



HAL
open science

Influence de la modélisation des roulements à billes sur la prédiction du comportement thermique d'un banc FZG

Adrien, Neurouth, Clément Noiray, Christophe Changenet, Fabrice Ville,
Michel Octrue

► **To cite this version:**

Adrien, Neurouth, Clément Noiray, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Michel Octrue. Influence de la modélisation des roulements à billes sur la prédiction du comportement thermique d'un banc FZG. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-03444711

HAL Id: hal-03444711

<https://hal.science/hal-03444711>

Submitted on 23 Nov 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.

Influence de la modélisation des roulements à billes sur la prédiction du comportement thermique d'un banc FZG

A. NEUROUTH ^{a, b, c}, C. NOIRAY ^b, C. CHANGENET ^b, F. VILLE ^c, M. OCTRUE ^a

^a CETIM, Senlis, France

^b Université de Lyon, ECAM Lyon, LabECAM-Energétique, 69005 Lyon, France.

^c Université de Lyon, INSA de Lyon, LaMCoS, UMR CNRS 5259, F69621 Villeurbanne Cedex, France.

Résumé :

Un modèle thermo mécanique d'un banc FZG est développé. Le modèle numérique se base sur la méthode des réseaux thermiques et prend en compte les pertes de puissance dues aux dentures, aux roulements et au brassage du bain d'huile. Des mesures soulignent que les bagues des roulements présentent un gradient de température significatif. Pour expliquer ce gradient, deux modèles de roulement sont proposés et comparés aux mesures. Leur influence sur le comportement thermique global de la transmission mécanique est discutée et analysée.

Abstract:

A thermo-mechanical model of the FZG test rig is presented. The numerical model is based on the thermal network method and takes into account power losses due to tooth friction, rolling elements bearings and oil churning. Some measurements underline that bearings rings run on different temperatures. To investigate this difference, two ball bearings model are proposed and compared to measurements. Their influence on the global thermal behaviour of the gear unit is discussed and analyzed.

Mots clefs : roulement à billes, comportement thermique, pertes de puissance, banc FZG

1 Introduction

Maintenir l'huile d'une transmission mécanique à une température acceptable est crucial au regard de sa fiabilité et de sa durée de vie. Une des avaries majeures pouvant arriver sur les réducteurs mécaniques en cas de surchauffe est le grippage des engrenages. Les normes ISO portant sur le sujet [1]–[3] définissent une température de surface maximale au-delà de laquelle il y a grippage. La limite de grippage est calculée en utilisant des essais fait sur une boucle de puissance dite banc FZG. La température de surface est le cumul de la température de masse des dentures et de la température flash.

Pour prédire s'il y a un risque de grippage la question du calcul de la température de masse de la denture se pose donc. Dans le cas d'une lubrification par bain d'huile la norme ISO propose la formulation suivante : Température denture = Température d'huile + $0.47 \times$ Température flash. Le problème de cette approche est qu'elle repose sur une règle empirique.

Un modèle thermique du banc FZG a été développé par Durand *et al.* [4]. Ce modèle utilise la méthode des réseaux thermique [5] pour calculer des cartographies de température. En prenant en compte les transferts et sources de chaleur internes au banc FZG il permet d'estimer la température de masse des pignons.

Ce modèle a été validé en utilisant des mesures de température et de couple de frottement faites sur un banc FZG. A l'époque aucune mesure sur les éléments tournant n'avait pu être réalisée. De plus le modèle développé suppose, dans un souci de simplicité, que les roulements sont isothermes. Ce papier a pour but de revenir sur cette hypothèse et de quantifier son impact sur le comportement thermique des engrenages.

2 Développement du modèle thermique

Pour pousser l'analyse du comportement thermique du banc FZG, l'instrumentation de celui-ci a été améliorée. Des collecteurs tournants ont été ajoutés. Des sondes de températures pt100 permettent de connaître la température des bagues intérieures des roulements.

Les mesures montrent que la bague intérieure des roulements est toujours plus chaude que la bague extérieure. La Figure 1 montre un exemple d'évolution de la différence de température entre les bagues d'un roulement lors d'un essai sur le banc FZG.

