



HAL
open science

Etude des pertes de puissance et des aspects thermiques dans les transmissions par engrenages

Gilles Koffel, Fabrice Ville, Christophe Changenet, Philippe Velez

► To cite this version:

Gilles Koffel, Fabrice Ville, Christophe Changenet, Philippe Velez. Etude des pertes de puissance et des aspects thermiques dans les transmissions par engrenages. CFM 2009 - 19ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2009, Marseille, France. hal-03391370

HAL Id: hal-03391370

<https://hal.science/hal-03391370>

Submitted on 21 Oct 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Etudes des pertes de puissance et des effets thermiques dans une transmission par engrenages

G. KOFFEL^a, F. VILLE^a, C. CHANGENET^b, P. VELEX^a

a. Université de Lyon, INSA-Lyon, LaMCoS, CNRS UMR5259, Villeurbanne

b. Université de Lyon, ECAM Lyon, Laboratoire d'Energétique, Lyon

Résumé :

Il est généralement admis que, pour des transmissions à vitesse modérée, le frottement entre les dents est la principale source de dissipation dans l'engrenage. Ce phénomène peut, qui plus est, avoir une influence significative sur l'équilibre thermique du réducteur. Dans cet article sont présentés un modèle de pertes par frottement, un réseau thermique décrivant les échanges de chaleur au sein du mécanisme ainsi qu'un couplage entre ces deux aspects. Les résultats numériques obtenus sont en bonne adéquation avec les mesures réalisées sur un réducteur expérimental.

Abstract :

It is generally accepted that for low to medium speed transmissions, tooth friction is the main source of dissipation for gears and can significantly influence the temperature equilibrium of a gearbox. In this paper, a model to predict power losses due to tooth friction combined with a thermal network to describe the temperature distribution in a geared transmission are presented. The numerical results compare favourably with experimental measurements from a gear test rig.

Mots clefs : frottement denture, engrenages, dynamique de l'engrenage, pertes de puissance, réseau thermique, lubrification

1 Introduction

Les pertes de puissance dans une transmission par engrenages sont générées par les éléments tournants, principalement les roues dentées et les paliers. Pour ce qui est des roues dentées, les sources de pertes suivantes sont identifiées : le frottement denture, la lubrification (par barbotage ou par jets), le pompage d'un mélange air / huile au cours de l'engrènement et la ventilation créée par la rotation des mobiles. Ces pertes de puissance estimées dépendantes pour beaucoup de la distribution de température au sein de la transmission, il est donc indispensable d'établir un lien fort entre ces deux aspects.

L'objectif de cet article est de présenter un modèle de couplage prédisant les pertes par frottement à la denture ainsi que la distribution globale de température dans une transmission.

L'article s'organise comme il suit : (a) la première partie se concentre sur la méthode des réseaux thermiques et son application à un réducteur spécifique ; (b) le modèle de frottement est ensuite décrit et appliqué au même réducteur. Finalement un couplage des deux modèles est présenté et son intérêt pour l'estimation et l'optimisation des pertes de puissance dans une transmission est discuté.

2 Réseau thermique

La méthode des réseaux thermiques est basée sur les étapes suivantes : (a) identifier et calculer les pertes de puissance, (b) diviser le réducteur en éléments discrets isothermes ou nœuds : carter, huile, paliers, mobiles, etc., et (c) connecter les nœuds avec des résistances thermiques dont les caractéristiques dépendent de la nature des mécanismes de transferts thermiques entre ces éléments.

2.1 Pertes de puissance

Pour des applications « basse – moyenne » vitesse, le mode de lubrification classiquement utilisé est le barbotage, aussi les sources suivantes de pertes de puissance sont prises en compte : frottement à la denture, dissipations dues aux paliers à roulements, au barbotage et aux joints.

Au niveau de l'engrenage, le coefficient de frottement est toujours délicat à déterminer et sa valeur dépend de nombreux paramètres comme le régime de lubrification, le lubrifiant, la cinématique, etc. Dans ce qui suit, le coefficient de frottement a été déterminé soit via l'équation de Benedict et Kelley [1] ou en utilisant l'approche de Diab et al. [2].

Pour les roulements, les pertes de puissance peuvent être estimées en utilisant la formulation classique de Palmgren [3] qui décompose le couple résistant du palier en des contributions dues à la charge appliquée d'une part et aux dissipations visqueuses d'autre part.

Les pertes dues au lubrifiant sont particulièrement importantes dans le cas d'une lubrification par barbotage où les roues dentées sont partiellement immergées dans le bain d'huile. Basé sur un large spectre d'essais sur un banc spécifique, Changenet et Vexlex [4] ont développé des modèles de perte par barbotage en utilisant l'analyse dimensionnelle.

