
**Engrenages — Capacité thermique —
Partie 2:
Capacité de charge thermique**

Gears — Thermal capacity —

Part 2: Thermal load-carrying capacity

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO/TR 14179-2:2001

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-14179-2-2001>



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/TR 14179-2:2001](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-14179-2-2001)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-14179-2-2001>

© ISO 2001

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.ch
Web www.iso.ch

Imprimé en Suisse

Sommaire

Page

Avant-propos.....	iv
Introduction.....	v
1 Domaine d'application	1
2 Symboles, unités et indices	1
3 Principe	5
3.1 Généralités	5
3.2 But et application	6
4 Puissance transmise équivalente	7
5 Perte	8
5.1 Généralités	8
5.2 Pertes dans les engrenages	8
5.3 Pertes dans les paliers	15
5.4 Joint d'arbre	20
6 Dissipation thermique	20
6.1 Généralités	20
6.2 Dissipation thermique par le carter	20
6.3 Dissipation thermique via les fondations	23
6.4 Dissipation thermique via les arbres et les accouplements	25
6.5 Dissipation thermique via un échangeur externe	27
7 Résultats des calculs	28
7.1 Lubrification par barbotage	28
7.2 Lubrification par injection	28
8 Exemple de calcul	28
8.1 Généralités	28
8.2 Conditions géométriques et environnementales	28
8.3 Perte	31
8.4 Dissipation thermique	33
8.5 Comparaison	34
Bibliographie.....	35

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.

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.

Exceptionnellement, lorsqu'un comité technique a réuni des données de nature différente de celles qui sont normalement publiées comme Normes internationales (ceci pouvant comprendre des informations sur l'état de la technique par exemple), il peut décider, à la majorité simple de ses membres, de publier un Rapport technique. Les Rapports techniques sont de nature purement informative et ne doivent pas nécessairement être révisés avant que les données fournies ne soient plus jugées valables ou utiles.

L'attention est appelée sur le fait que certains des éléments de la présente partie de l'ISO/TR 14179 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/TR 14179-1 a été élaboré par le comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*, sous-comité SC 2, *Calcul de la capacité des engrenages*. <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-14179-2-2001>

L'ISO/TR 14179 comprend les parties suivantes, présentées sous le titre général *Engrenages — Capacité thermique*:

- *Partie 1: Capacité des transmissions par engrenages pour une température de bain d'huile de 95 °C*
- *Partie 2: Capacité de charge thermique*

Introduction

l'ISO/TR 14179-1 constitue la proposition américaine. Elle utilise un modèle de bilan thermique analytique pour calculer la puissance thermique transmissible d'une transmission par engrenages mono- ou multiétage lubrifiés à l'huile minérale. Plusieurs des facteurs du modèle analytique trouvent leur origine dans des travaux publiés par divers auteurs.

La procédure est basée sur la méthode de calcul présentée dans la publication 96FTM9 de l'AGMA (American Gear Manufacturers Association). Les pertes de puissance sont calculées à partir des informations du catalogue fourni par les fabricants de paliers, informations qui peuvent également figurer dans les travaux de Palmgren. Les équations des pertes de puissance par ventilation et par barbotage des engrenages sont apparues pour la première fois dans les travaux présentés par Dudley et ont été modifiées pour tenir compte des effets des changements de viscosité du lubrifiant et de la hauteur d'immersion des engrenages. Les pertes de puissance des engrenages ont été calculées par les premiers chercheurs sur les frottements de roulement et de glissement, qui ont évalué l'engrènement au moyen d'essais sur machines galet disque. Les coefficients de l'équation de la perte de puissance ont été développés à ce moment à partir d'une analyse de régression à plusieurs paramètres des données expérimentales issues d'un grand nombre d'essais sur des transmissions par engrenages industriels types. Ces transmissions par engrenages ont été soumises à des essais qui modifiaient les conditions de fonctionnement sur une large gamme. Les paramètres des conditions de fonctionnement établis dans le plan d'essai comprenaient la vitesse, la puissance, le sens de rotation, la quantité de lubrifiant, etc. L'équation a été vérifiée en comparant les résultats attendus aux données de l'expérience pour diverses configurations de transmission par engrenages de plusieurs fabricants.

