



Ecole Centrale de Lyon
Université Claude Bernard - Lyon I
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Ecole Doctorale MEGA de Lyon
Mécanique - Energétique - Génie Civil - Acoustique

Numéro d'inscription en DEA de Génie Mécanique à l'INSA de Lyon : 4013163

Année : 2016

Mémoire

du

Master Recherche de Génie Mécanique

Intitulé

Modélisation thermique d'un banc FZG

Présenté par

Martin QUINTANILLA

Le 21/09/2016

Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides

20 avenue Albert Einstein

Bâtiment Jean d'Alembert

69621 Villeurbanne Cedex

Remerciements

Je tiens à remercier M. Christophe CHANGENET et M. Fabrice VILLE pour leur encadrement tout au long de mon stage de recherche.

Je remercie également M. Jérôme CAVORET sans qui les manipulations et les campagnes d'essais menées sur le banc FZG de l'INSA Lyon n'auraient pu avoir lieu.

Je remercie enfin l'ensemble du personnel du laboratoire de mécanique de l'ECAM pour leur disponibilité.

Sommaire

Remerciements	3
Sommaire des figures	5
Sommaire des tableaux	7
Nomenclature	8
A. Introduction	9
B. Contexte bibliographique	10
1. Etude bibliographique.....	10
2. Présentation du banc FZG.....	11
2.1. Banc FZG.....	11
2.2. Conditions de fonctionnement.....	12
3. Méthode des réseaux thermiques.....	14
3.1. Identification des nœuds.....	15
3.2. Résistances thermiques.....	16
3.3. Sources de chaleur.....	18
3.4. Réseau thermique du banc FZG.....	20
C. Comportement thermique du banc FZG	22
1. Problématique.....	22
2. Hypothèse.....	23
3. Décroissance en température.....	24
4. Montée en température.....	29
5. Montée en température et refroidissement.....	31
D. Conclusions	34
E. Références	35
F. Annexes	37
1. Température expérimentale : refroidissement.....	37
2. Température expérimentale : montée en température.....	41
3. Accouplements et radiateur.....	45
4. Information technique d'huile Titan Gear HYP 85W90.....	46

Sommaire des figures

Figure 1 : Schéma du Banc FZG.....	11
Figure 2 : Banc FZG.....	12
Figure 3 : Dimensions du roulement rigide à billes 6406 de SKF.....	13
Figure 4 : Différents niveaux d'huile.....	14
Figure 5 : Décomposition du boîtier en 3 éléments.....	15
Figure 6 : Décomposition du roulement et réseaux thermique 4 nœuds.....	16
Figure 7 : Analogie entre résistance électrique et résistance thermique.....	17
Figure 8 : Réseau thermique du banc FZG.....	21
Figure 9 : Température d'huile boîtier test et boîtier esclave.....	22
Figure 10 : Sensibilité de la température d'huile aux variations de charge.....	23
Figure 11 : Sensibilité de la température d'huile aux variations de la vitesse de l'air ambiante.....	24
Figure 12 : Simulation température d'huile en fonction de la vitesse de l'air ambiant.....	24
Figure 14 : Etude expérimentale du rôle d'ailette d'un accouplement. (a) sans accouplement ; (b) avec accouplement 1 ; (c) avec accouplement + ; (d) avec accouplement radiateur.....	26
Figure 15 : Refroidissement. Configuration sans plaque et sans accouplement.....	27
Figure 16 : Refroidissement. Configuration avec plaque et avec accouplement radiateur.....	27
Figure 17 : Écart de température pendant le refroidissement du banc.....	28
Figure 18 : Montée en température. Configuration sans plaque et sans accouplement.....	29
Figure 19 : Montée en température. Configuration avec plaque et avec accouplement radiateur.....	30
Figure 20 : Écart de température pendant le fonctionnement du banc.....	31
Figure 21 : Configuration originale. Température d'huile des boîtiers pendant le fonctionnement et refroidissement du banc.....	32
Figure 22 : Configuration plaque, accouplement et radiateur. Température d'huile des boîtiers pendant le fonctionnement et refroidissement du banc.....	32
Figure 23 : Écart de température pendant le fonctionnement et refroidissement du banc.....	33
Figure 26 : Configuration référence – sans plaque et sans accouplement.....	37
Figure 27 : Configuration avec plaque.....	38
Figure 28 : Configuration avec accouplement.....	38
Figure 29 : Configuration avec plaque et accouplement.....	39
Figure 30 : Configuration avec plaque et accouplement + accouplement.....	39
Figure 31 : Configuration avec plaque et accouplement + radiateur.....	40
Figure 32 : Configuration référence – sans plaque et sans accouplement.....	41
Figure 33 : Configuration avec plaque.....	42
Figure 34 : Configuration avec accouplement.....	42
Figure 35 : Configuration avec plaque et accouplement.....	43

Figure 36 : Configuration avec plaque et accouplement + accouplement.....	43
Figure 37 : Configuration avec plaque et accouplement + radiateur.....	44
Figure 38 : Plan du premier accouplement.....	45
Figure 39 : (a) Accouplement 1 ; (b) Accouplement 2 ; (c) Radiateur ; (d) ensemble Accouplement + Accouplement ; (e) ensemble Accouplement + Radiateur	45

Sommaire des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques des engrenages testés.....	12
Tableau 2 : Caractéristiques du roulement rigide à billes 6406 de SKF.....	13
Tableau 3 : Caractéristiques de l'huile Titan Gear HYP SAE 85W90.....	14
Tableau 4 : Liste des éléments composants le modèle du banc FZG.....	16
Tableau 5 : Localisation des pertes de chaleur.....	18
Tableau 6 : Paramètres de référence pour les simulations.....	23
Tableau 7 : Écart de température en refroidissement pour différentes configurations	28
Tableau 8 : Écart de température au moment de l'arrêt du banc FZG.....	30
Tableau 9 : Écart de température en refroidissement pour différents configuration	37
Tableau 10 : Écart de température au moment de l'arrêt du banc FZG.....	41

Nomenclature

A	: surface de transfert	m^2
C_{sl}	: couple de perte par frottement glissant	Nm
C_{Hydro}	: pertes hydrodynamiques	Nm
C_{drag}	: pertes par traînée	Nm
d_m	: diamètre moyen du roulement	m
δ	: rendement de l'engrènement	
ΔT	: écart de température	K
f	: coefficient de frottement	
F_r	: effort radiale	N
G_{sl}	: facteur de perte par frottement glissant	
h_{conv}	: coefficient de convection	$W/m^2\cdot C$
k	: conductivité thermique	$W/m\cdot C$
L	: dimension caractéristique	m
Nu	: numéro de Nusselt	
P_{engre}	: pertes par frottement	W
$P_{frot\ roul}$: pertes par frottement aux roulements	W
P_{barb}	: pertes par barbotage	W
$P_{barb\ roul}$: pertes par barbotage aux roulements	W
P_{joint}	: pertes aux joints	W
Q	: puissance thermique	W
Q_{cond}	: chaleur évacuée par conduction	W
Q_{conv}	: chaleur évacuée par convection	W
Q_{ray}	: chaleur évacuée par rayonnement	W
R_{th}	: résistance thermique	K/W
S_1	: constante géométrique	
μ_{sl}	: coefficient de frottement	

A. Introduction

Actuellement on vise le développement de systèmes à haute performance énergétique : le but est de réduire la consommation d'énergie en minimisant les pertes. Cette tendance de fond touche également les transmissions mécaniques par engrenages qui sont utilisées dans des nombreux domaines.

La recherche et développement dans le domaine des transmissions mécaniques par engrenages a recours à la réalisation d'essais permettant de valider un nouveau design ou de nouvelles formulations mathématiques. Dans ce contexte, le banc d'essais FZG est très répandu. Ce banc, développé par l'Université de Munich, permet de réaliser tous types d'essais sur les engrenages et les lubrifiants, et notamment la détermination des pertes de puissance.

Les pertes de puissance dans une transmission par engrenages sont liées aux propriétés du lubrifiant (masse volumique, viscosité...). Or les propriétés du lubrifiant sont dépendantes de sa température de fonctionnement, laquelle est directement en lien avec les pertes. Plus les pertes sont importantes, plus la température d'huile évoluera au cours de l'essai et donc ses propriétés aussi. Le lien entre pertes de puissance et température du lubrifiant montre le couplage entre l'aspect mécanique et thermique d'une transmission mécanique par engrenage. Le but du travail présenté dans ce mémoire est de simuler le comportement thermique du banc FZG afin d'apporter des éléments de réflexion à la procédure expérimentale à mettre en œuvre pour déterminer de façon fiable les pertes de puissance sur cet outil..

La première partie du rapport est dédiée au contexte bibliographique, une présentation générale du banc d'essai FZG et de la méthode des réseaux thermiques qui est utilisée pour simuler le comportement thermique du banc.

Ce modèle thermique est corrélé dans un deuxième temps avec des essais en refroidissement, afin de simuler correctement les transferts thermiques entre les réducteurs et le milieu environnant. Une fois corrélé, le modèle est utilisé pour interpréter des résultats expérimentaux et proposer une nouvelle procédure de mesures.

