



**HAL**  
open science

## **Echauffements et pertes de puissance dans les paliers à roulements fonctionnant à haute vitesse**

François Pouly, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Philippe Vexex, Bruno Damiens

► **To cite this version:**

François Pouly, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Philippe Vexex, Bruno Damiens. Echauffements et pertes de puissance dans les paliers à roulements fonctionnant à haute vitesse. CFM 2009 - 19ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2009, Marseille, France. hal-03391481

**HAL Id: hal-03391481**

**<https://hal.science/hal-03391481>**

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.

# Echauffements et pertes de puissance dans les paliers à roulements fonctionnant à haute vitesse

F. POULY <sup>a</sup>, C. CHANGENET <sup>b</sup>, F. VILLE <sup>c</sup>, P. VELEX <sup>c</sup>, B. DAMIENS <sup>a</sup>

a. TURBOMECA Groupe SAFRAN, F64510 Bordes

b. Université de Lyon, ECAM Lyon, Laboratoire d'Energétique, F69005 Lyon

c. Université de Lyon, INSA-Lyon, LaMCoS, CNRS UMR5259, F69621 Villeurbanne

## Résumé :

*Le niveau de température d'un palier à roulements est fonction de nombreux paramètres comme la charge appliquée, la vitesse de rotation, le type et la viscosité du lubrifiant... Une approche de type réseau thermique a été développée pour évaluer les flux de chaleur et les températures à l'intérieur d'un palier à roulements dit « hautes vitesses ». L'influence, sur le comportement thermique du palier, de la répartition des différentes pertes de puissance à l'intérieur de celui-ci et du mélange huile-air sont mis en évidence.*

## Abstract :

*The temperature level of Rolling Element Bearings (REBs) is a function of many parameters as the applied load, the rotational speed, the lubricant type and viscosity... In the present study, a thermal network approach has been developed to estimate the different temperatures inside a thrust angular ball bearing. Taking into account different power loss distributions inside the REBS, the influence of this distribution, as well as the one of the oil-air mixture, on the different power losses and on element temperatures is highlighted.*

**Mots clefs :** Palier à roulements, échauffement, lubrification, pertes de puissance

## 1 Introduction

La compréhension des mécanismes de génération de chaleur à l'intérieur de roulements qui tournent à des hautes vitesses (grands NDm) est de première importance pour la tenue des matériaux et la définition d'une lubrification adaptée.

Les travaux présentés ci-après, s'attachent à démontrer les bénéfices d'une analyse thermique pour la détermination des pertes de puissance dans un roulement à billes à contact obliques à grands NDm. La première partie met en évidence l'existence de plusieurs modèles de pertes et les compare entre eux. Une approche thermique est ensuite développée dans une seconde partie. Cette approche est utilisée vis à vis des différents modèles de pertes examinés. Enfin, sachant que le fluide qui circule à l'intérieur d'un roulement est en fait composé d'un mélange d'air et d'huile, l'importance de la composition de ce mélange sur le comportement thermique du roulement est mise en évidence.

## 2 Les pertes de puissance

Il existe des modèles globaux de pertes [1] pour des roulements moyennes vitesses, mais ils ne permettent pas de remonter à la localisation des différentes sources, ce qui est nécessaire à l'estimation des températures des différents composants. C'est pourquoi un modèle quasi-statique permettant de déterminer la répartition de charges dans un roulement à billes à contact oblique est développé. Ce dernier prend en compte les effets centrifuges dus aux hautes vitesses de rotation. Suivant l'hypothèse de contrôle des billes par la bague

extérieure et de non glissement dû à une charge axiale suffisante, la cinématique des éléments mobiles est alors déterminée [2].

Les pertes de puissance dues au mouvement relatif de la cage par rapport aux bagues intérieures et extérieures, sont estimées grâce à un modèle de palier fluide sans excentration. De même l'interaction entre la cage et les billes est modélisée par des écoulements hydrodynamiques [3].

Le contact entre les billes et les bagues est à l'origine de deux sources de pertes : le frottement de glissement (qui inclut le pivotement) et la résistance au roulement. Dans certaines approches [2] cette dernière source est négligée, alors que selon d'autres auteurs [4,5], celle-ci ne doit pas être éliminée et s'exprime en considérant que le centre de pression se décale par rapport au centre du contact.

