1</b> <b>Facteur d'écroûissage, <math>Z_W</math>: Méthode A</b> .....	<b>25</b>
<b>13.2</b> <b>Facteur d'écroûissage, <math>Z_W</math>: Méthode B</b> .....	<b>26</b>
<b>14</b> <b>Facteur de dimension, <math>Z_X</math></b> .....	<b>29</b>
<b>Annexe A (informative) Début de développante</b> .....	<b>30</b>
<b>Bibliographie</b> .....	<b>33</b>

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (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 6336-2 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 6336-2:1996), dont l'Article 13 a fait l'objet d'une révision technique. Elle incorpore également les Rectificatifs techniques ISO 6336-2:1996/Cor.1:1998 et ISO 6336-2:1996/Cor.2:1999.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-82863275ba/iso-6336-2-2006>

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 facteurs 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*

Cette version corrigée a été modifiée sur les points suivants:

- l'Équation (46) a été corrigée;
- le paragraphe 12.3.1.3.2 a été réécrit de sorte à faire référence à la rugosité de surface.

## Introduction

La pression de Hertz, utilisée comme modèle de calcul de la pression de contact, est le principe de base utilisé dans la présente partie de l'ISO 6336 pour l'évaluation de la résistance à la pression superficielle des engrenages cylindriques. Elle est un indicateur significatif de la pression générée au cours du contact des flancs. Toutefois, elle n'est pas la cause unique de la formation de piqûres, de même que ne le sont pas les contraintes de cisaillement en sous-couche correspondantes. Il existe d'autres influences qui y contribuent, par exemple, le coefficient de frottement, la direction et l'amplitude du glissement et l'influence du lubrifiant sur la répartition de la pression. Le développement n'est pas encore suffisamment avancé pour qu'ils soient directement inclus dans les calculs de la capacité de charge, toutefois ces derniers sont pris en compte dans une certaine mesure dans les facteurs et dans le choix des valeurs des propriétés des matériaux.

En dépit d'insuffisances, la pression de Hertz est très utile comme hypothèse de travail. Ceci peut être attribué au fait que, pour un matériau donné, les valeurs limites de la pression de Hertz sont de préférence issues des essais de fatigue sur les éprouvettes d'engrenages. Ainsi, des influences supplémentaires correspondantes sont incluses dans les valeurs. Par conséquent, si la donnée de référence se situe dans le domaine d'application, la pression de Hertz peut être acceptée comme base de calcul pour extrapoler des valeurs pour des engrenages de différentes dimensions à partir des données d'expérience.

Plusieurs méthodes sont admises pour le calcul de la pression de contact admissible et la détermination d'un grand nombre de facteurs (voir l'ISO 6336-1).

## iTeh STANDARD PREVIEW (standards.iteh.ai)

[ISO 6336-2:2006](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006>

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

ISO 6336-2:2006

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-828fa327c5ba/iso-6336-2-2006>

# 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 (piqûre)

**IMPORTANT** — L'utilisateur de la présente partie de l'ISO 6336 est mis en garde que, lorsqu'il utilise la méthode spécifiée pour des grands angles d'hélice et des grands angles de pression importants, il convient que les résultats calculés soient confirmés par l'expérience ainsi que par la Méthode A. De plus, il est important de noter que la meilleure corrélation est obtenue pour les engrenages hélicoïdaux quand une grande exactitude et des modifications optimales sont utilisées.

### 1 Domaine d'application

La présente partie de l'ISO 6336 spécifie les formules de base à utiliser pour déterminer la capacité de charge à la pression de contact des engrenages cylindriques à denture extérieure ou intérieure à profil en développante de cercle. Elle inclut les formules relatives à tous les facteurs d'influence sur la résistance à la pression de contact pour lesquels une évaluation quantitative est possible. La présente partie de l'ISO 6336 s'applique essentiellement aux transmissions lubrifiées à l'huile, mais peut également être utilisée pour obtenir des valeurs approximatives dans le cas des transmissions lubrifiées à la graisse (à faible vitesse), tant qu'il y a à tout moment une quantité suffisante de lubrifiant au niveau de l'engrènement.

Les formules données conviennent pour les engrenages cylindriques à profils de dents conformes au tracé de référence normalisée dans l'ISO 53. Elles peuvent être utilisées pour les dentures combinées à d'autres crémaillères de référence dont le rapport de conduite apparent virtuel est inférieur à  $\varepsilon_{\alpha n} = 2,5$ . 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.