B. Contexte bibliographique

Ce chapitre présente les principaux travaux réalisés sur le banc FZG. On retrouve des essais classiques comme ceux d'usure des engrenages et des huiles ; des protocoles pour des tests de pitting, de micropitting et de grippage d'engrenage ; et enfin des travaux sur l'aspect thermique. Le banc FZG est ensuite présenté, ainsi que la méthode des réseaux thermiques qui permet de réaliser la modélisation thermique du banc.

1. Etude bibliographique

B. R. Höhn et K. Michaelis [1], ont effectué des tests sur banc FZG afin de déterminer l'influence de la température de l'huile sur l'usure des engrenages. Leurs résultats montrent qu'une température plus élevée conduit à un film d'huile très fin et donc à un potentiel d'usure plus important ; dans les cas d'huiles additivées, il y a une protection des surfaces en contact grâce à une activité chimique plus importante. L'influence du niveau d'immersion des engrenages est étudiée par B. R. Höhn, K. Michaelis et H. P. Otto [2]. Ils montrent qu'avec un niveau d'huile plus bas les pertes par barbotage diminuent mais que la température de stabilisation augmente, et avec elle le risque de dommage sur les engrenages. Par la suite, D. J. Hargreaves et A. Planitz [3] utilisent une nouvelle méthode pour montrer l'influence de la température sur le rendement énergétique des huiles, les auteurs testent six différentes huiles minérales.

Côté surfaces, J.H.O. Seabra, R.C. Martins et P.S. Moura [4] montrent que l'utilisation d'un revêtement de Molybdène/Titanium sur les engrenages permet une diminution des pertes. J. H. Seabra et al. réalisent aussi des travaux sur les pertes avec des engrenages en acier bainitique ductile [5] et des engrenages en acier carburé [6], ils concluent que les premiers produisent plus des pertes. Ils ont comparé aussi des engrenages nitrurés et carburés ([6] [7]) : les premiers dissipent moins de pertes dans l'huile minérale à base de paraffine et que les pertes sont similaires pour les deux types d'engrenages dans l'huile à base d'ester. Afin de mesurer l'usure, leurs essais ([6] [7]) sont réalisés avec différentes huiles biodégradables et différentes finitions de surface de dentures d'engrenages. Les résultats obtenus montrent que les engrenages nitrurés ont une usure plus importante, que ce soit avec l'huile minérale à base de paraffine ou avec celle à base d'ester. Les profils de denture et leur influence ont été aussi étudiés par J. H. Seabra et al. [8], pour un faible module les pertes sont moins importantes que pour un module plus important.

Dans le domaine thermique, J. H. Seabra et al. ont créé un modèle énergétique du banc FZG ([6] [7] [5] [4] [9]) dans le but d'estimer le coefficient de frottement des dentures. Il est basé sur l'équilibre énergétique entre pertes mécaniques et la chaleur dissipée par le banc. Cet équilibre est effectué lorsque le régime établi est atteint, c'est-à-dire lorsque l'huile atteint une température de stabilisation. Le banc est considéré comme isotherme à la température de l'huile.

Le modèle considère d'un côté différentes sources de pertes : par frottement dans les dentures (P_{engre}), par frottement aux roulements ($P_{frot\ roul}$), par barbotage des dentures (P_{barb}), par brassage aux roulements ($P_{barb\ roul}$) et celles liées aux joints (P_{joint}). D'un autre côté, la chaleur dissipée par le banc est estimée via les trois formes de transfert de chaleur (conduction (Q_{cond}), convection (Q_{conv}) et rayonnement (Q_{ray})), et calculée avec les formulations classiques. On peut écrire l'équation d'équilibre sous la forme :

$$P_{engre} + P_{frot\ roul} + P_{barb} + P_{barb\ roul} + P_{joint} = Q_{ray} + Q_{conv} + Q_{cond} \quad (1)$$

Dans le modèle de Seabra et al. la température du banc est assimilée à celle de stabilisation de l'huile. Les différentes pertes sont estimées grâce à des formulations préétablies. En revanche le coefficient de frottement associé aux pertes par frottement dans l'engrènement est une inconnue. Les auteurs utilisent l'expression du coefficient de frottement moyen proposée par Höhn et al. [10] et ils estiment un coefficient de correction X_L qui dépend du lubrifiant testé.

Plus récemment, J. Durand de Gevigney [11] a développé un modèle en considérant le banc FZG comme un ensemble d'éléments reliés entre eux par un réseau thermique. Chaque élément est considéré comme isotherme et possède sa propre température. Les différentes pertes sont appliquées

sur les éléments qui les génèrent, par exemple les pertes par frottement aux roulements sont appliquées aux éléments associés aux roulements. Une perte mécanique est calculée à partir de la température de l'élément qui lui est associé et non à partir d'une même température comme dans le modèle de Seabra et al. Les différences entre un modèle isotherme et un modèle basé sur la méthode des réseaux thermiques sont importantes, ces différences ont été soulignées par Changenet et al. [12], le fait de que chacun des éléments aient sa température génère des températures locales qui peuvent être importantes et donc les propriétés locales de l'huile varier par rapport à une autre position et par rapport à la moyenne. Le modèle proposé par J. Durand de Gevigney [11] présente l'avantage de permettre des simulations en dynamique contrairement au modèle de J. Seabra et al.

Les résultats fournis par le modèle de réseau thermique ont pu être comparés avec des données expérimentales obtenues à partir d'essais réalisés sur le banc FZG du Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) à l'INSA de Lyon. Le modèle permet de prédire avec précision le comportement thermique global du banc FZG. Cependant, les roulements peuvent jouer un rôle important sur la détermination du rendement et des températures observées, ce phénomène a été montré par Wemekamp et al. [13] et Fernandes et al. [14]. Pour apporter plus de précisions à la modélisation des paliers à éléments roulants, C. Noiray [15] a incorporé au réseau thermique initial du banc FZG une modélisation plus fine des roulements. En se basant sur les travaux de F. Pouly [16] et A. Neurouth [17], ces composants sont modélisés à l'aide de plusieurs noeuds

2. Présentation du banc FZG

Le banc FZG a été développé par l'Université de Munich. Ce banc permet de réaliser différents types d'essais avec des engrenages et divers lubrifiants. La mesure du couple et de la vitesse de rotation permet de remonter aux pertes mécaniques de la transmission.

2.1. Banc FZG

Le banc FZG est composé de deux boîtiers contenant un couple d'engrenages chacun. Les engrenages sont reliés entre eux par deux axes parallèles, l'arbre primaire et l'arbre secondaire, qui permettent de transmettre les efforts. L'ensemble forme une boucle fermée. Les boîtiers, appelés test et esclave, permettent une lubrification par barbotage ou par injection des deux couples d'engrenages. Finalement, un moteur situé sur l'arbre primaire du côté du boîtier esclave permet de faire tourner le banc et compenser les pertes du système.

L'arbre secondaire possède un roulement support intermédiaire, et c'est sur cet arbre qu'on peut modifier la charge sur le système. Un schéma du banc est montré sur la Figure 1.

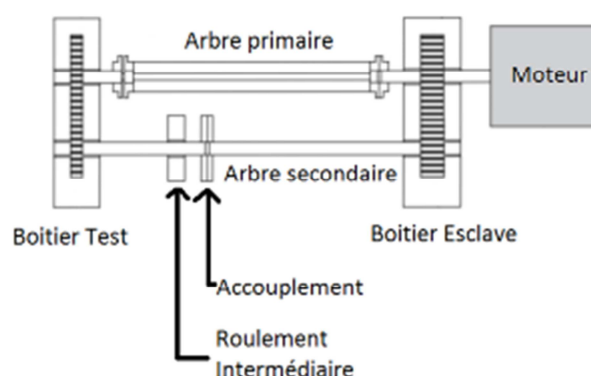


Figure 1 : Schéma du Banc FZG¹

L'arbre secondaire contient un accouplement. Une partie de l'arbre peut être fixée et l'autre rester libre. Cela permet, grâce à un système de masse/bras de levier, d'injecter un couple statique sur la

¹ Source : R. Coupeau [19]

partie libre. Cette configuration a l'avantage de diminuer la puissance nécessaire du moteur, car le moteur ne voit pas l'effort placé sur la boucle et en conséquence il doit seulement vaincre les pertes du système. Le banc complet et le bras levier sont montrés sur la Figure 2.

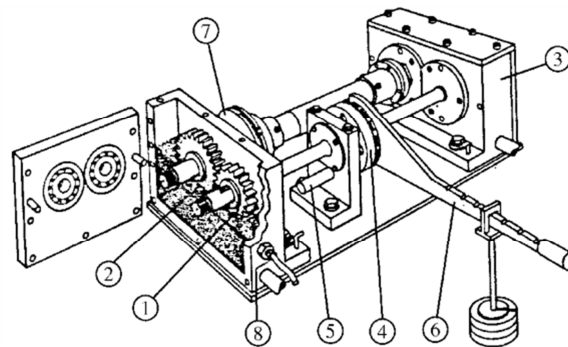


Figure 2 : Banc FZG²

2.2. Conditions de fonctionnement

2.2.1. Engrenages et roulements

Le banc permet d'essayer différents types d'engrenages avec des tests d'écaillages, de grippages et micro-pitting. Les engrenages du type A, C et L sont les plus souvent utilisés sur le banc FZG. Les engrenages de type C avec une largeur de denture de 20 mm ont été utilisés dans les essais menés au cours de cette étude. Le Tableau 1 montre les caractéristiques de l'engrenage, Type C, utilisé durant les essais.