Le déplacement orbital des billes à travers le mélange air huile peut être à l'origine d'une force de traînée. De même que précédemment cette force est négligée par certains auteurs [6] alors que selon d'autres [2] elle est considérée comme influente. Dans ce dernier cas, l'estimation de cette force (1) est basée sur l'utilisation du coefficient de traînée propre à celui d'une sphère dans un milieu infini. Le fluide environnant les éléments roulants est assimilé à un mélange air-huile et des propriétés équivalentes sont déterminées à partir de la fraction volumique considérée.

$$F_d = \frac{\rho_{\text{eff}} \cdot C_D}{2} \left( \frac{\omega_m \cdot d_m}{2} \right)^2 \left[ \frac{D}{2} \left( \frac{\pi D}{4} - t_c \right) \right] \quad (1)$$

avec :

$F_d$ : Force de traînée [N]	$d_m$ : Diamètre primitif [m] $D$ : Diamètre de bille [m] $t_c$ : Epaisseur de cage [m]
$\rho_{\text{eff}}$ : Densité équivalente [kg.m <sup>-3</sup> ]	
$C_D$ : Coefficient de traînée [-]	
$\omega_m$ : Vitesse de cage [rad.s <sup>-1</sup> ]	

L'état de l'art révèle donc plusieurs écoles de pensées, se différenciant majoritairement sur la prise en compte des forces de roulement hydrodynamique et des forces de traînée.

L'analyse qui suit est basée sur des résultats d'essais publiés par la NASA [8]. Ils présentent les températures de bagues extérieure et intérieures, d'entrée et de sortie d'huile, et les moments de frottements. Le roulement testé est un roulement à billes à contact oblique, de diamètre primitif 48mm, lubrifié par jet d'huile, tournant à une vitesse maximum de 72000tr/min et chargé purement axialement à 1334N. Le lubrifiant (MIL-L-23699; 5cSt @100°C) est injecté à une température constante de 121°C pour un débit maximal de 1894ml/min.

Dans une démarche similaire à celle de Parker [7], pour qui les forces de traînée ne peuvent pas être négligées, les différents modèles de pertes de puissance présentés plus haut (prise en compte ou non de la force hydrodynamique de roulement, prise en compte ou non de la force de traînée) ont été testés et ajustés aux résultats expérimentaux en modifiant la valeur de la fraction volumique d'huile dans l'air.

La figure 1 montre que la force de traînée ne peut pas être considérée comme nulle à ces vitesses de rotation et apparaît même comme la source principale de dissipation. Par contre la prise en compte ou non de la force hydrodynamique de roulement peut être compensée par une force de traînée plus ou moins forte via le pourcentage huile-air.

A vitesse de rotation identique, une variation du débit d'huile affecte les distributions de pertes comme le montre la figure 1, la viscosité étant estimée à partir de la température des bagues qui dépend elle-même du débit. Il est également à noter que le coefficient de traînée reste constant sur les différentes plages analysées, et ce du fait des nombres de Reynolds très élevés (>10<sup>5</sup>). C'est pourquoi la variation de perte par traînée avec le débit d'huile (1209 W @ 759 ml/min à 1490 W @ 1891 ml/min, pour une vitesse d'arbre de 64900 trs/min), est directement relié à la fraction d'huile dans l'air.

Cette dernière est d'ailleurs dans tous les cas considérés, du même ordre de grandeur (de 2,1% @ 72200trs/min– 758ml/min à 5,9% @ 64900trs/min – 1804ml/min) et reste cohérente avec la formulation faite

par Parker [7]. En remarquant que la force de traînée est directement proportionnelle à la fraction d'huile dans l'air, il apparaît de manière claire qu'une faible variation de ce paramètre a un impact direct sur cette source de chaleur.