Ces formules ne peuvent être directement appliquées pour l'évaluation des types de détérioration de surface de dentures d'engrenage tels que la déformation plastique, les griffures, le grippage ou toute autre que celle décrite à l'Article 4.

La capacité de charge déterminée au moyen de la pression de contact admissible est appelée «capacité de charge à la pression de contact» ou «résistance à la pression superficielle».

### 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 — Crémaillère 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 Détérioration par piqûres et coefficients de sécurité

Lorsque les limites de la résistance à la pression de contact des flancs en contact sont dépassées, des particules se détachent des flancs, formant ainsi des piqûres.

Le domaine dans lequel ces piqûres peuvent être tolérées (en ce qui concerne leur taille et leur nombre) varie dans une large mesure, essentiellement en fonction du domaine d'application. Dans certains domaines, des piqûres nombreuses peuvent être admises; dans d'autres domaines, toute formation de piqûres conséquente doit être évitée.

Les définitions suivantes, correspondant à des conditions moyennes de fonctionnement, permettent de différencier les piqûres naissantes des piqûres destructives.

Une augmentation linéaire ou progressive de la surface totale des piqûres n'est pas acceptable; toutefois la zone de portée effective de la denture peut être élargie par la formation de piqûres naissantes, et le taux de génération des piqûres peut ainsi être réduit (piqûres dégressives) ou stoppé (piqûres stabilisées). Ce type de piqûres est considéré comme acceptable. En cas de conflit, la règle suivante est déterminante.

La formation de piqûres augmentant de manière linéaire ou progressive avec le temps dans des conditions de service non modifiées (piqûres linéaires ou évolutives) n'est pas acceptable. L'évaluation de la détérioration doit inclure la surface active totale de tous les flancs. Le nombre et la taille des piqûres récentes apparues sur les flancs non durcis doivent être pris en considération. Il est fréquent que les piqûres n'apparaissent que sur un seul ou quelques flancs de denture d'engrenages durcis superficiellement. Dans ces cas, l'évaluation doit être centrée sur les flancs présentant effectivement des piqûres. Il convient que les dents, dont on pense qu'elles sont particulièrement exposées à un risque, soient repérées pour être soumises à un examen critique lorsqu'une évaluation quantitative est exigée.

Dans les cas particuliers, une première évaluation globale peut être basée sur la prise en compte de l'ensemble des débris d'usure. Dans les cas critiques, il convient d'examiner l'état des flancs au moins trois fois. Il est toutefois recommandé de procéder au premier examen après au moins  $10^6$  cycles de mise en charge. Il y a lieu de procéder à un autre examen après une durée de service en fonction des résultats de l'examen précédent.

Lorsque la dégradation par formation de piqûres est telle qu'elle met en danger la vie humaine ou lorsqu'il existe un risque de graves conséquences, les piqûres ne peuvent pas alors être tolérées. En raison des effets de concentration de contrainte, une piqûre de 1 mm de diamètre à proximité du profil de raccordement d'une dent d'engrenage traitée dans la masse ou durcie superficiellement peut constituer l'origine d'une fissure susceptible d'entraîner la rupture de la denture; pour cette raison, cette piqûre doit être considérée comme intolérable (par exemple dans les transmissions aéronautiques).

Des considérations similaires s'appliquent aux engrenages de turbine. En général, au cours de la longue durée de vie ( $10^{10}$  à  $10^{11}$  cycles) que l'on exige de ces engrenages, aucune piqûre ni aucune usure anormalement importante ne peuvent être tolérées. Ce type de détérioration peut entraîner des vibrations inacceptables et des charges dynamiques excessives. Il convient d'inclure dans le calcul des coefficients de sécurité appropriés, c'est-à-dire que seule une faible probabilité de détérioration peut être tolérée.

Par opposition, des piqûres sur une surface équivalente à 100 % des flancs actifs peuvent être tolérées pour certains engrenages de type industriel à vitesse lente et à dentures de grande dimension (par exemple module 25) en acier à faible dureté, qui transmettront la puissance nominale en toute sécurité pendant 10 ans à 20 ans. Les piqûres individuelles peuvent avoir un diamètre équivalent à 20 mm et une profondeur équivalent à 8 mm. Les piqûres d'apparence «destructive» qui se produisent au cours des deux ou trois premières années de service diminuent habituellement. Les flancs deviennent lisses et écrouis au point que la dureté Brinell de surface augmente de 50 % ou plus.