Tableau 1 : Caractéristiques des engrenages testés

		Type C	Unité
Entraxe		91,5	mm
Largeur de denture		20	mm
Diamètre de base	Pignon	73,2	mm
	Roue	109,8	mm
Diamètre de tête	Pignon	82,64	mm
	Roue	118,64	mm
Module		4,5	mm
Nombre de dents	Pignon	16	
	Roue	24	

² Source : Winter and Michaelis (1985)

Coefficient de déport	Pignon	0,1817	
	Roue	0,1817	
Angle de pression		20	deg
Longueur	De retrait	9,7	mm
	D'approche	9,7	mm

Les roulements utilisés dans le banc FZG sont des roulements rigides à billes 6406 de SKF. Les caractéristiques sont données au Tableau 2 et un schéma de ses dimensions à la Figure 3.

Tableau 2 : Caractéristiques du roulement rigide à billes 6406 de SKF

	Symbole	Valeur	Unité
Diamètre intérieur	d	30	mm
Diamètre extérieur	D	90	mm
Charge de base dynamique	C	43,6	kN
Charge de base statique	C_0	23,6	kN
Masse		0,75	kg

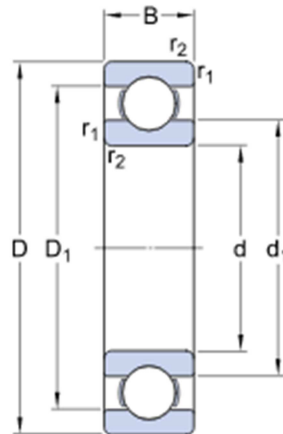


Figure 3 : Dimensions du roulement rigide à billes 6406 de SKF

2.2.2. Lubrifiant

L'huile employée au cours des essais est le lubrifiant Titan Gear HYP SAE 85W90 de la marque Fuchs, dont les caractéristiques principales sont données au Tableau 3.

Tableau 3 : Caractéristiques de l'huile Titan Gear HYP SAE 85W90

Caractéristique	Valeur	Unité
Viscosité cinématique à 40°C	180	mm ² /s
Viscosité cinématique à 100°C	16.5	mm ² /s
Masse volumique à 35°C	0.885	g/ml

Une possibilité qu'offre le banc FZG est celle de modifier le système de lubrification : barbotage ou injection. Dans cette étude, les essais ont été réalisés avec une lubrification par barbotage, dont le niveau d'huile est modifiable, le niveau avec lequel ont été réalisés les tests correspond au haut de la bague intérieure des roulements (niveau maximum ou h3 sur la Figure 4).

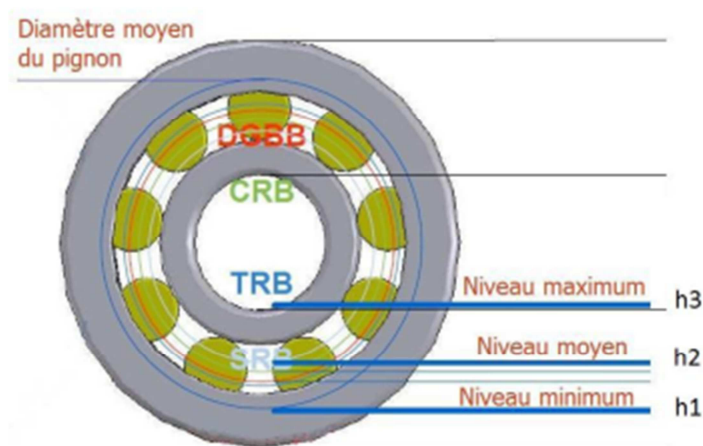


Figure 4 : Différents niveaux d'huile³

2.2.3. Charge et vitesse

Les essais ont été réalisés avec une charge de 302 Nm appliquée sur l'arbre secondaire à l'aide du bras levier et une vitesse de rotation de 3000 tr/min fournie par le moteur sur l'arbre primaire.

3. Méthode des réseaux thermiques

C. Changenet [18] montre que la méthode des réseaux thermiques donne des résultats tout à fait satisfaisants pour assurer le couplage des pertes mécaniques et des transferts thermiques au sein d'une transmission mécanique par engrenages. Il est donc possible d'utiliser une approche de modélisation par réseaux thermiques pour simuler le comportement du banc FZG. La méthode permet de tenir

³ Source : R. Coupeau [19]

compte des différents éléments qui composent le banc, de l'interconnexion des différentes sources de chaleur et d'estimer la température de chaque élément.

Le principe de la méthode est de décomposer le banc en plusieurs éléments, chacun d'entre eux est considéré comme isotherme. Les éléments sont représentés dans le modèle par des nœuds et ces nœuds sont reliés entre eux par des résistances thermiques, celles-ci dépendent du type de transfert de chaleur entre les éléments ou nœuds (conduction, convection et/ou rayonnement).

3.1. Identification des nœuds

La modélisation du banc FZG part de l'hypothèse que le comportement thermique des deux réducteurs qui composent le banc (boitier test et boitier esclave) est identique. À partir de cette hypothèse, le réseau thermique développé modélise simplement le réducteur test.

L'identification des différents éléments à prendre en compte commence par recenser ceux où se localisent les pertes de puissance, citons par exemple les roulements. Le carter du boitier test, qui contient tous les éléments, a été décomposé en trois parties afin de tenir compte d'un gradient de température observable sur le boitier. On peut voir les trois éléments qui composent le carter sur la Figure 5.

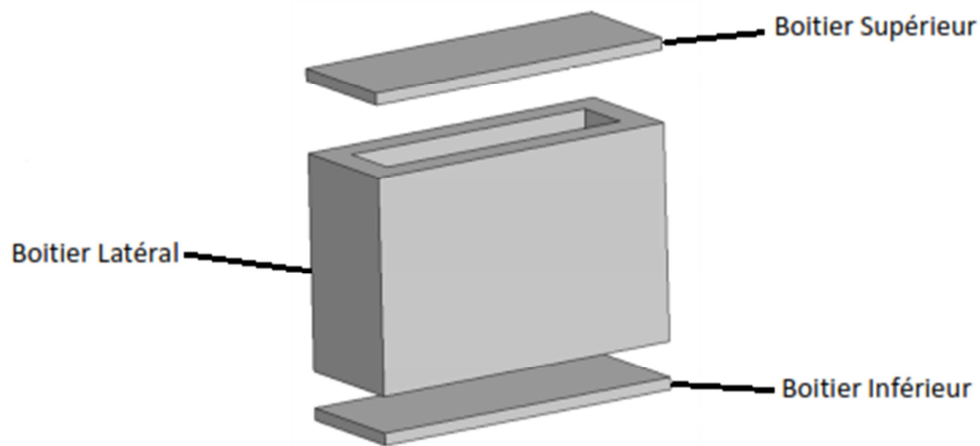


Figure 5 : Décomposition du boîtier en 3 éléments

Les travaux réalisés par C. Noiray [15] ont montré que les roulements ne pouvaient pas être considérés comme isothermes. De ce fait, ils ont été décomposés en 3 éléments : la bague intérieure, la bague extérieure, les billes. Le contact entre les différents éléments génère de la chaleur, la zone de contact étant réduite un phénomène de striction du flux de chaleur apparaît, lequel est représenté par des résistances de striction. A continuation, ces nœuds échangent avec un brouillard d'huile qui représente le fluide qui lubrifie les différents éléments, ce transfert est représenté par des résistances de convection. Le modèle de réseau thermique d'approche propre à chaque roulement est donné à la Figure 6.

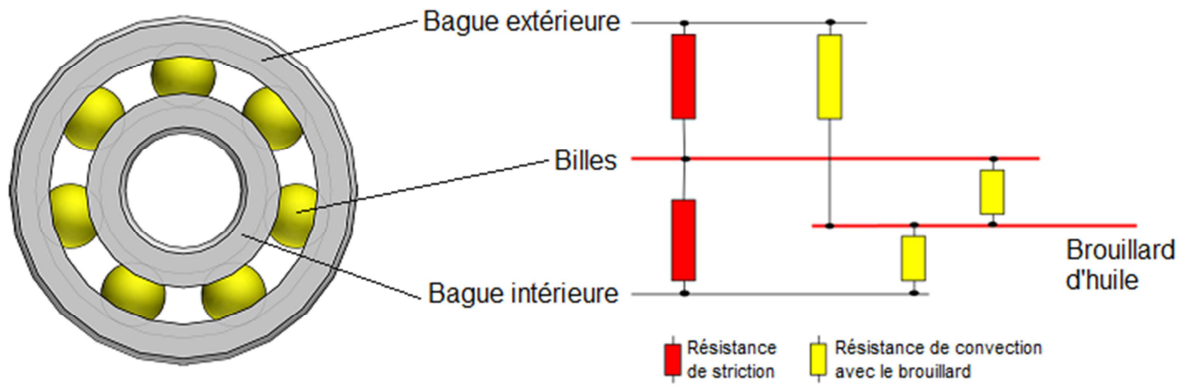


Figure 6 : Décomposition du roulement⁴ et réseaux thermique 4 nœuds⁵

Finalement on obtient un modèle du réseau thermique du banc FZG qui est composé de 26 éléments. On considère un nœud pour chaque élément isotherme du banc. La liste complète des éléments est présentée dans le Tableau 4.