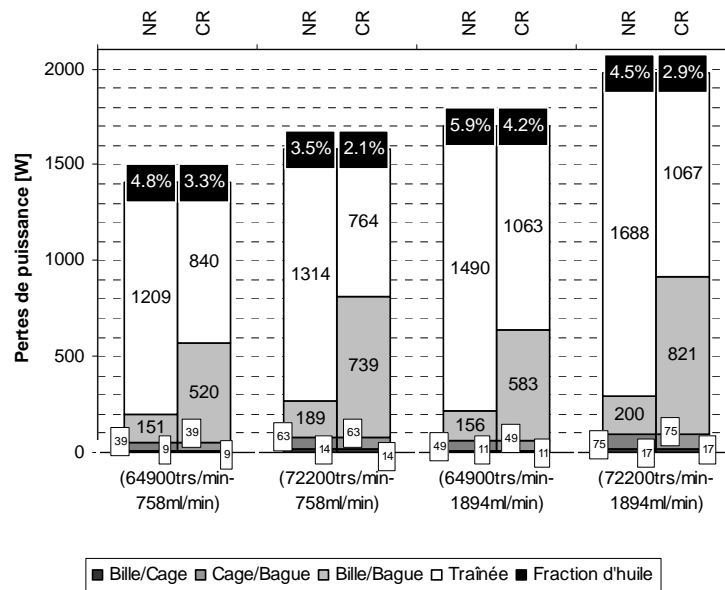


FIG. 1 – Pertes de puissance versus débit d'huile et vitesse de rotation d'arbre, considérant le roulement hydrodynamique (CR) ou non (NR).

Les mesures de couple résistant permettent de calibrer les pertes de puissance globales, mais ne donnent pas d'informations sur leur localisation, qui est un paramètre clé concernant la modélisation thermique.

### 3 Réseau thermique

La modélisation thermique en régime permanent du roulement à billes hautes vitesses, est effectuée grâce à la méthode des réseaux thermiques [9] qui consiste à discrétiser le système en éléments isothermes (bille, bague...). Ceux-ci sont ensuite reliés les uns aux autres avec des résistances thermiques, qui par analogie avec les circuits électriques, se définissent par la loi d'Ohm généralisée comme :

$$\text{Résistance thermique} = \frac{\text{Potentiel de température}}{\text{Flux de chaleur}} \quad (2)$$

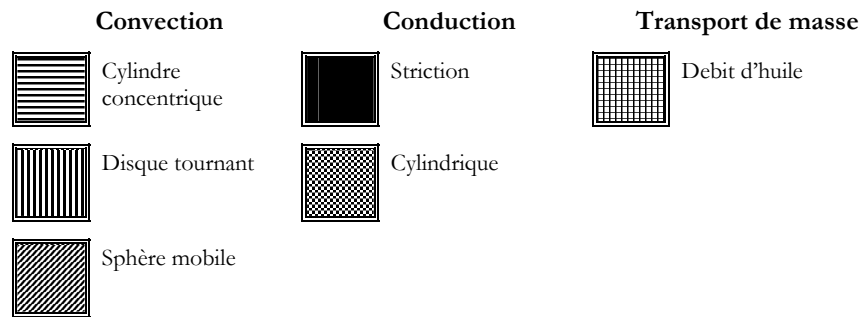
L'un des avantages de cette technique est de pouvoir remonter aux coefficients de partage de la chaleur aux différents points d'application.

Les différents éléments pris en compte pour modéliser le roulement sont présentés au tableau 1. Sur ce réseau, les différentes sources de chaleur sont injectées aux nœuds suivants :

- Nœud 3 : frottement bille/bague extérieure ;
- Nœud 5 : frottement bille/bague intérieure ;
- Nœud 11 : cisaillement d'huile au niveau bille/cage ou cage/bague + traînée

La détermination des différentes résistances thermiques dépend du type de transfert considéré : conduction, convection ou rayonnement (cf. tableau 1). Le calcul de ces résistances est similaire à celui présenté par Changenet et al. [9]. Il faut toutefois noter qu'en ce qui concerne les résistances de convection mettant en jeu l'huile présente au sein du roulement, leurs valeurs seront liées aux propriétés physiques du fluide pris en compte, c'est-à-dire à la fraction du mélange huile-air considérée plus haut.

Eléments		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Périphérie bague extérieure	1												
Bague extérieure	2												
Contact bague ext./bille	3												
Bille	4												
Contact bille/ bague int.	5												
Bague intérieure	6												
Alésage bague intérieure	7												
Cage	8												
Air ambiant	9												
Huile en entrée	10												
Huile au sein du roulement	11												
Huile en sortie	12												



TAB.1 – Réseau thermique d’un roulement à billes sous charge purement axiale, lubrifié par jet d’huile.

## 4 Résultats et discussions

### 4.1 Influence de la localisation des pertes de puissance sur les niveaux de température et la distribution des flux de chaleur

Les différentes approches concernant l’estimation des pertes de puissance dans les roulements hautes vitesses, permettent d’obtenir des niveaux de pertes globales équivalentes. Cependant l’analyse thermique, qui se base sur ces éléments, ne conduit pas aux mêmes conclusions suivant l’approche retenue. Par exemple la température de sortie d’huile varie dans une gamme de 7°C à 22°C selon la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique. Dans le même temps la différence de température entre la bille et la bague extérieure varie de 32°C à 51°C.