Pour ce type de conditions, des coefficients de sécurité relativement faibles (dans certains cas inférieurs à un) peuvent être choisis, avec une probabilité correspondante de détérioration de la surface de denture plus élevée. L'utilisation d'un coefficient de sécurité élevé contre la rupture en pied de dent est nécessaire.

Les commentaires relatifs au choix du coefficient de sécurité  $S_H$  figurent dans l'ISO 6336-1:2006, 4.1.7. Il est recommandé que le fabricant et le client conviennent des valeurs du coefficient de sécurité minimal.

## 5 Formules de base

### 5.1 Généralités

Le calcul de la résistance à la pression de contact est basé sur la pression de contact,  $\sigma_H$ , au point primitif ou au point le plus bas de contact unique. La plus grande des deux valeurs obtenues est utilisée pour déterminer la capacité de charge (déterminant).  $\sigma_H$  et la pression de contact admissible,  $\sigma_{HP}$ , doivent être calculées séparément pour le pignon et la roue.  $\sigma_H$  doit être inférieur à  $\sigma_{HP}$ . Cette comparaison est exprimée en coefficients de sécurité  $S_{H1}$  et  $S_{H2}$  qui doivent être supérieurs au coefficient de sécurité minimal convenu,  $S_{H\min}$ . Les quatre catégories suivantes sont reconnues dans le calcul de  $\sigma_H$ :

- a) Engrenages cylindriques à denture droite avec rapport de conduite  $\varepsilon_\alpha \geq 1$ :
  - pour un pignon,  $\sigma_H$  est habituellement calculée au point le plus bas de contact unique; dans les cas particuliers,  $\sigma_H$  est supérieure au point primitif et donc dimensionnante;
  - pour une roue, dans le cas d'une denture extérieure,  $\sigma_H$  est habituellement calculée au point primitif, néanmoins, dans les cas particuliers — plus particulièrement pour des rapports de transmission peu importants (voir 6.2) —  $\sigma_H$  est supérieure au point le plus bas de contact unique de la roue et est donc dimensionnante. Pour une denture intérieure,  $\sigma_H$  est toujours calculée au point primitif.
- b) Engrenage à denture hélicoïdale avec rapport de conduite  $\varepsilon_\alpha \geq 1$  et rapport de recouvrement  $\varepsilon_\beta \geq 1$ :  $\sigma_H$  est toujours calculée au point primitif pour le pignon et la roue.
- c) Engrenage à denture hélicoïdale avec rapport de conduite  $\varepsilon_\alpha \geq 1$  et rapport de recouvrement  $\varepsilon_\beta < 1$ :  $\sigma_H$  est déterminée par interpolation linéaire entre les deux valeurs limites, c'est-à-dire  $\sigma_H$  pour les engrenages à denture droite et  $\sigma_H$  pour les engrenages à denture hélicoïdale avec  $\varepsilon_\beta = 1$  dans laquelle la détermination de chaque valeur de  $\sigma_H$  doit être basée sur les nombres de dents des roues dentées réels.
- d) Engrenage à denture hélicoïdale avec  $\varepsilon_\alpha \leq 1$  et  $\varepsilon_\beta > 1$ : n'est pas couvert par l'ISO 6336 — il est nécessaire de procéder à une analyse attentive de la pression de contact le long de la ligne de conduite.

### 5.2 Coefficient de sécurité pour la résistance à la pression superficielle (contre la formation de piqûres), $S_H$

Calculer  $S_H$  séparément pour le pignon et la roue:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} > S_{H\min} \quad (1)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} > S_{H\min} \quad (2)$$

Prendre  $\sigma_{H1,2}$  conformément à l'Équation (4) pour le pignon et conformément à l'Équation (5) pour la roue (voir 5.1). Calculer  $\sigma_{HG}$  pour les limites de grande durée de vie et de contrainte statique conformément à l'Équation (6) et à 5.4.2 a) et b). Pour la durée de vie limitée,  $\sigma_{HG}$  est conforme à l'Équation (6) et à 5.4.3.

NOTE Ceci est le coefficient de sécurité calculé par rapport à la pression de contact (pression de Hertz). Le facteur correspondant relatif à la capacité de charge en couple est égal au carré de la valeur de  $S_H$ .