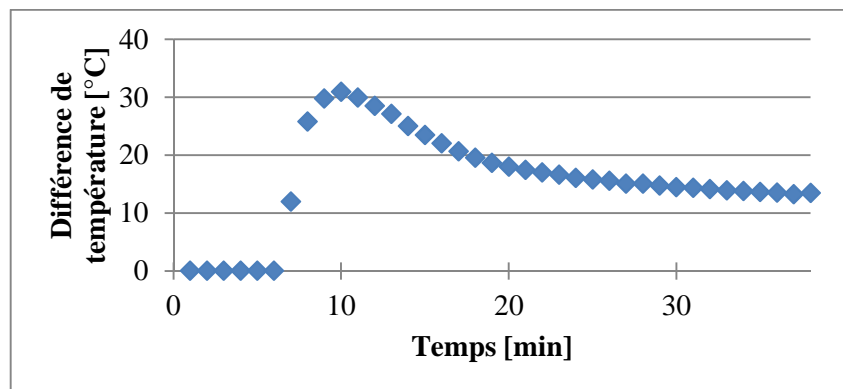


Figure 1 : Exemple de différence de température mesurée entre bague interne et externe au cours du temps

En début d'essais il y a un transitoire où la différence de température varie fortement au cours du temps. Cependant après une vingtaine de minutes le gradient de température se stabilise. Sur l'exemple de la Figure 1 l'écart se stabilise à 13°C. Plus généralement, des différences de 10 à 20°C sont constatées en fonction des conditions de fonctionnement.

Le modèle du banc FZG développé par Durand *et al.* [4] utilise une approche isotherme pour modéliser les roulements et ne peut donc pas retranscrire un tel comportement. En se basant sur les travaux de Neurouth *et al.* [6] et de Pouly *et al.* [7], la modélisation des roulements peut être améliorée.

Dans un premier temps un modèle utilisant 7 nœuds pour chaque roulement a été développé. Les éléments pris en compte sont : la bague intérieure, les billes, la partie de la bague extérieure reprenant la charge radiale, l'autre partie de la bague extérieure, et les zones de contact billes-bagues.

Les pertes prises en compte dans ce modèle à 7 nœuds sont : le brassage d'huile dû à la lubrification par barbotage, le frottement aux contacts billes/bagues, ainsi que les pertes hydrodynamiques.

Ce modèle à 7 nœuds a été simplifié dans un deuxième temps pour les raisons suivantes : (i) la méthode la plus utilisée pour calculer les pertes de puissance dans les roulements est l'utilisation de modèles globaux fournis par les fabricants de roulements et ces modèles ne donnent pas la répartition des pertes dans le roulement mais seulement une valeur totale ; (ii) le modèle à 7 nœuds ne révèle pas un fort gradient de température dans la bague extérieure du roulement.

Le modèle simplifié ne comporte plus que 3 nœuds : la bague intérieure, la bague extérieure, et un élément représentant les contacts et les billes. Les pertes de puissance injectées dans ce modèle simplifié sont calculées avec une approche développée par SKF [8].

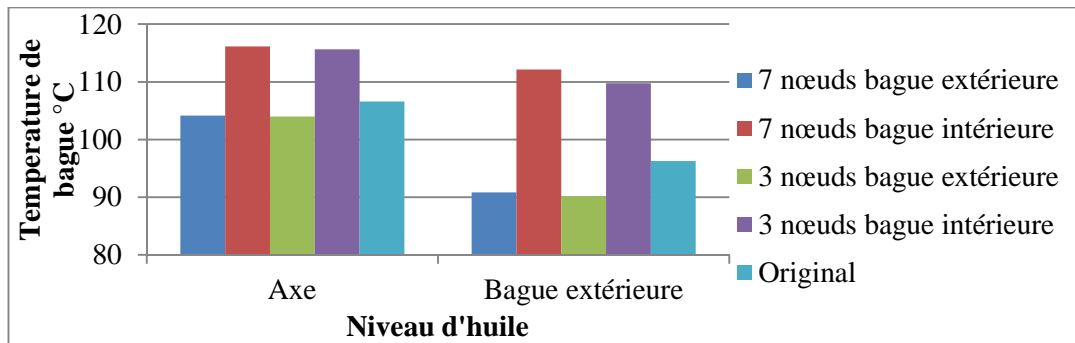


Figure 2 Température de bague calculée pour deux niveaux d'huile et pour les différents modèles thermiques

Les figures 2 et 3 montrent des températures calculées avec les trois modèles de roulement précédemment exposés pour des conditions opératoires classiques. A des fins de simplification seulement deux niveaux d'huile sont utilisés : un niveau haut, où l'huile va jusqu'à l'axe des arbres, et un niveau bas où l'huile monte jusqu'à la bague extérieure des roulements.