Tableau 4 : Liste des éléments composants le modèle du banc FZG

Nœuds du Banc FZG			
Nom	# Nœud	Nom	# Nœud
Air environnant le banc	(1)	Engrenage primaire	(24)
Bain d'huile	(5)	Engrenage secondaire	(25)
Partie inférieur du boîtier	(2)	Zone d'engrènement	(26)
Partie latérale du boîtier	(3)	Bague intérieure	(6) (10) (14) (18)
Partie supérieur du boîtier	(4)	Billes	(8) (12) (16) (20)
Arbre primaire	(22)	Bague extérieure	(9) (13) (17) (21)
Arbre secondaire	(23)	Brouillard d'huile	(7) (11) (15) (19)

3.2. Résistances thermiques

La notion de résistances thermiques découle de la loi de Fourier et repose sur une analogie électrique avec la loi d'Ohm : l'intensité du courant (I) équivaut à la puissance thermique (Q) qui passe d'un élément à autre ; la différence de potentiel (U) correspond à la différence de température (ΔT) ; et finalement la résistante électrique (R) devient la résistance thermique (R_{th}).

⁴ Source roulement 6406 : modèle 3D sur site web de SKF

⁵ Source réseau thermique : C. Noiray [15]



Figure 7 : Analogie entre résistance électrique et résistance thermique

Cette analogie permet d'obtenir la puissance :

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (2)$$

Avec Q : puissance thermique (W)

ΔT : écart de température (K)

R_{th} : résistance thermique (K/W)

De plus, les résistances thermiques s'additionnent comme les résistances électriques : la résistance thermique équivalente à deux résistances en série est la somme des résistances (Eq.3) et l'inverse de la résistance thermique équivalente à deux résistances en parallèle est la somme des inverses des résistances (Eq.4).

$$R_{th} = R_{th1} + R_{th2} \quad (3)$$

$$\frac{1}{R_{th}} = \frac{1}{R_{th1}} + \frac{1}{R_{th2}} \quad (4)$$

Le modèle du réseau thermique emploie des différents types de résistances thermiques en fonction du type de transfert de chaleur entre les nœuds.

Au sein d'un contact, la génération de chaleur se traduit par un échauffement local du contact. Dans le cas du contact entre les dentures ou entre les billes et les bagues (inférieur et extérieur), on a une zone qui est réduite, donc un phénomène de striction du flux de chaleur. La résistance de striction est définie et détaillée dans Changenet et al. [12].

Les résistances de conduction sont employées entre les arbres et la partie latérale du boîtier. Les formulations classiques de transfert par conduction sont utilisées et certaines simplifications sont faites au niveau de la géométrie des éléments. Entre les arbres et l'air ambiant ; entre les trois parties du boîtier et l'air ambiant on doit considérer la convection et le rayonnement. Les résistances de conduction et rayonnement sont également décrites dans Changenet et al. [12].

Au niveau de transferts thermiques par convection, la résistance thermique est en fonction de la surface de transfert (A) et le coefficient de convection (h_{conv}) qui dépend du numéro de Nusselt (Nu), la conductivité thermique du fluide (k) et une dimension caractéristique (L). L'expression c'est la suivante :

$$R_{th} = \frac{1}{A \cdot h_{conv}} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{k \cdot Nu} \right) \quad (5)$$

Le transfert de chaleur par convection doit tenir compte de la position, par exemple horizontal ou vertical, de l'élément. Les détails sont donnés par Durand de Gevigney et al. [11].

Le modèle développé par Durand de Gevigney considère les roulements comme un seul nœud. Le détail sur les résistances est donné par C. Noiray [15].

Une fois le banc décomposé en plusieurs nœuds et que les transferts de chaleur sont définis entre eux, il ne reste qu'à identifier, estimer et injecter les pertes mécaniques qui se dissipent sous forme de chaleur.

3.3. Sources de chaleur

Une fois les éléments (nœuds) et les résistances (liens entre les nœuds) identifiés, on doit recenser et localiser les sources de chaleur.

Le banc FZG présente quatre sources de chaleur identifiées, lesquelles seront injectées dans le modèle du réseau thermique. Les pertes aux roulements seront injectées au niveau de billes de chacun des roulements, les pertes aux joints au niveau de chacun des arbres, les pertes par barbotage dans le bain d'huile et les pertes par frottement entre les engrenages au niveau de la « zone d'engrènement ». Une liste de sources de pertes de puissance et leur cause est donnée sur le Tableau 5.

Tableau 5 : Localisation des pertes de chaleur

Sources de chaleur	Cause
Pertes au niveau des roulements	Frottement associé aux déformations du roulement sous l'action de la charge
	Pertes hydrodynamiques
	Pertes par traînée
Pertes au niveau des joints d'étanchéité	Frottement de l'arbre sur le joint immobile
Pertes par barbotage	Rotation des engrenages dans le bain d'huile
Pertes par frottement au niveau de l'engrènement	Contact des dentures, exerçant un effort l'une sur l'autre tout en ayant un mouvement relatif l'une par rapport à l'autre

Les pertes aux roulements peuvent être divisées en deux catégories : pertes dû au contact entre les billes et bagues, composé de deux termes (frottement glissant et pertes hydrodynamiques). La deuxième catégorie correspond aux pertes par traînée.

Le terme de pertes par frottement glissant est estimé à l'aide des formules de SKF [19], le couple C_{sl} est composé du coefficient de frottement μ_{sl} et le coefficient G_{sl} qui dépend d'une constante géométrique S_1 , le diamètre moyen du roulement d_m et l'effort radiale F_r .

$$C_{sl} = G_{sl} * \mu_{sl} \quad (6)$$

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{-0,26} \cdot F_r^{5/3} \quad (7)$$

L'autre terme des pertes dues au contact sont les pertes hydrodynamiques C_{Hydro} , modèle développé par A. Neurouth [20] sur la base des travaux réalisés par Tevaarwerk et Johnson [21].

$$C_{Hydro} = W * a [4,45(G^*)^{0,022} (W^*)^{-0,87} (U^*)^{0,66} (b/a)^{0,91}] \quad (8)$$

Avec

$$G^* = \alpha E \quad (9)$$

$$U^* = \frac{V_r \mu}{E \cdot R_x} \quad (10)$$

$$W^* = \frac{W}{E \cdot R_x^2} \quad (11)$$

Les pertes par traînée C_{drag} pour les roulements à billes sont estimées à nouveau avec les formulations proposées par SKF [19].

$$C_{drag} = 0,4 * V_M * K_{ball} * d_m^5 * n^2 + 1,093 * 10^{-7} * n^2 * d_m^3 * \left(\frac{n * d_m^3 * f_t}{v} \right)^{1,379} * R_s \quad (12)$$

Les pertes générées par la rotation de l'arbre sur les joints sont estimés par la relation suivant :

$$Q_{joint} = 7,69 * 10^{-6} * \phi^2 * n \quad (13)$$

Les pertes par barbotage C_{barb} sont générées par la rotation des engrenages dans l'huile, ont estimés les pertes à partir d'une formulation développée par Changenet et al. [22].

$$C_{barb} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot S_m \cdot R_p^3 \cdot C_m}{2} \quad (14)$$

En fin, les pertes par frottement au niveau de l'engrènement sont calculées avec la relation de Velez et Ville [23]. La formulation développée par Velez et Ville prend en compte les modifications des profils de denture dans le calcul de la perte. La méthode est basée sur le rendement de l'engrènement, lequel se calcule à partir de l'expression suivante :

$$\delta = 1 - \frac{P_{engre}}{P_{ent}} \quad (15)$$

Le rendement peut s'écrire aussi de la façon suivante :

$$\delta = 1 - f \cdot (1 + u) \cdot \frac{\pi}{Z_1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_\Sigma} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \Lambda \quad (16)$$

En connaissant l'énergie fournit au couple d'engrenage et en déterminant le rendement, on peut remonter aux pertes à l'engrènement. Le modèle permet de fixer une valeur du coefficient de frottement ou de le calculer avec la formule de la norme ISO 14179.

$$f = 0,48 \cdot \left(\frac{F \cdot l \cdot b}{v_\Sigma \cdot \rho} \right)^{0,2} \cdot \eta^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot X_L \quad (17)$$

3.4. Réseau thermique du banc FZG

Le banc FZG a été décomposé au total en 26 éléments qui sont reliés entre eux par des résistances qui représentent les différents types de transfert de chaleur.