La présente partie de l'ISO/TR 14179 est fondée sur une proposition allemande dans laquelle l'équilibre thermique entre la perte de puissance et la chaleur dissipée est calculé. À partir de cet équilibre, il est possible de calculer la température attendue du bain d'huile d'un engrenage pour une puissance transmise donnée ainsi que la puissance maximale transmissible pour une température maximale donnée du bain d'huile. Pour la lubrification par pulvérisation, il est également possible de calculer le niveau nécessaire de refroidissement extérieur pour maintenir une température donnée de l'huile en entrée. Ce calcul est effectué par itération.

La perte de puissance des engrenages cylindriques, coniques et hypoïdes ainsi qu'à roue et vis peut être calculée sur la base des recherches théoriques et expérimentales effectuées sur ces différents types d'engrenages à la Technical University de Munich. La perte de puissance dépendante de la charge des engrenages est obtenue à partir du calcul du coefficient de frottement de l'engrènement. L'influence des principaux paramètres tels que charge, vitesse, viscosité et rugosité de surface sur le coefficient de frottement a été mesurée individuellement lors d'essais sur machines galet disque et vérifiée par des expériences sur des engrenages. Les mêmes équations pour les coefficients de frottement sont utilisées dans l'ISO/TR 13989 pour le calcul de la capacité de charge au grippage des engrenages et sont utilisées dans les méthodes de calcul normalisées allemandes de la température appropriée pour l'épaisseur du film d'huile en vue de l'évaluation du risque d'usure et de micropiquûre. La perte de puissance à vide des engrenages est calculée à partir des expériences systématiques effectuées avec divers paramètres issus des projets de recherche publiés. Le calcul de la perte de puissance des paliers à roulements est tiré des expériences menées par les fabricants de paliers, tel que publié dans leurs plus récents catalogues.

Les équations pour la dissipation thermique sont fondées sur des considérations théoriques associées aux recherches expérimentales effectuées sur des bains d'engrenage modèles avec différentes configurations de paroi de carter d'engrenages en convection naturelle et forcée. Le rayonnement émanant du bain est fondé sur la loi de Stefan-Boltzman avec les valeurs mesurées du coefficient de rayonnement relatif de la surface du bain d'engrenage évalué avec différentes finitions et revêtements de surface. Des équations pour le calcul du transfert de chaleur des parties tournantes et vers les fondations sont également incluses. Les résultats ont été vérifiés au moyen de mesures de dissipation thermique réalisées en pratique sur des transmissions par engrenages. Un programme informatique «WTplus» comprenant la méthode de calcul thermique proposée a été développé dans le cadre d'un projet de recherche de la FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Francfort); il est largement utilisé dans l'industrie allemande des engrenages.

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO/TR 14179-2:2001

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-14179-2-2001>

Engrenages — Capacité thermique

Partie 2: Capacité de charge thermique

1 Domaine d'application

La présente partie de l'ISO/TR 14179 présente une méthode de détermination de la capacité de charge thermique des engrenages qui comprend des mesures réalisées dans la pratique sur des appareils d'origine. Cette méthode peut consister à mesurer la perte de puissance ou la dissipation thermique, ou bien les deux, ou encore, pour les appareils lubrifiés par barbotage, à déterminer la température en régime quasi stationnaire dans le bain d'huile.

Les méthodes de calcul pour chaque composante des pertes et de la dissipation thermique décrites dans la présente partie de l'ISO/TR 14179 doivent être considérées comme des méthodes alternatives.

2 Symboles, unités et indices

Pour les besoins de la présente partie de l'ISO/TR 14179, les symboles, les unités et les indices donnés dans le Tableau 1 s'appliquent.

iTeH STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)
ISO/TR 14179-2:2001
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/9c6e9de6-f712-4c45-89d6-0ca347657216/iso-tr-14179-2-2001>

Tableau 1 — Symboles, unités et indices

Symbole	Signification	Unités
a	Entraxe	mm
A_{bot}	Surface inférieure de la transmission	m ²
A_{ca}	Surface totale du carter (externe)	m ²
A_{foot}	Surface de contact de l'appareil	m ²
A_{oil}	Surface totale du carter (interne)	m ²
A_{pro}	Surface projetée de l'ailette (carter externe)	m ²
A_q	Surface d'une coupe droite	m ²
A_{fin}	Surface totale de l'ailette (carter externe)	m ²
A_{air}	Surface ventilée du carter	m ²
b	Largeur de denture, largeur de palier	mm
b_{eH}	Largeur de denture en contact	mm
b_0	Valeur de référence de la largeur de denture, $b_0 = 10$ mm	mm
C_{lub}	Facteur de lubrification	—
C_{Sp}	Facteur de barbotage	—
C_0	Charge statique de base d'un palier à roulements	N
$C_{1,2}$	Facteurs	—