Enfin, les pertes générées par les contacts joints / arbres sont évaluées en employant les données constructeurs en fonction du diamètre d'arbre et de la vitesse de rotation [5].

Au final ces pertes peuvent être décomposées en deux catégories : celles dépendant de la charge appliquée (frottement à la denture et aux roulements) et celles indépendantes de cette charge (pertes hydrodynamiques dans les roulements, pertes par barbotage et aux joints).

2.2 Etablissement du réseau thermique

Le réducteur considéré est un réducteur à un train d'engrenage en denture droite. Les deux arbres sont supportés par des roulements et le carter est en fonte.

Le système mécanique est divisé en 14 éléments isothermes comme il suit :

1 → Air

2,3, et 4 → carter

5 → huile

6,7,8, et 9 → Roulements sphériques à double rangée de rouleaux

10,11 → arbres

12, 13 → pignon et roue

14 → engrènement

Le carter est séparé en trois éléments : la partie inférieure en contact avec la bêche d'huile, les faces latérales (comprenant les alésages des paliers) et la partie supérieure. Les nœuds ou éléments du réseau sont connectés par des résistances thermiques, définies comme :

$$\text{Résistance thermique} = \frac{\text{Potentiel de température}}{\text{Flux de chaleur}} \quad (1)$$

La valeur de la résistance thermique dépend du type de transfert de chaleur mis en jeu, les formules utilisées étant similaires à celles proposées par Changenet et al. [6].

Une fois le réseau établi, on peut écrire la conservation de la chaleur en chaque nœud i :

$$Q_i = \sum_j \frac{T_i - T_j}{R_{TH}(i, j)} \quad (2)$$

La résolution du système matriciel ainsi formé permet de déterminer la distribution de température.

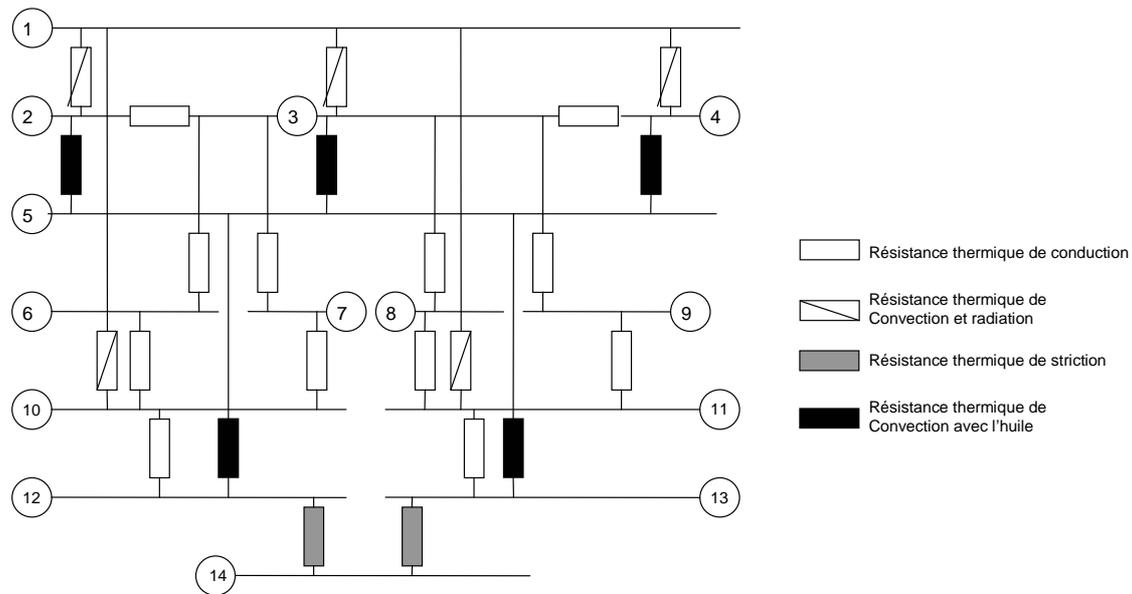


Figure 1 : Réseau thermique de la machine d'essai

3 Pertes de puissance par frottement à la denture

Le frottement par glissement entre les dents contribue significativement aux pertes de puissance. Pour les contacts lubrifiés, des lois de frottement empiriques diverses et variées existent, basées sur des résultats expérimentaux issus de simulateurs. Une de leurs limites vient généralement de la finition surfacique des éprouvettes, différente de celle que l'on peut trouver sur un flanc de dent. De plus ce genre de modèle est établi pour des conditions de fort glissement et n'est pas valable pour des taux de glissement faibles comme ceux rencontrés à proximité du point d'engrènement.