Sur le schéma du réseau thermique on a les résistances thermiques de striction qui relient la zone d'engrènement (nœud 26) aux dentures (nœuds 24 et 25), des résistances de striction entre les bagues intérieures (nœuds 6, 10, 14, 18) et les billes (nœuds 8, 12, 16, 20) ; de la même façon entre les billes et les bagues extérieures (nœuds 9, 13, 17, 21).

Le transfert de chaleur par convection est présente entre les éléments des roulements (bagues intérieures et extérieures, et bille) et le brouillard d'huile (nœuds 7, 11, 15, 19) ; entre le brouillard d'huile et le bain d'huile (nœud 5) ; entre le bain d'huile et les trois éléments du boîtier (nœuds 2, 3, 4) ; entre le bain d'huile et les dentures.

Les résistances thermiques de convection et rayonnement en parallèle relient les arbres (primaire et secondaire ; nœuds 22, 23) avec l'air ambiant (nœud 1), lequel est aussi relié avec les éléments du boîtier.

Les résistances de conduction sont entre les dentures et les arbres ; entre les arbres et les bagues intérieures ; entre les bagues extérieures et le boîtier latéral (nœud 3) ; et entre le boîtier latéral avec le boîtier bas (nœud 2) et le boîtier haut (nœud 4).

Les pertes au niveau des roulements sont injectées sur les nœuds qui représentent les billes (8, 12, 16, 20). Les pertes au niveau des joints sont injectées sur les arbres (nœuds 22 et 23). Les pertes par barbotage sont injectées sur le bain d'huile (nœud 5). Finalement les pertes par frottement au niveau de l'engrènement sont injectées sur la zone de contact des dentures (nœud 26).

En résumé, dans le modèle du réseau thermique du banc FZG on a 26 éléments (nœuds), 48 résistances et 8 points d'injection de sources de chaleur représentées par les flèches rouges sur la Figure 8.

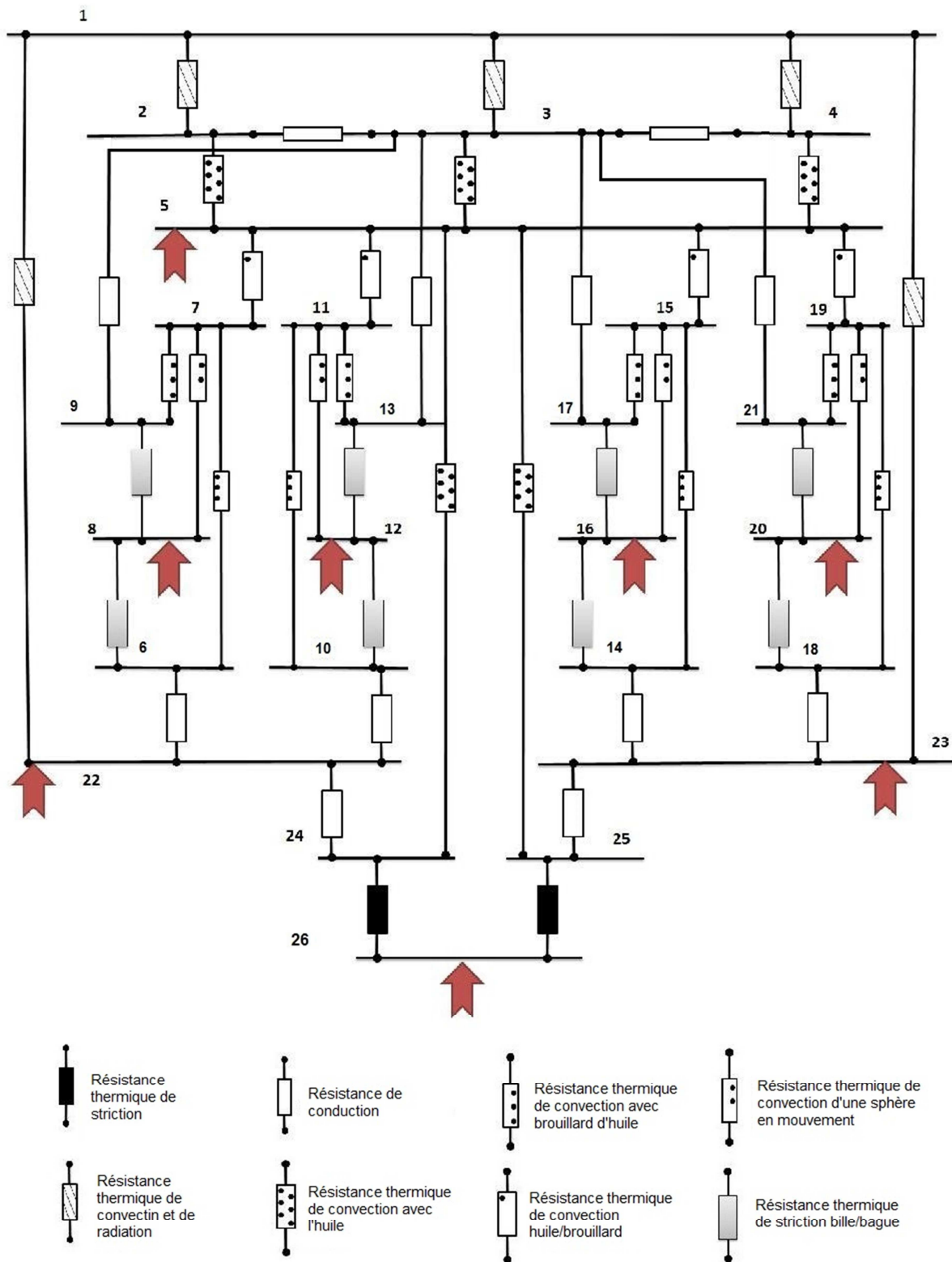


Figure 8 : Réseau thermique du banc FZG

C. Comportement thermique du banc FZG

Le banc FZG, le modèle de réseau thermique ainsi que les conditions expérimentales ont été présentés dans le chapitre précédent. Dans ce chapitre, le comportement thermique du banc FZG est analysé à partir de simulations numériques et de mesures expérimentales.

1. Problématique

Les travaux dans le domaine thermique sur le banc FZG, ainsi que le modèle du réseau thermique, ont pour hypothèse que le banc a un comportement thermique symétrique entre le boîtier test et le boîtier esclave. Si on a les mêmes types des engrenages et roulements dans les deux boîtiers, cela permet de calculer les pertes totales sur le banc FZG et ensuite les diviser par deux pour obtenir les pertes de chaque boîtier.

Des différences de température entre le boîtier test et le boîtier esclave ont été observées, R. Coupeau [24] a mesuré un comportement qui n'est pas tout à fait symétrique entre les deux boîtiers. Les températures obtenues sont similaires dans les premiers instants d'une phase de chauffe, puis un écart est observé entre les températures d'huile des deux boîtiers. L'écart obtenu au moment de l'arrêt du banc se situe dans une plage de 5°C à 10°C. Le comportement décrit est illustré à la Figure 9.

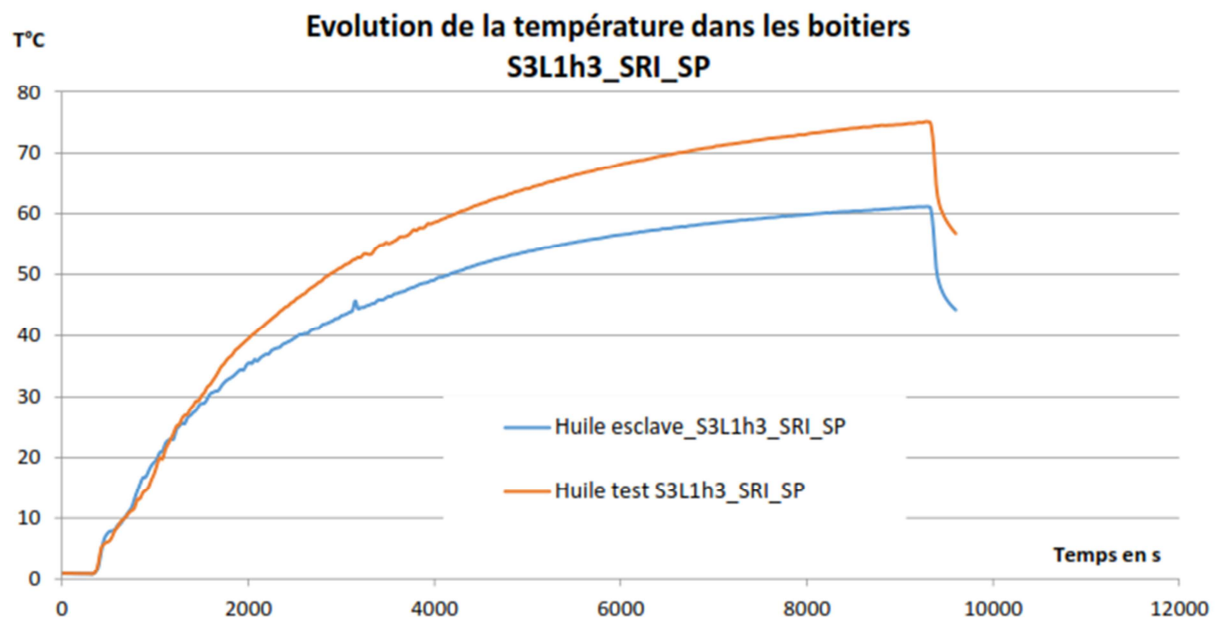


Figure 9 : Température d'huile boîtier test et boîtier esclave⁶

Le fait d'avoir un écart de température entre les boîtiers empêche de diviser la perte totale du banc FZG par deux sans se poser la question si vraiment à chaque boîtier lui correspond le 50% de la perte totale.