Tableau 1 (suite)

Symbole	Signification	Unités
d_a	Diamètre du cercle de tête	mm
d_{fl}	Diamètre équivalent de bride	m
d_w	Diamètre du cercle primitif de fonctionnement	mm
d_m	Diamètre moyen du palier	mm
d_s	Diamètre du cercle primitif d'un engrenage gauche hélicoïdal équivalent	mm
d_{sh}	Diamètre d'arbre	m
e	Base du logarithme naturel, $e = 2,718$	—
$f_{0,1,2}$	Coefficients pour le calcul des pertes dans les paliers	—
ED	Facteur d'utilisation	—
F_a	Charge axiales sur le palier	N
F_t	Force au cercle primitif	N
F_{bt}	Force normale, plan apparent	N
F_n	Force normale, plan réel	N
F_r	Charge radiale sur le palier	N
g	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	m/s^2
Gr	Nombre de Grashoff	—
h_c	Hauteur du point de contact au-dessus du point le plus bas d'immersion de la roue	mm
h_{ca}	Hauteur totale du carter de l'engrenage	m
H_v	Facteur de perte de denture	—
$h_{e1,e2}$	Hauteur d'immersion du cercle de tête avec niveau d'huile stable	mm
h_{e0}	Valeur de référence de la hauteur d'immersion, $h_{e0} = 10 \text{ mm}$	mm
$h_{e, \max}$	Hauteur d'immersion maximale du cercle de tête avec niveau d'huile stable	mm
ΔH_{oil}	Flux enthalpique avec l'huile	W
$h_{0,1}$	Hauteurs des intervalles de lubrification	mm
k	Coefficient d'échange thermique	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
l_{fl}	Longueur équivalente de bride d'accouplement	m
l_h	Longueur hydraulique = $4A_G/U_M$	mm
l_{fin}	Hauteur d'une ailette	m
l_x	Longueur du flux (passage du filet de flux le long de la paroi du carter)	m
l_{sh}	Longueur de l'extrémité libre de l'arbre	m
m, m^*	Facteurs d'ailette	—
m	Module	mm
n	Vitesse de rotation	1/min
Nu	Nombre de Nusselt	—
P_A	Puissance d'entrée	W
P_{Aeq}	Puissance d'entrée équivalente	W

Tableau 1 (suite)

Symbole	Signification	Unités
Pr	Nombre de Prandtl	—
P_V	Perte de puissance	W
P_{VD}	Perte de puissance du joint	W
P_{VL}	Perte de puissance du palier	W
P_{Vx}	Pertes de puissance des auxiliaires	W
P_{VZ}	Perte de puissance des engrenages	W
P_0	Charge statique équivalente	N
P_1	Charge équivalente	N
Q	Flux thermique total	W
Q_{ca}	Flux thermique sur la surface du carter	W
Q_{fun}	Flux thermique dans les fondations	W
Q_{rot}	Flux thermique à travers les arbres et les accouplements	W
Re	Nombre de Reynolds	—
$Ra_{1,2}$	Rugosité arithmétique moyenne du pignon et de la roue	μm
Rz	Hauteur moyenne de rugosité	μm
Rz_0	Hauteur de rugosité de référence pour les engrenages à roue et vis ($Rz_0 = 3 \mu\text{m}$)	μm
s	Facteur de dimension du palier	—
t	Durée	min
T_H	Couple de perte hydraulique	N·m
T_{VL}	Couple de perte totale des parties	N·m
T_{VL0}	Couple de perte indépendant de la charge des paliers	N·m
$T_{VLP1,2}$	Couples de perte dépendant de la charge	N·m
T_{wall}	Température de paroi du carter	K
T_{air}	Température de l'air de refroidissement	K
T_{perm}	Température maximale admissible dans la transmission	K
T_∞	Température ambiante	K
u	Rapport d'engrenage	—
U	Circonférence des fondations	m
v	Vitesse périphérique moyenne	m/s
v_t	Vitesse tangentielle	m/s
v_{t0}	Vitesse tangentielle de référence	m/s
\dot{V}_{oil}	Vitesse d'injection d'huile	l/min
\dot{V}_0	Vitesse d'injection d'huile de référence, $\dot{V}_0 = 2 \text{ l/min}$	l/min
v_{gm}	Vitesse moyenne de glissement	m/s
v_{gs}	Vitesse hélicoïdale	m/s