3.1 Lois de frottement

La formule empirique proposée par Benedict et Kelley [1] est couramment utilisée dans le domaine de l'engrenage et conduit à l'expression suivante du coefficient de frottement :

$$\mu_{BK} = 0.0127 \log_{10} \left[\frac{3.17 \times 10^8 \cdot W_l}{\eta_0 V_s V_T^2} \right] \quad (3)$$

avec : W_l : charge par unité de longueur [kg/m]

η_0 : Viscosité [Pa.s]

V_s : vitesse de roulement [m/s]

V_T : vitesse de glissement [m/s]

Plus récemment, Diab et al [2] ont proposé une loi de frottement alternative basée sur un grand nombre de courbes expérimentales de frottement, loi qui associe le frottement dû au cisaillement du fluide à celui dû aux interactions entre les rugosités des surfaces :

$$\text{coef}_{\text{frottement}} = \frac{1}{P_{\text{moy}}} \left[\frac{Ac}{Ao} \tau_{\text{sec}} + \left(1 - \frac{Ac}{Ao} \right) \tau_{\text{fluide}} \right] \quad (4)$$

avec : p_{moy} : pression moyenne au contact [Pa]

Ac : Aire réelle moyenne de contact [m²]

Ao : Aire apparente de contact [m²]

τ_{sec} : Taux de cisaillement sec [Pa]

τ_{fluide} : Taux de cisaillement fluide [Pa]

3.2 Modèle dynamique d'engrenages

Le coefficient de frottement précédent peut être utilisé dans un modèle dynamique d'engrenages. Il s'agit d'un modèle dynamique basé sur une approche éléments finis des roues dentées à denture droite ou hélicoïdale [7]. Il permet d'évaluer les forces venant des paliers et d'en déduire l'effort global de frottement à la denture pour différentes vitesses. L'assemblage de tous les matrices élémentaires et vecteurs de forces conduit à un système différentiel du type :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K(t, x)]\{x\} = \{F\} + \{F_{frot}(f, t, x)\} + \{F_{écarts}(t, x)\} \quad (5)$$

L'équation (5) est résolue en combinant un schéma d'intégration temporelle implicite avec plusieurs processus itératifs destinés à calculer les efforts tangentiels et normaux sur les dents. Finalement, connaissant les vitesses de glissement instantanées et les forces de frottement, les pertes de puissance peuvent en être directement déduites.

4 Couplage des pertes de puissance et de la thermique

L'influence du couplage entre l'aspect thermique et les pertes de puissance est étudiée à l'aide d'un banc à circulation de puissance présent dans l'établissement du CETIM à Senlis [8]. Le banc est composé de deux réducteurs identiques : un esclave pour fermer la chaîne cinématique et un instrumenté pour les tests. Le couple est appliqué indépendamment de la vitesse par le biais d'un vérin hydraulique rotatif. Les engrenages utilisés ont un rapport de réduction égale à un (20 dents pour un module 10 mm). Le système peut être refroidi par convection naturelle ou forcée. Les mesures de pertes de puissance sont réalisées par relevé des grandeurs électriques sur le moteur d'entraînement.

4.1 Réseau thermique avec le coefficient de frottement de Benedict-Kelley

La comparaison avec des essais expérimentaux a été réalisée en utilisant l'approche combinée basée sur le réseau thermique décrit précédemment mais en considérant le frottement denture comme la seule source de pertes due à la charge (dans toutes les conditions opératoires, elles représentent plus de 95% des pertes dépendantes de la charge, le restant étant dû aux paliers dont le couple de frottement a été déterminé par le biais des formules de Palmgren [3]). Les cas A et B correspondent à des essais en convection naturelle, alors que C est réalisé en convection forcée. En utilisant la formule de Benedict-Kelley (3), il se trouve que les pertes estimées ne correspondent pas aux valeurs expérimentales (Tableau 1) alors que les températures d'huile prédites sont légèrement trop élevées. En analysant les pertes dépendantes et indépendantes de la charge (Tableau 2), il apparaît que le modèle théorique surestime les pertes dépendant de la charge ce qui indique que le frottement n'est pas correctement modélisé par (3). Un paramètre significatif dans ce contexte est le fait que les profils de dents ont été corrigés. Les modifications de profil peuvent totalement changer la distribution de charge sur le flanc de dent, et influencer les pertes par frottement. Les simulations ont été répétées en introduisant les modifications des dentures dans le modèle d'engrenage, toujours en utilisant le coefficient de frottement de Benedict-Kelley (3). Par exemple, pour le cas B, avec une température de masse de l'huile de 76 °C, les pertes de puissance cette fois ci trouvées sont de 375 W (au lieu des 528 W précédemment trouvés sans modification de profil, voir Tableau 2) ce qui correspond mieux au cas expérimental de 300 W. De même pour le cas A, la prise en compte de la modification de profil conduit à des pertes dépendantes de la charge égales à 670 W, ce qui représente une réduction d'une centaine de Watt.