R. Coupeau [24] a réalisé une vérification de l'influence possible de pré-charges sur les roulements, même si la pente de départ varie un peu, il obtient le même comportement par rapport à l'apparition de l'écart de température. D'autre part il a analysé l'impact du courant d'air généré par le fonctionnement du moteur, la présence ou pas du roulement intermédiaire, ainsi que le rôle d'une masse du côté boîtier test (équivalente au couple-mètre présent côté boîtier esclave). Les résultats obtenus montrent que ces différents éléments ne modifient pas sensiblement le comportement thermique du banc : il y a toujours un écart de température entre les huiles des deux boîtiers.

⁶ Source: R. Coupeau [19]

2. Hypothèse

Les différentes températures entre les boîtiers, présentées dans la section précédente, peuvent être dû à une dissymétrie du comportement thermique des boîtiers ou à une dissymétrie dans les composants mécaniques du banc (différents état surface sur les dentures, précontraints différentes dans les roulements au moment du montage).

Pour confirmer quelle hypothèse est valable, des simulations ont été effectuées en faisant varier d'une part les pertes de puissance au sein du boîtier et d'autre part les transferts thermiques avec le milieu environnant. Les paramètres utilisés pour faire ces simulations ont été maintenus constants et à chaque fois un seul a été modifié. Les valeurs de référence sont données dans le Tableau 6.

Paramètres	Valeur référence	Unité
Charge	302	Nm
Coefficient frottement d'engrènement	0,03	
Vitesse de l'air ambiant	4	m/s
Coefficient convection boîtier	Calculé par le programme ⁷	
Coefficient convection accouplement	Calculé par le programme	
Vitesse de rotation	3000	tr/min

Tableau 6 : Paramètres de référence pour les simulations

Les résultats obtenus en faisant varier les pertes de puissance montrent que la pente de la courbe de la température d'huile varie dès le départ (cf. Figure 10). Dans le cas d'une variation de l'échange de chaleur avec l'air ambiant, les différentes courbes présentent une même pente à l'instant initial, puis un écart apparait au bout d'un certain temps. Le deuxième comportement est similaire à celui trouvé expérimentalement par R. Coupeau [24] (Figure 9). Du point de vue de la simulation, l'hypothèse de dire que les différences de température d'huile entre les deux boîtiers est dû au transfert thermique semble se confirmer.

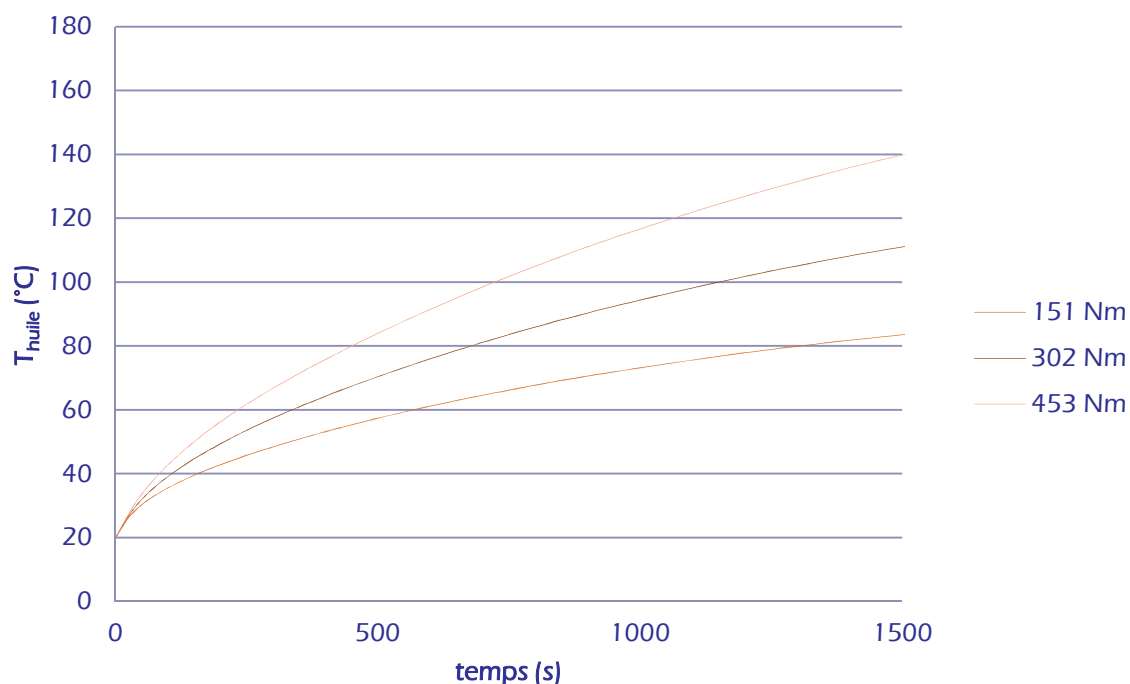


Figure 10 : Sensibilité de la température d'huile aux variations de charge

⁷ La modification de la valeur calculé par le programme, c'est fait en multipliant par un coefficient <1 ou >1 .

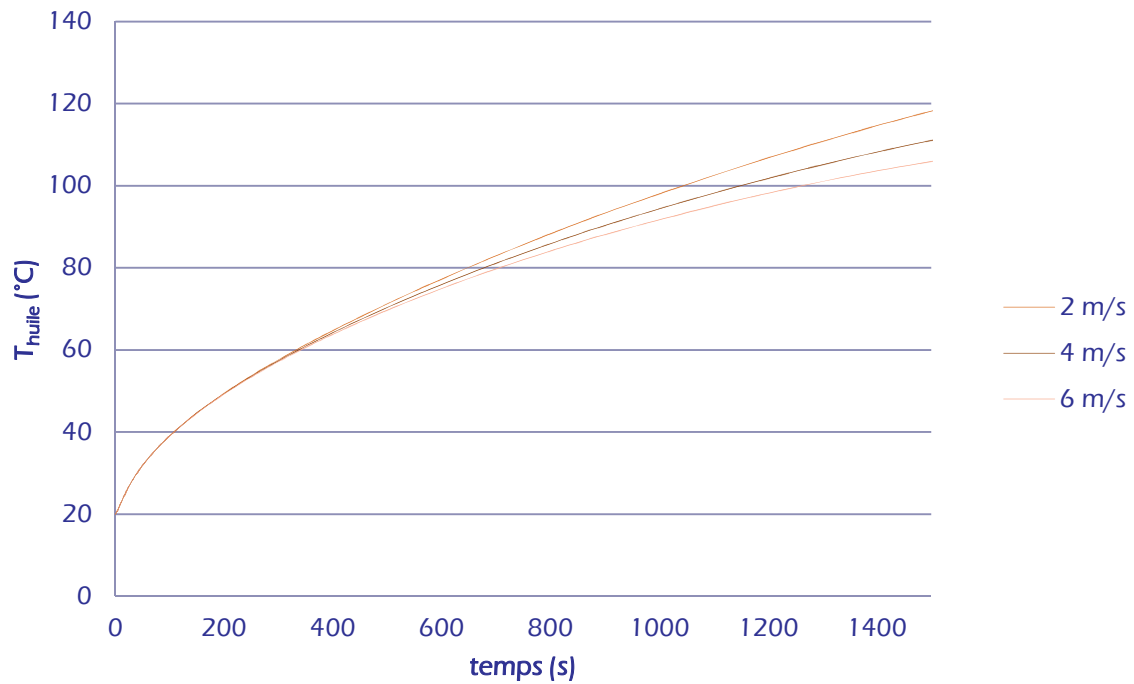


Figure 11 : Sensibilité de la température d'huile aux variations de la vitesse de l'air ambiante

3. Décroissance en température

Afin de mieux caractériser cette différence de comportement au niveau thermique, des phases de refroidissement du banc ont été prises en compte. Lors de ces phases les pertes de puissance éventuelles n'ont aucun rôle sur le comportement thermique du banc, ce qui permet d'isoler l'impact des transferts de chaleur. La Figure 12 illustre cela en montrant des résultats numériques obtenus en modifiant le transfert de chaleur du boîtier avec le milieu environnant.