Tableau 1 (suite)

Symbole	Signification	Unités
$v_{gy1,2}$	Vitesses périphériques totales au sommet de la dent	m/s
v_S	Vitesse du jet d'huile	m/s
v_t	Vitesse périphérique au cercle primitif	m/s
v_{t0}	Vitesse de référence, $v_{t0} = 10$ m/s	m/s
v_{air}	Vitesse de contact	m/s
$v_{\Sigma C}$	Somme des vitesses au point primitif	m/s
$v_{\Sigma h}$	Somme des vitesses dans le sens de la hauteur de dent	m/s
$v_{\Sigma m}$	Résultante moyenne de la somme des vitesses	m/s
$v_{\Sigma s}$	Somme des vitesses dans le sens de la longueur de dent	m/s
x	Coefficient de déport	—
X_L	Facteur de lubrifiant	—
X_R	Facteur de rugosité	—
Y	Facteur de charge axiale d'après des tableaux de palier, Y pour $F_a/F_r > e$	—
Y_W	Facteur du matériau	—
z	Nombre de dents	—
α_{fun}	Coefficient d'échange thermique (aux fondations de la transmission)	W/(m ² K)
α_{ca}	Coefficient d'échange thermique côté air du carter	W/(m ² K)
α_{con}	Coefficient d'échange thermique dû à la convection	W/(m ² K)
$\alpha_{K,free}$	Coefficient d'échange thermique dû à la convection naturelle	W/(m ² K)
$\alpha_{K,forced}$	Coefficient d'échange thermique dû à la convection forcée	W/(m ² K)
α_{oil}	Coefficient d'échange thermique côté huile	W/(m ² K)
α_{rad}	Coefficient d'échange thermique dû au rayonnement	W/(m ² K)
α_{rot}	Coefficient d'échange thermique au niveau des arbres tournants	W/(m ² K)
$\alpha_{sh,face}^*$	Coefficient d'échange thermique au niveau de la face d'un arbre	W/(m ² K)
α_t	Angle de pression apparent	°
α_{wt}	Angle de pression de fonctionnement	°
β	Angle d'hélice	°
β_b	Angle d'hélice sur le cercle de base	°
δ_{fin}	Épaisseur d'une ailette	m
δ_{wall}	Épaisseur moyenne de paroi du carter	m
ε	Émissivité du carter de la transmission	—
ε_α	Rapport de conduite apparent	—
$\varepsilon_{1,2}$	Rapport de retraite, pignon/roue	—
λ_{fun}	Conductivité thermique des fondations	W/(mK)
λ_{wall}	Conductivité thermique du carter	W/(mK)

Tableau 1 (suite)

Symbole	Signification	Unités
λ_{sh}	Conductivité thermique des arbres	W/(mK)
μ	Coefficient de frottement	—
μ_{mz}	Coefficient de frottement moyen de l'engrènement	—
μ_z	Coefficient de frottement des engrenages à roue et vis	—
μ_{z0}	Valeur de base du coefficient de frottement des engrenages à roue et vis	—
$\nu_{40,100}$	Viscosité cinématique de l'huile à 40 °C, à 100 °C	mm ² /s
ν_{oil}	Viscosité cinématique de l'huile à température de fonctionnement	mm ² /s
ν_{air}	Viscosité cinématique de l'air	m ² /s
ρ_c	Rayon de courbure équivalent au point de contact primitif	mm
ρ_n	Rayon de courbure équivalent, section normale	mm
ρ_{15}	Masse volumique de l'huile à 15 °C	kg/m ³
ρ_{oil}	Masse volumique de l'huile à la température de fonctionnement	kg/m ³
ω	Vitesse angulaire	rad/s
η	Rendement	—
η^*	Rapport de température	—
η_f	Rendement de l'ailette	—
η_{oil}	Viscosité dynamique de l'huile à la température de fonctionnement	mPas
ϑ_{oil}	Température de l'huile	°C
ϑ_{∞}	Température ambiante	°C
Indice	Signification	
0	Indépendamment de la charge	
1	Au pignon	
2	À la roue	
C	Se rapporte au point primitif	
m	Cercle moyen d'engrenages coniques et hypoïdes	
n	Au profil réel	
v	Roue droite cylindrique équivalente de roues coniques et hypoïdes	
P	Dépendant de la charge	