Pour les notes relatives au coefficient de sécurité minimal et à la probabilité de rupture, voir l'Article 4 et l'ISO 6336-1:2006, 4.1.7.

### 5.3 Pression de contact, $\sigma_H$

La force tangentielle totale dans le cas de trains d'engrenages à contacts multiples, de systèmes d'engrenages planétaires ou de trains d'engrenages à division de puissance, n'est pas répartie de manière uniforme sur les engrenements individuels (en fonction de la conception, de la vitesse tangentielle et de la précision de fabrication). Ceci doit être pris en considération en intégrant dans les Équations (4) et (5) un facteur de distribution  $K_\gamma$  suite à  $K_A$ , afin d'adapter la force tangentielle moyenne par contact si nécessaire.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (3)$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (4)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (5)$$

où

- $\sigma_{H0}$  est la pression de contact de base au point primitif, qui est la pression induite dans un engrenage géométriquement parfait (exempt d'écart) par application d'un couple nominal statique;
- $Z_B$  est le facteur de contact unique du pignon (voir 6.2 et 6.3), qui convertit la pression de contact au point primitif en pression de contact au point le plus bas de contact unique sur le pignon;
- $Z_D$  est le facteur de contact unique de la roue (voir 6.2), qui convertit la pression de contact au point primitif en pression de contact au point le plus bas de contact unique de la roue;
- $K_A$  est le facteur d'application (voir l'ISO 6336-6), qui prend en compte l'accroissement des forces dû à des variations d'influence extérieure du couple d'entrée ou de sortie;
- $K_v$  est le facteur dynamique (voir l'ISO 6336-1), qui prend en compte les accroissements de forces dus aux effets dynamiques internes;
- $K_{H\beta}$  est le facteur de distribution longitudinale de la charge pour la pression de contact (voir l'ISO 6336-1), qui prend en compte la distribution non uniforme de la charge sur la largeur de denture, due à un désalignement de l'engrènement provoqué par les imprécisions de fabrication, les déformations élastiques, etc.;
- $K_{H\alpha}$  est le facteur de distribution transversale de la charge pour la pression de contact (voir l'ISO 6336-1), qui prend en compte la distribution non uniforme de la charge dans le sens transversal suite, par exemple, à un écart de pas<sup>1)</sup>;
- $\sigma_{HP}$  est la pression de contact admissible (voir 5.4);
- $Z_H$  est le facteur géométrique (voir l'Article 6). Il prend en compte les courbures de flanc au point primitif et transforme la force tangentielle sur le cylindre de référence en force tangentielle sur le cylindre primitif de fonctionnement;
- $Z_E$  est le facteur d'élasticité (voir l'Article 7). Il prend en compte les propriétés spécifiques du matériau, les modules d'élasticité  $E_1, E_2$  et les coefficients de Poisson  $\nu_1, \nu_2$ ;

1) Voir l'ISO 6336-1:2006, 4.1.14, pour l'ordre de calcul des facteurs  $K_A, K_v, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$ .

- $Z_\varepsilon$  est le facteur de rapport de conduite (voir l'Article 8). Il prend en compte l'influence de la longueur effective des lignes de contact;
- $Z_\beta$  est le facteur d'angle d'hélice (voir l'Article 9). Il prend en compte les influences de l'angle d'hélice, telles que la variation de la force le long des lignes de contact;
- $F_t$  est la force tangentielle nominale, la force transversale tangentielle au cylindre de référence (voir les exigences pertinentes ci-après);
- $b$  est la largeur de denture (pour un engrenage à denture en chevron  $b = 2 b_B$ ) (voir les exigences pertinentes ci-après);
- $d_1$  est le diamètre de référence du pignon;
- $u$  est le rapport d'engrenage  $= z_2/z_1$ . Pour les engrenages à denture extérieure,  $u$  est positif, et pour les engrenages à denture intérieure,  $u$  est négatif.