La figure 2 montre la température des bagues d'un roulement du banc FZG. Les modèles 3 et 7 nœuds ont un comportement thermique similaire. De plus ils reproduisent les différences de températures entre les bagues que l'on peut mesurer sur le banc d'essais. Quand le niveau d'huile baisse les éléments tournant sont moins facilement refroidis, cela induit une augmentation de l'écart de température dans les roulements. On peut noter que le modèle original donne une température pour l'ensemble du roulement qui est proche de la moyenne des températures des bagues.

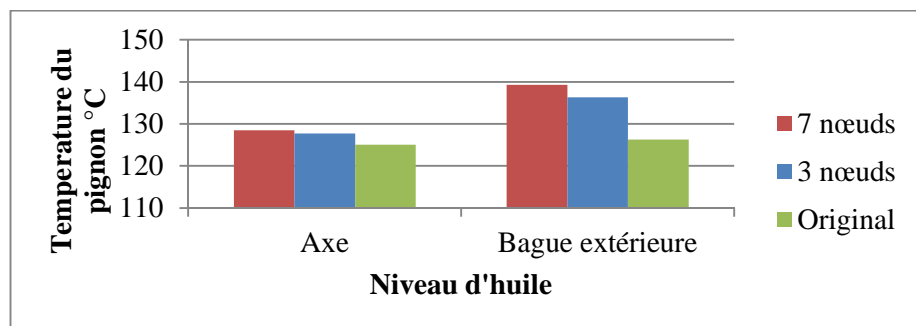


Figure 3 Température de masse du pignon calculée pour deux niveaux d'huile et pour les différents modèles thermiques des roulements

La figure 3 montre la température que prédit le modèle pour le pignon. Encore une fois les modèles 3 et 7 nœuds donnent des résultats comparables. Quand le niveau d'huile est haut la modélisation des roulements n'a qu'un faible impact sur la température des dentures. Cependant quand le niveau d'huile est faible, modéliser finement les roulements conduit à prédire une température de masse du pignon plus élevée.

3 Conclusion

L'instrumentation d'un banc FZG a été mise à jour pour permettre la mesure des températures des bagues intérieures des roulements. Il apparaît une différence de température entre les deux bagues qui ne peut être reproduite par des approches isothermes classiques.

Pour analyser les différences de températures mesurées entre bague extérieure et intérieure un premier modèle thermique des paliers à roulements a été développé. Ce modèle nécessite une connaissance assez fine de la répartition des pertes dans le roulement. Cette information n'est pas facilement accessible car la méthode la plus utilisée pour calculer les pertes de puissance dans les roulements est l'utilisation de modèles globaux fournis par les roulementiers. De ce fait, un modèle simplifié a été élaboré dans un deuxième temps. Ce modèle montre le même comportement thermique que la modélisation la plus fine.

La prise en compte d'un écart de température entre les bagues des roulements sur un modèle global du banc FZG a un impact non négligeable sur la température de masse du pignon quand le niveau d'huile est bas. Il est alors important d'utiliser un modèle non isotherme pour les roulements lors de l'évaluation du risque de grippage.

Références

- [1] "ISO 14635-1 FZG test procedures -- Part 1: FZG test method A/8,3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils," 2000.
- [2] "ISO 14635-2 FZG test procedures -- Part 2: FZG step load test A10/16, 6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils," 2004.
- [3] "ISO 14635-3 FZG test procedures -- Part 3: FZG test method A/2, 8/50 for relative scuffing load-carrying capacity and wear characteristics of semifluid gear greases," 2005.
- [4] J. Durand De Gevigney, C. Changenet, F. Ville, and P. Velex, "Thermal modelling of a back to back gearbox test machine: application to the FZG test rig," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 226, no. 6, pp. 501–515, 2012.
- [5] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Velex, "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks – Applications to a six – speed manual gearbox," *J. Mech. Des.*, vol. 128, pp. 618–625, 2006.
- [6] A. Neuroth, C. Changenet, F. Ville, and A. Arnaudon, "Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, Mar. 2014.
- [7] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and B. Damiens, "Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Networks," *Tribol. Trans.*, vol. 53, no. 6, pp. 957–967, Oct. 2010.
- [8] Skf, *Rolling bearings*. 2013.