3 Principe

3.1 Généralités

Lorsque la puissance est transmise par un appareil, les pertes qui interviennent au niveau des divers composants sont transformées en chaleur. Les pertes, associées à la puissance reçue, déterminent le rendement des engrenages. La température dans l'appareil de transmission, qui dépend de la dissipation thermique via le lubrifiant vers le carter et de ce dernier dans l'environnement ou via le refroidisseur d'huile vers le liquide de refroidissement en régime quasi stationnaire, lorsqu'elle est élevée, entraîne un vieillissement rapide de l'huile, ce qui donne lieu à la formation d'un film lubrifiant de faible épaisseur sur les surfaces en contact et à la réduction de la capacité de

charge due à la formation de piqûres, à l'usure et au grippage des systèmes à denture et paliers ainsi que de la durée de vie des joints d'étanchéité.

Sur la base du calcul de l'équilibre thermique, il est possible de déterminer à l'avance la température en régime stationnaire des engrenages lubrifiés par barbotage ainsi que la dissipation de chaleur nécessaire via le flux d'huile et l'échangeur pour les appareils lubrifiés par injection.

3.2 But et application

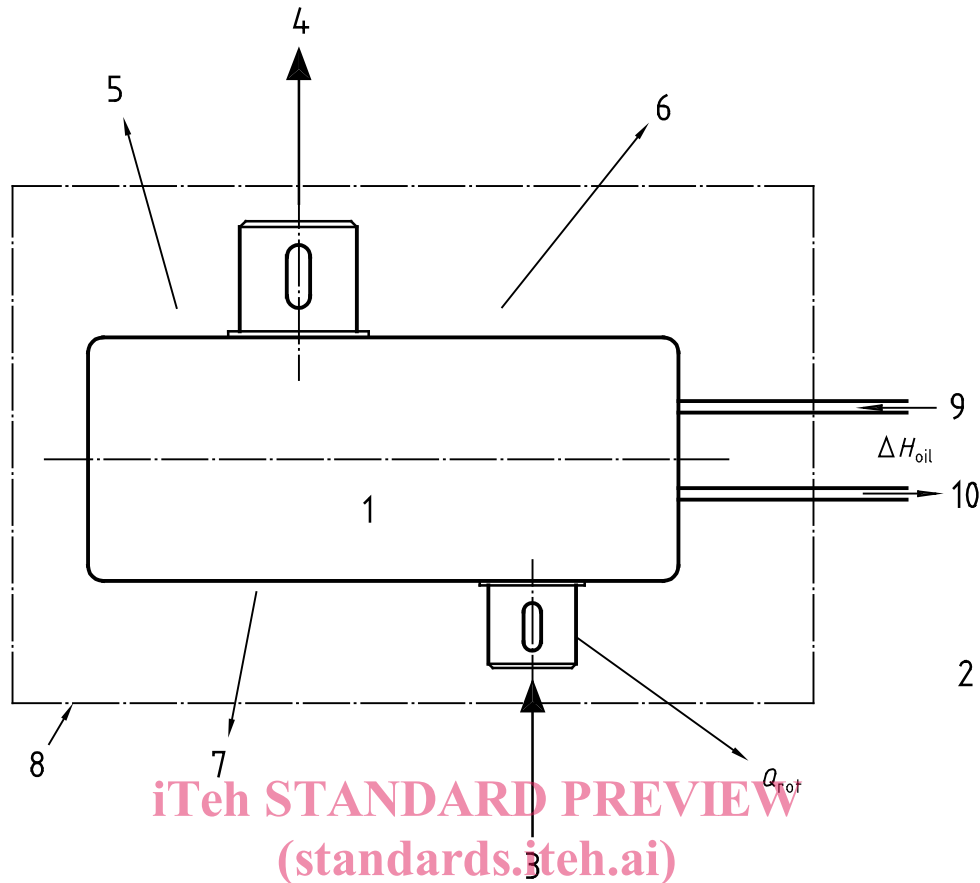
Grâce à ces calculs, il est possible de déterminer la perte de l'appareil de transmission (pertes indépendantes et pertes dépendantes de la charge des engrenages cylindriques à denture extérieure et intérieure et des systèmes d'engrenages coniques, hypoïdes et à roue et vis), la perte des paliers, les pertes indépendantes et les pertes dépendantes de la charge des paliers à roulements et des paliers lisses ainsi que les pertes des joints d'étanchéité radiaux. Les calculs peuvent s'appliquer à des engrenages à une ou plusieurs vitesses, à des engrenages à division de puissance et à des engrenages planétaires. La dissipation thermique est calculée à partir de la convection naturelle et/ou forcée ainsi que du rayonnement émanant du carter, de la convection forcée et du rayonnement émanant des arbres et des accouplements, de la conduction thermique dans les fondations et de la dissipation thermique via le lubrifiant et un échangeur externe lorsqu'une lubrification par injection est utilisée.