La force tangentielle totale par engrènement doit être introduite pour  $F_t$  dans tous les cas (même avec  $\varepsilon_{\alpha n} > 2$ ). Voir l'ISO 6336-1:2006, 4.2, pour la définition de  $F_t$  et les commentaires relatifs aux caractéristiques particulières d'un engrenage à denture en chevron. La valeur  $b$  des engrenages conjugués est la plus petite valeur des largeurs de denture au niveau des cercles de pied du pignon et de la roue, en ne tenant pas compte de tous chanfreins apparents intentionnels ou de toute dépouille de l'extrémité de la denture. Ni les parties non trempées des flancs de denture d'engrenage durcis superficiellement ni les zones de transition ne doivent être incluses

#### 5.4 Pression de contact admissible, $\sigma_{HP}$

Il convient que les valeurs limites des pressions de contact (voir l'Article 10) soient de préférence déduites de données d'essais qui utilisent les roues dentées comme éprouvettes d'essai (voir l'Introduction). Plus les engrenages et les conditions d'essai ressemblent étroitement aux engrenages et aux conditions de service, plus les valeurs obtenues correspondront aux calculs.

##### 5.4.1 Détermination de la pression de contact admissible, $\sigma_{HP}$ — Principes, hypothèses et application

Plusieurs méthodes sont admises pour le calcul de la pression de contact admissible. La méthode adoptée doit être validée en réalisant des études comparatives attentives des historiques de service bien documentés d'un grand nombre d'engrenages.

###### 5.4.1.1 Méthode A

Dans la méthode A, la pression de contact admissible  $\sigma_{HP}$  (ou la limite de pression de piqûre,  $\sigma_{HG}$ ) pour la contrainte de référence, les longues durées de vie, les durées de vie limitées et les contraintes statiques est calculée à l'aide de l'Équation (4) ou (5) à partir de la courbe S-N ou courbe de détérioration déterminée à partir d'essais réalisés avec des répliques de roues réelles dans des conditions de service appropriées.

Le coût de cette méthode se justifie généralement uniquement pour le développement de nouveaux produits, dont la détérioration aurait de graves conséquences (par exemple pour les vols spatiaux habités).

De façon similaire, les valeurs de pression admissible peuvent être issues de la prise en considération des dimensions, des conditions de service et de la performance des engrenages de référence contrôlés avec le plus grand soin. Plus les dimensions et les conditions de service des engrenages réels ressemblent étroitement à celles des engrenages de référence, plus l'application de ces valeurs sera efficace pour des puissances calculées ou des vérifications de calculs.

5.4.1.2 Méthode B

Les courbes de détérioration, caractérisées par les valeurs de contrainte nominale de référence,  $\sigma_{Hlim}$ , et les facteurs de durée de vie,  $Z_{NT}$ , sont déterminées pour un certain nombre de matériaux d'engrenages courants et de traitements thermiques à partir des résultats des essais en charge d'engrenages avec les roues d'essai de référence normalisés.

Ces valeurs d'essais sur engrenages sont converties pour s'adapter aux dimensions et aux conditions de service de l'engrenage réel en utilisant les facteurs d'influence (relative) de lubrifiant,  $Z_L$ , de vitesse primitive,  $Z_V$ , de rugosité des flancs,  $Z_R$ , d'écrouissage,  $Z_W$ , et de dimension,  $Z_X$ .

La méthode B est recommandée pour un calcul raisonnablement précis lorsque les valeurs de résistance à la formation de piqûres sont obtenues à partir des essais d'engrenages, d'essais particuliers ou, si le matériau est similaire, à partir de l'ISO 6336-5 (voir l'Introduction).

5.4.1.3 Méthode B<sub>R</sub>

Les valeurs caractéristiques des matériaux sont déterminées en procédant à un essai de roulement de paires de disques en contact sous charge. Il convient d'adapter l'amplitude et la direction de la vitesse de glissement dans ces essais pour représenter les conditions de glissement et de roulement en service des flancs dans les zones exposées à un risque de formation de piqûres.

La méthode B<sub>R</sub> peut être utilisée lorsque les valeurs de contrainte issues des essais d'engrenages ne sont pas disponibles. La méthode convient tout particulièrement à la détermination de la résistance à la pression de contact de différents matériaux les uns par rapport aux autres.

iTeH STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

5.4.2 Pression de contact admissible,  $\sigma_{HP}$ : Méthode B

La pression de contact admissible est calculée comme suit:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\ lim} Z_{NT}}{S_{H\ min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H\ min}} \tag{6}$$