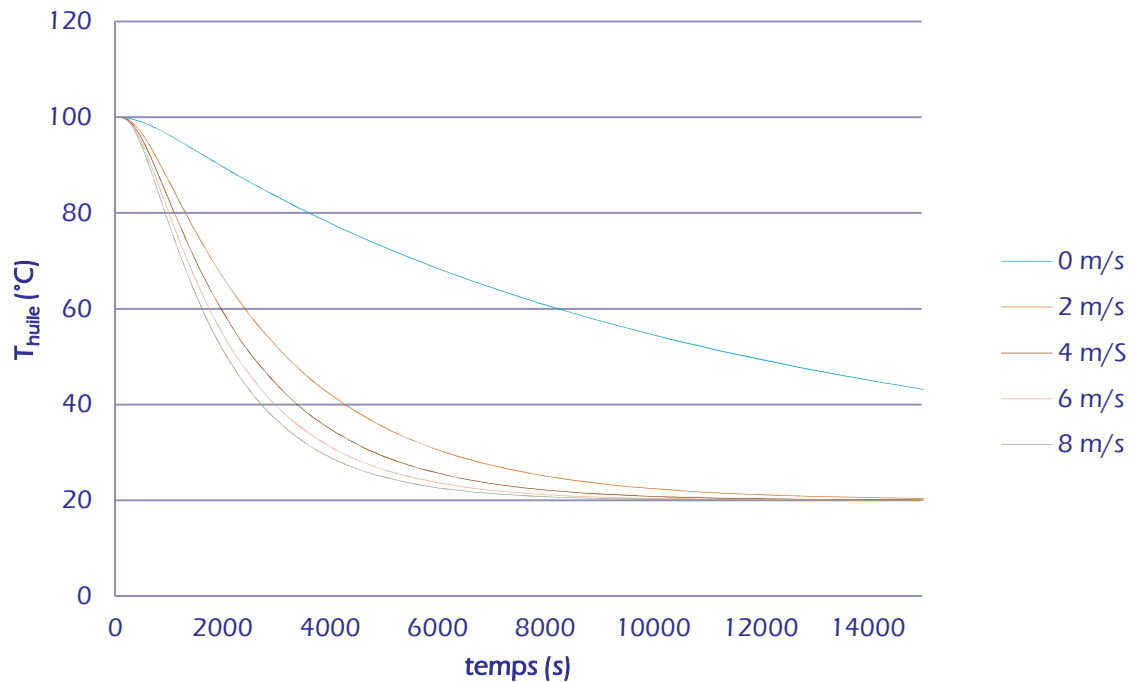


Figure 12 : Simulation température d'huile en fonction de la vitesse de l'air ambiant

Au niveau expérimental, il est important de souligner que l'essai se déroule dans une salle fermée, ainsi la vitesse de l'air autour du carter est très influencée par la ventilation générée par le moteur qui tourne. Une façon de réduire cette interaction est de mettre une plaque entre le moteur et le boîtier esclave. En accord avec des mesures réalisées par R. Coupeau [24] la vitesse d'air à proximité du carter passe de 2-3 m/s à une valeur proche de 0,2 m/s. La configuration du banc sans plaque et avec plaque est montrée à la Figure 13.



Figure 13 : Banc FZG. Configuration originale sans plaque et avec plaque

La configuration avec la plaque devant le moteur réduit l'écart de température entre les deux boîtiers, mais n'arrive pas à éliminer l'écart entre les boîtiers.

Sur le banc on peut observer la présence d'un couplemètre entre le moteur et le boîtier esclave sur l'arbre primaire. Le couplemètre pourrait avoir une influence sur le comportement thermique du boîtier esclave. Afin de compenser la présence du couplemètre, on a ajouté une masse sur l'arbre primaire du côté du boîtier test.

Ajouter une masse, qu'on nomme accouplement, joue le rôle d'une ailette c'est qui permet de modifier le comportement thermique du boîtier test avec pour but d'obtenir un comportement similaire à ce du boîtier esclave et donc réduire, voire même, éliminer l'écart de température. En plus d'essais sans plaque et avec plaque pour le boîtier sans accouplement, trois types différents d'accouplement ont été réalisés afin de pouvoir tester leur influence sur des essais menés avec la plaque positionnée sur le banc FZG.

Un accouplement de forme géométrique cylindrique a d'abord été ajouté. La réduction de l'écart de température entre les deux boîtiers nous a conduits à ajouter un deuxième accouplement, toujours de géométrie cylindrique. La réduction de l'écart n'étant pas significative, des ailettes de forme circulaire ont été réalisées sur le second accouplement. Finalement un autre accouplement du type « radiateur d'ordinateur » a été testé, la finalité étant toujours d'augmenter l'échange de chaleur du côté du boîtier test avec pour but de diminuer l'écart de température d'huile entre les boîtiers. Les différents types d'accouplements employés (sauf le deuxième cylindrique sans ailettes) sont montrés à la Figure 14.

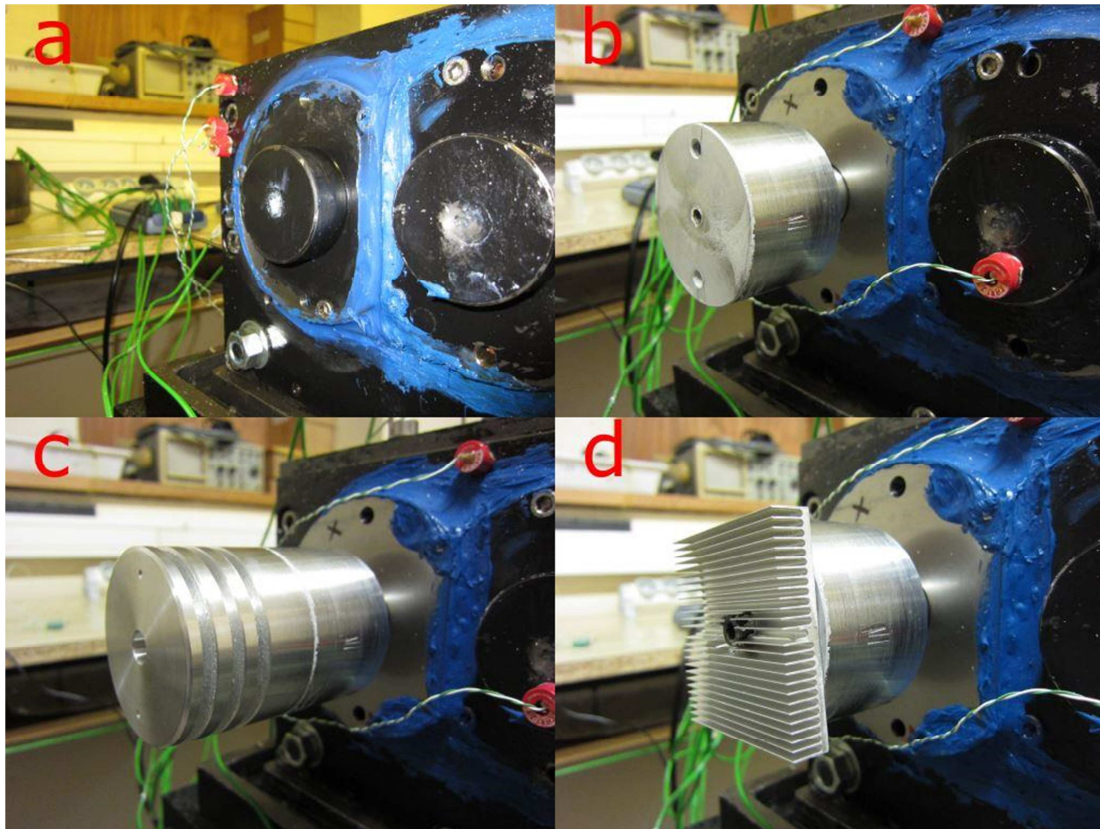


Figure 14 : Etude expérimentale du rôle d'ailette d'un accouplement. (a) sans accouplement ; (b) avec accouplement 1 ; (c) avec accouplement + ; (d) avec accouplement radiateur

L'accouplement cylindrique permet d'augmenter l'évacuation de chaleur du boîtier test vers l'extérieur, mais il n'arrive pas non plus à éliminer l'écart.

L'utilisation combinée de la plaque et des différents types d'accouplement permet de réduire l'écart. La combinaison plaque, accouplement et radiateur réduit l'écart maximal en dessous de 2°C , mais il présente une plage dans laquelle on obtient des écarts négatifs. L'écart négatif signifie que l'ensemble accouplement cylindrique plus ce du type radiateur permet une évacuation plus importante de chaleur de celle qu'on a besoin pour obtenir le même comportement thermique sur les deux boîtiers.

Les températures d'huile de chaque boîtier obtenues, d'une part, pour la configuration originale du banc et, d'autre part, pour la configuration avec plaque + accouplement et radiateur sont montrées à la Figure 15 et Figure 16 respectivement. On observe une réduction importante de l'écart qui tend vers zéro.