Le calcul s'applique en régime quasi stationnaire, la capacité thermique en régime non stationnaire n'est pas prise en compte. Dans le cas d'engrenages utilisés par intermittence (facteur d'utilisation inférieur à 100 %) et dans le cas de charges et de vitesses variables, le calcul peut être effectué en introduisant une puissance d'entrée quasi stationnaire équivalente.

L'utilisateur doit définir les limites du système de sorte que toutes les composantes de l'apport de chaleur soient relevées de la même façon (voir Figure 1). Il convient notamment de tenir compte aux points de connexion avec les organes menants et menés de la possibilité d'une dissipation des flux de chaleur depuis la transmission aux points d'accouplement ou du passage des flux de chaleur des organes connectés vers la transmission.

Le calcul des pertes et de la dissipation thermique nécessite de connaître la température de l'huile. Elle doit être établie ou estimée en tant que point de consigne, ou elle peut être déterminée par itération en tenant compte de la dissipation thermique.

Le domaine des conditions de fonctionnement déterminé par des essais au banc est, le cas échéant, stipulé dans la section individuelle du calcul. L'extrapolation en dehors du domaine défini augmente le facteur d'incertitude, mais elle s'est révélée être une approximation appropriée sur de larges domaines.



Légende

- | | | | | |
|---|--|---|----|-------------------|
| 1 | Transmission de puissance par engrenages | ISO/TR 14179-2:2001 | 6 | Rayonnement |
| 2 | Environnement | https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/12-4c45-89d6-bca347b375cf/iso-tr-84179-2:2001 | 7 | Conduction |
| 3 | Puissance d'entrée, P_A | | 8 | Limite du système |
| 4 | Puissance de sortie | | 9 | Entrée d'huile |
| 5 | Convection, Q_{ca} | | 10 | Sortie d'huile |

Figure 1 — Flux de chaleur individuels sur un engrenage (représentation schématique)

4 Puissance transmise équivalente

La puissance transmise équivalente moyenne, P_{Aeq} , définitive pour le calcul de la chaleur, est déterminée pour les transmissions en service continu à la charge nominale constante à partir de la puissance nominale, P_A . Dans la mesure où les surcharges instantanées externes ou internes n'influencent pas l'équilibre thermique et où la distribution thermique interne n'est pas prise en compte, il convient, dans chaque cas, que tous les facteurs (par exemple dans le cas du calcul d'engrenages K_A , K_V , $K_{H\beta}$ et $K_{H\alpha}$) soient établis à 1,0. Étant donné que lorsque la charge augmente et que la vitesse diminue, le coefficient de frottement augmente, dans des conditions de fonctionnement à puissance transmise égale, les conditions les plus défavorables sont réalisées pour une vitesse réduite.

Dans le cas de conditions de charge variables en fonction du temps ou dans le cas de transmission par engrenages avec un facteur d'utilisation inférieur à 100 %, il convient que la puissance transmise équivalente soit basée sur la puissance dont la valeur moyenne est la plus élevée sur la période considérée comme condition de régime quasi stationnaire.

Dans le cas d'engrenages lubrifiés par barbotage, des conditions quasi stationnaires sont obtenues pour la température de l'huile après 1 h à 3 h en fonction de la conception de l'engrenage. À titre indicatif, il peut être établi que la période nécessaire pour atteindre une température quasi stationnaire est de 1 h.