	Conditions opératoires			Résultats expérimentaux		Résultats avec BK	
	N (tr/min)	C _b (Nm)	Température de l'air	Température de l'huile	Pertes de puissance	Température de l'huile	Pertes de puissance
A	500	1337	30°C	66°C	1022 W	72°C	1224 W
B	1000	600	25°C	76°C	1484 W	82°C	1695 W
C	1000	1500	23°C	61°C	2188 W	69°C	2631W

Tableau 1 : Comparaison des résultats expérimentaux et issus du réseau thermique avec BK

Conditions opératoires			Résultats expérimentaux		Résultats avec BK	
	N (tr/min)	C _b (Nm)	Pertes indépendantes de la charge	Pertes dépendantes de la charge	Pertes indépendantes de la charge	Pertes dépendantes de la charge
A	500	1337	477 W	545 W	451 W	773 W
B	1000	600	1184 W	300 W	1167 W	528 W
C	1000	1500	1238 W	950 W	1246 W	1385 W

Tableau 2 : Comparaison pour les pertes dépendante et indépendantes de la charge avec BK

4.2 Réseau thermique avec le coefficient de frottement de Diab et al.

Dans cette partie, une formulation plus précise (4) est employée et un processus itératif est mis en œuvre servant à relier les calculs de température et de frottement avec la simulation de répartition de charge sur les dents. La Figure 2 montre un certain nombre de comparaisons avec les données expérimentales. « BK » fait référence au couplage entre le réseau thermique et l'équation de frottement de Benedict-Kelley alors que « Diab » correspond aux résultats associés à la formulation de Diab et al. Les pertes de puissance ont été mesurées et simulées pour trois cas de vitesse/charge nommés A,B et C (voir tableaux 3, 4).

Conditions opératoires			Résultats expérimentaux			Résultats avec Diab	
	N (tr/min)	C _b (Nm)	Température de l'air	Température d'huile	Pertes de puissance	Température d'huile	Pertes de puissance
A	500	1337	30°C	66°C	1022 W	65°C	984 W
B	1000	600	25°C	76°C	1484 W	74°C	1567 W
C	1000	1500	23°C	61°C	2188 W	62°C	2246 W

Tableau 3 : Comparaison des résultats expérimentaux et issus du réseau thermique avec Diab

Conditions opératoires			Résultats expérimentaux		Résultats avec Diab	
	N (tr/min)	C _b (Nm)	Pertes indépendantes de la charge	Pertes dépendantes de la charge	Pertes indépendantes de la charge	Pertes dépendantes de la charge
A	500	1337	477 W	545 W	473 W	507 W
B	1000	600	1184 W	300 W	1202 W	365 W
C	1000	1500	1238 W	950 W	1362 W	884 W

Tableau 4 : Comparaison pour les pertes dépendante et indépendantes de la charge avec Diab

Des résultats présentés Figure 2, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- la meilleure corrélation est obtenue en utilisant un couplage entre thermique et analyse de la charge denture (forces normales et de frottement). Cela illustre bien les interactions entre les forces, la distribution de température et les coefficients de frottement.
- Les modifications de profil sur de la denture droite doivent être incluses dans toute analyse se voulant réaliste. Cet aspect est notamment absent de la plupart des propositions normatives.

Finalement, le besoin d'un couplage mécanique-thermique dépend des conditions de fonctionnement. Dans les cas A et B par exemple, les gradients de température entre les éléments mobiles de la transmission et l'huile de lubrification sont relativement faibles et une approche isotherme suffira. Par contre dans le cas C, la température de masse trouvée est de 62 °C, à comparer à la valeur moyenne calculée du contact interdentaires atteignant les 77°C. Dans des situations où la puissance transmise est importante, un calcul des pertes couplé à une discrétisation thermique relativement fine de la transmission est requis.