Ces différences de température d’équilibre se traduisent par des écoulements très différents des flux de chaleur. Ainsi la figure 2 représente l’évacuation de la chaleur dans l’huile, l’air, l’arbre et le carter suivant les deux modèles de pertes de puissance retenus. Il s’avère donc que dans le cas NR (sans prise en compte de la perte de roulement), une part plus importante de chaleur est évacuée par l’huile (94% @ 64800 trs/min) que dans le cas CR (en considérant la perte de roulement) (70% @ 64800 trs/min).

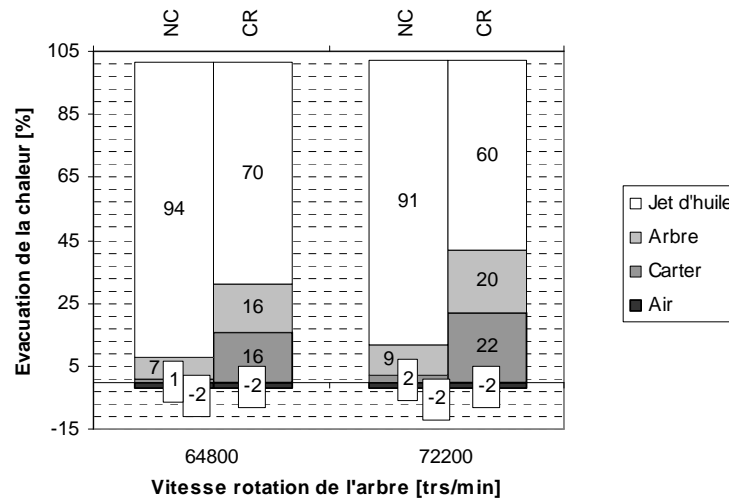


FIG. 2 – Influence de la localisation des pertes de puissance sur la répartition d'évacuation de la chaleur générée.

### 4.2 Influence de la fraction d'huile dans l'air

Comme expliqué précédemment, la force de traînée est très sensible à la fraction d'huile dans l'air et la source de chaleur qui lui est associée affecte de manière notable les niveaux de température. Afin d'étudier si ce ratio joue également un rôle important sur le comportement thermique du roulement, sa valeur a été modifiée tout en maintenant le même niveau de pertes par traînée. D'un point de vue physique, cette approche peut être interprétée comme une variation conjointe du coefficient de traînée et de la masse volumique du mélange air-huile de telle façon que le produit des deux demeure constant. Les résultats obtenus sont présentés à la figure 3.

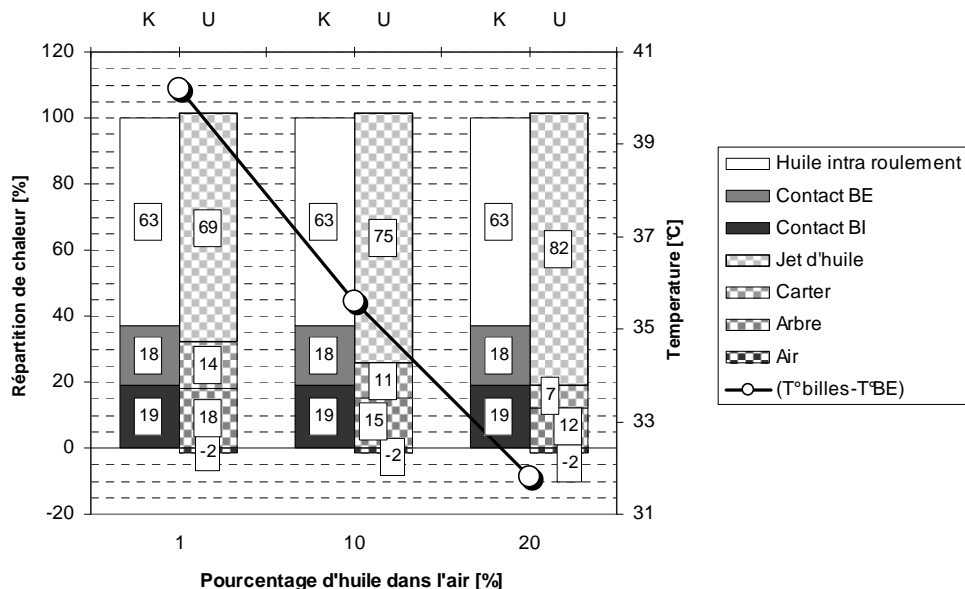


FIG. 3 – Influence de la fraction d'huile dans l'air sur les modes d'évacuation de la chaleur et sur la température de bille. Les sources de chaleur sont gardées constantes. (K) flux de chaleur imposé et connu, (U) flux de chaleur évacué et inconnu.