ISO 6336-2:2006  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/aa0fb22f-0c0e-46b6-8523-327c5ba/iso-6336-2-2006>

où

- $\sigma_{H\ lim}$  est la contrainte nominale de référence (pression de contact) (voir l'Article 10 et l'ISO 6336-5), qui tient compte de l'influence du matériau, du traitement thermique et de la rugosité de surface des roues d'essai de référence normalisées;
- $Z_{NT}$  est le facteur de durée de vie pour les roues d'essai pour la pression de contact (voir l'Article 11), qui tient compte d'une capacité de charge plus élevée pour un nombre limité de cycles de mise en charge;
- $\sigma_{HG}$  est la limite de pression de piqûre (=  $\sigma_{HP} S_{H\ min}$ );
- $S_{H\ min}$  est le coefficient de sécurité minimal exigé pour la résistance à la pression de contact;
- $Z_L, Z_R, Z_V$  sont les facteurs qui tiennent compte de l'influence du film lubrifiant sur la pression de contact;
- $Z_L$  est le facteur lubrifiant (voir l'Article 12), qui tient compte de l'influence de la viscosité du lubrifiant;
- $Z_R$  est le facteur de rugosité (voir l'Article 12), qui tient compte de l'influence de la rugosité de surface;
- $Z_V$  est le facteur de vitesse (voir l'Article 12), qui tient compte de l'influence de la vitesse primitive;

$Z_W$  est le facteur d'écroûissage (voir l'Article 13), qui tient compte de l'effet d'engrènement avec une roue conjuguée durcie superficiellement ou durcie de façon similaire;

$Z_X$  est le facteur dimension à la pression de contact (voir l'Article 14), qui tient compte de l'influence des dimensions de la denture pour la pression de contact admissible.

- a) **pression de contact admissible (de référence)**,  $\sigma_{HP\ ref}$ , est issue de l'Équation (6), avec  $Z_{NT} = 1$  et les facteurs d'influence  $\sigma_{H\ lim}$ ,  $Z_L$ ,  $Z_V$ ,  $Z_R$ ,  $Z_W$ ,  $Z_X$  et  $S_{H\ lim}$  sont calculés en utilisant la Méthode B.
- b) **pression de contact admissible (statique)**,  $\sigma_{HP\ stat}$ , est déterminée conformément à l'Équation (6), avec tous les facteurs d'influence de la Méthode B (pour la pression statique).

#### 5.4.3 Pression de contact admissible pour une durée de vie limitée et infinie: Méthode B

La méthode B prévoit la détermination de  $\sigma_{HP}$ , par interpolation linéaire graphique ou mathématique sur une échelle log-log entre la valeur obtenue pour la pression de référence conformément à 5.4.2 a) et la valeur obtenue pour la pression statique conformément à 5.4.2 b). Les valeurs appropriées au nombre correspondant de cycles de mise en charge  $N_L$  sont indiquées par la courbe S-N. Voir l'Article 11.

##### 5.4.3.1 Valeurs graphiques

Calculer  $\sigma_{HP}$  pour la pression de référence et la pression statique conformément à 5.4.2 et tracer la courbe S-N correspondant au facteur de durée de vie  $Z_{NT}$ . Voir la Figure 1 pour le principe de ce calcul.  $\sigma_{HP}$  pour le nombre correspondant de cycles de mise en charge  $N_L$  peut être lue sur le graphique.

##### 5.4.3.2 Détermination par calcul

Calculer  $\sigma_{HP\ ref}$  pour la résistance de référence et  $\sigma_{HP\ stat}$  pour la résistance statique conformément à 5.4.2 et, à l'aide de ces résultats, déterminer  $\sigma_{HP}$ , conformément à la Méthode B pour une durée de vie limitée, ainsi que le nombre de cycles de mise en charge  $N_L$  dans le domaine comme suit (voir l'ISO 6336-1:2006, Tableau 2, pour l'explication des abréviations utilisées):

- a) St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF, lorsqu'un certain nombre de piqûres est admis.

— Pour le domaine de durée de vie limitée,  $6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$  conformément à la Figure 6:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left( \frac{3 \times 10^8}{N_L} \right)^{\exp} \quad (7)$$

où

$$\exp = 0,370\ 5 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \quad (8)$$

— Pour le domaine de durée de vie limitée,  $10^7 < N_L \leq 10^9$  conformément à la Figure 6:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left( \frac{10^9}{N_L} \right)^{\exp} \quad (9)$$

où

$$\exp = 0,279\ 1 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \quad (10)$$