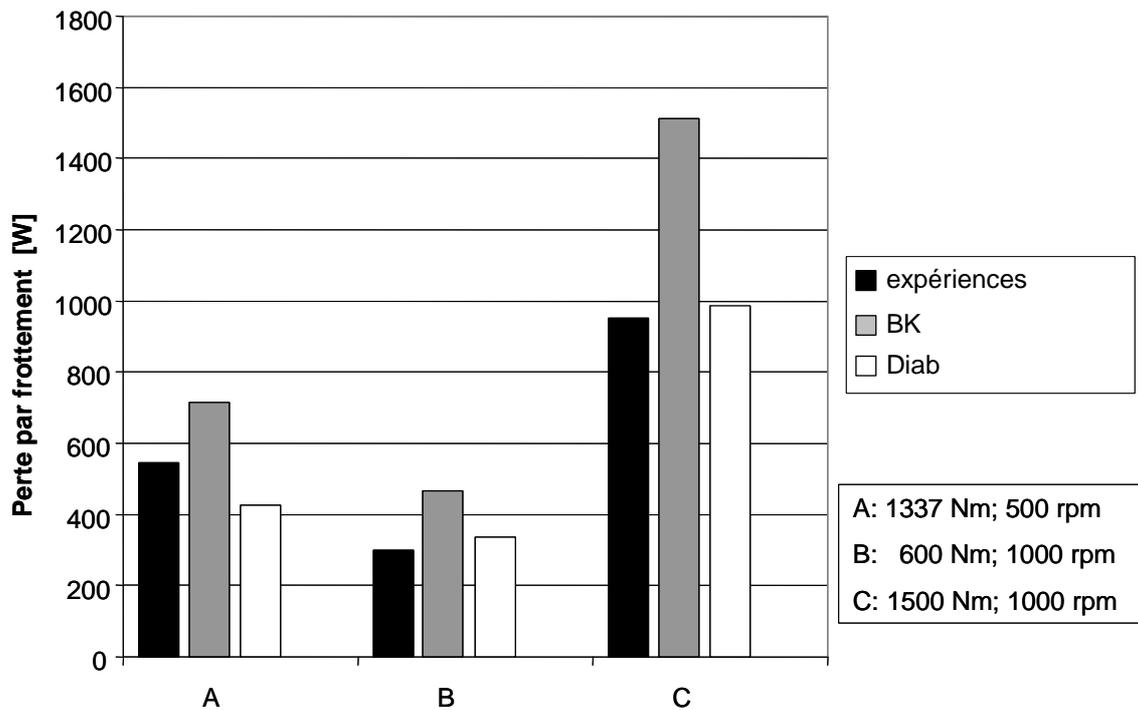


Figure 2 : Comparaison entre les diverses méthodes et l'expérimental

5 Conclusion

Comme déjà reporté dans la littérature, nous avons confirmation que le frottement denture est une source importante de dissipation dans les applications basse-moyenne vitesse. Pour évaluer ces pertes de puissance avec plus de précision, il est indispensable de développer un modèle thermo-mécanique incluant une description précise des propriétés de frottement entre les dents. Les températures du lubrifiant dans le contact interdents doivent également être déterminées de manière précise puisqu'elles jouent un rôle important dans le processus de dissipation. Deux modèles spécifiques ont été présentés et combinés. Les résultats théoriques concordent avec les mesures obtenues sur un banc d'essai industriel et démontrent que le couplage thermo-dynamique est un passage obligé pour qui veut prédire des pertes de puissance.

Références

- [1] Benedict G. H. et Kelley B. W. : "Instantaneous coefficients of gear tooth friction". Tribology Transactions, Vol. 4, 1961, pp. 59-70.
- [2] Diab Y., Ville F. et Velex, P. : "Prediction of power losses due to tooth friction in gears". Tribology transactions, Vol. 49, n° 2, 2006, pp. 260-270.
- [3] Harris T.A. : "Rolling Bearing Analysis". Wiley, 3^e édition, 1991, 1013 p.
- [4] Changenet C. et Velex P. : "A model for the prediction of churning losses in geared transmissions – Preliminary results". ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 129, 2007, pp.128-133.
- [5] SIMRIT catalogue n°100.
- [6] Changenet C., Oviedo-Marlot X. et Velex P. : "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks – Applications to a six-speed manual gearbox". ASME Journal of Mechanical Design vol.128 (3), 2006, pp. 618-625.
- [7] Velex P. et Cahouet V. : "Experimental and numerical investigations on the influence of tooth friction in spur and helical gear dynamics". ASME, J. Mech. Des., vol 122, 2000, pp 515-522.
- [8] Changenet C., Pasquier M. : « Power losses and heat exchange in reduction gears : numerical and experimental results ». VDI-Berichte n°1665, vol. 2, 2002, pp. 603-613.