Les variations obtenues sont significatives et peuvent l'être encore plus en ce sens que l'influence de la géométrie des billes est de premier ordre. Ainsi en considérant une bille de diamètre 17 mm (au lieu de 7 mm dans le cas NASA), sa température décroît de 46°C (contre 22°C) quand la fraction d'huile dans l'air passe de 1% à 20%. La fraction d'huile dans l'air joue donc un rôle majeur à la fois sur les pertes de puissance et sur le comportement thermique du roulement.

## 5 Conclusion

Le comportement thermique des paliers à roulements est un équilibre entre la puissance dissipée et l'évacuation de cette chaleur principalement assurée par le débit d'huile. Concernant les pertes de puissance, il s'avère que la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique et des forces de traînées, est à l'origine de plusieurs écoles de pensées. Ces approches différentes tendent à prévoir des niveaux de pertes globales équivalents, en se servant de la fraction d'huile dans l'air comme paramètre d'ajustement.

Afin de mettre en exergue l'impact de ces hypothèses sur le comportement thermique du roulement, un modèle par réseau thermique est mis en place. La localisation des différentes pertes en ressort comme très influente sur les niveaux de température atteints par les différents composants. Ceci est à relier directement avec les modes d'évacuation de la chaleur, ainsi suivant le modèle retenu, le jet d'huile peut évacuer de 60% à 100% de la puissance générée. Il apparaît donc que l'ajustement de la fraction d'huile relative uniquement aux mesures de pertes de puissance, et non pas aux niveaux de température, peut mener à des conclusions très différentes.

La force de traînée, qui constitue l'une des sources de pertes les plus importantes, est directement proportionnelle au coefficient de traînée et à la fraction d'huile dans l'air. Actuellement ces deux paramètres sont considérés indépendamment l'un de l'autre : d'une part la fraction d'huile dans l'air est fixée à partir d'une approche mécanique pour ajuster les pertes de puissance, d'autre part le coefficient de traînée est supposé égal à celui d'une sphère isolée dans un milieu infini. Il est donc proposé de déterminer ces deux paramètres clés à l'aide d'une analyse couplée du comportement thermique et des pertes de puissance.

## 6 References

- [1] Palmgren A., Mouvement et efforts dans les roulements. In : Les roulements : description, théorie, applications. Editions SKF, 1967, 243 p.
- [2] Harris T. A. Rolling bearing analysis. Wiley (2nd Edition), ISBN 0471799793, 1984, pp 531 - 553.
- [3] Gentle C. R., Pasdari M., Computer simulation of starvation in thrust loaded ball bearings. Wear, 1983, Vol 92, pp 125 - 134.
- [4] Townsend D. P., Allen C. W., Zaretsky E. V., Study of ball bearing torque under elastohydrodynamic lubrication. Journal of lubrication technology, transaction of the ASME, 1974, Vol 96, pp 561 - 571.
- [5] Tevaarwerk J. L., Johnson K. L., The influence of fluid rheology on the performance of traction drives. Journal of lubrication technology, transaction of the ASME, 1979, Vol 101, pp 266 - 274.
- [6] Chittenden R. J., Dowson D., Taylor C. M. Power loss prediction in ball bearings. Proc. 15th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1988, pp 277 - 286.
- [7] Parker R. J., Signer H. R., Lubrication of high speed, large bore tapered roller bearings. Journal of lubrication technology, transaction of the ASME, 1978, Vol 100, pp 31 - 38.
- [8] Schuller F. T., Pinel S. I., Signer H. R., Operating characteristics of a high speed, jet lubricated 35 millimeter bore ball bearing with a single outer land guided cage. Nasa Technical Paper. 1980, p 13.
- [9] Changenet C., Oviedo-Marlot X., Vexel P., Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks applications to a six speed manual gear box. Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, 2006, Vol 126, p 618 - 625.