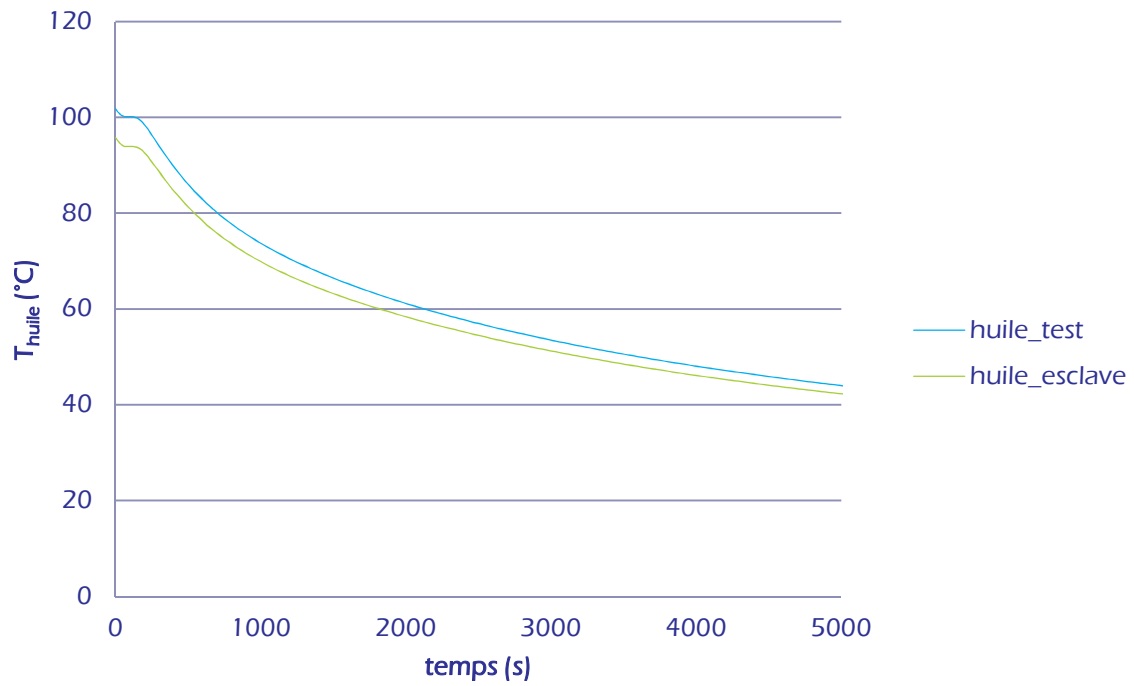


Figure 15 : Refroidissement. Configuration sans plaque et sans accouplement

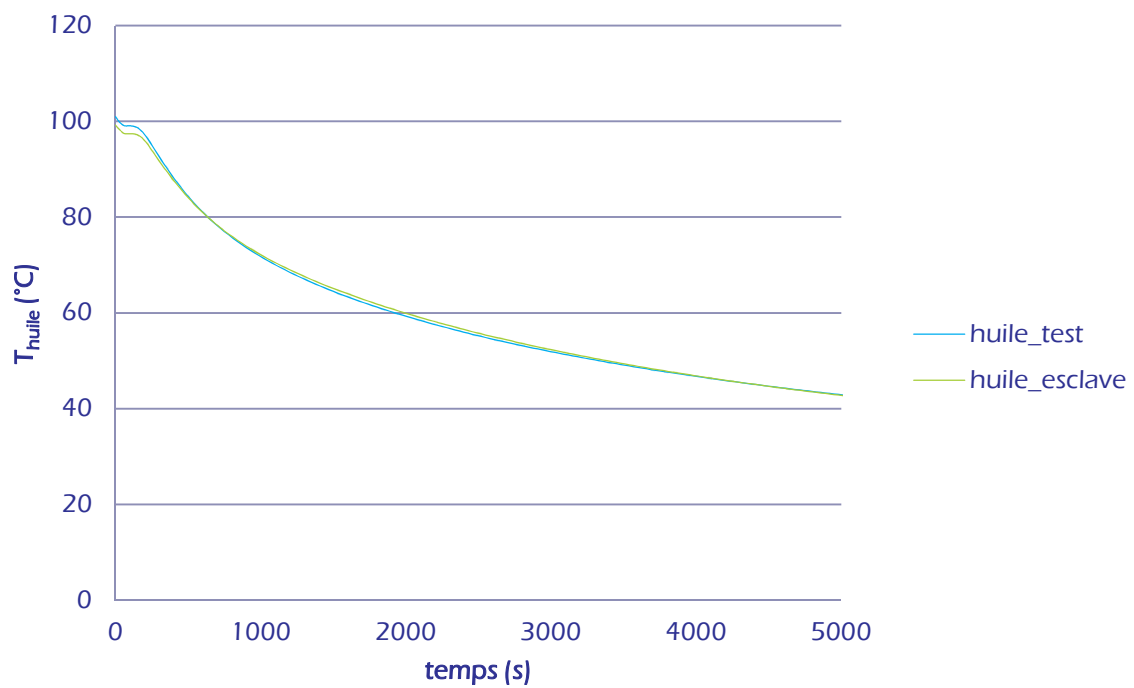


Figure 16 : Refroidissement. Configuration avec plaque et avec accouplement radiateur

Les écarts obtenus au cours du temps lors du refroidissement des deux boîtiers, ceci pour chaque configuration géométrique, sont présentés dans le Tableau 7. La courbe donnant l'écart temporel entre les températures d'huile des deux boîtiers, est présentée à la Figure 17, ceci pour la configuration originale et pour celle avec la plaque, l'accouplement et le radiateur.

Tableau 7 : Écart de température en refroidissement pour différentes configurations

temps	(s)	0	990	2010	3000	3990	5010
Référence	(°C)	5,98	3,84	2,78	2,25	1,94	1,71
Plaque	(°C)	4,82	2,93	2,11	1,77	1,59	1,46
Accouplement	(°C)	5,15	2,74	1,85	1,57	1,44	1,36
Plaque + Accouplement	(°C)	3,68	1,51	0,96	0,86	0,89	0,91
Plaque + Accouplement + Accouplement	(°C)	3,22	0,75	0,16	0,18	0,3	0,44
Plaque + Accouplement + Radiateur	(°C)	1,76	-0,38	-0,64	-0,42	-0,11	0,13

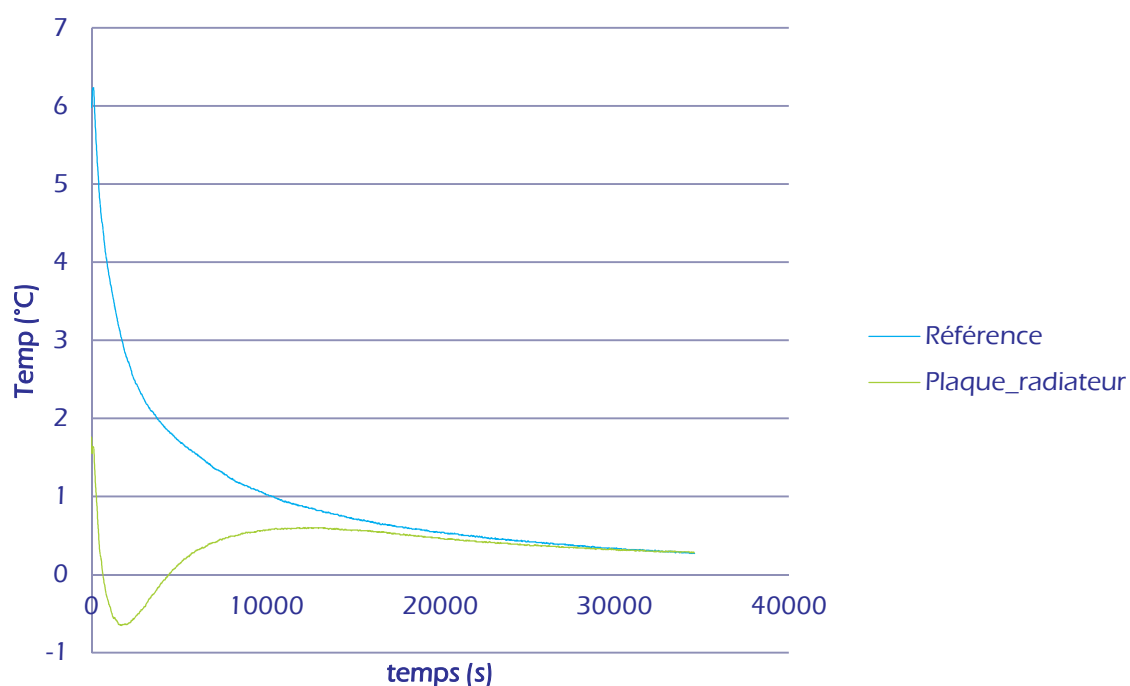


Figure 17 : Écart de température pendant le refroidissement du banc

L'étude lors du refroidissement du banc ayant permis de converger vers une solution technologique qui permet d'avoir un comportement similaire entre les deux boîtiers, il convient maintenant de vérifier que cette solution fonctionne aussi lorsque les réducteurs marchent.

4. Montée en température

Cette section a pour but de montrer l'effet des modifications apportées sur la montée en température de l'huile des deux boitiers entre le démarrage et l'arrêt du banc. Les configurations sont les mêmes que celles étudiées pour le refroidissement.

Les températures d'huile des boitiers sont identiques au départ (température ambiante). Dans la configuration originale, une fois que le banc démarre les deux températures augmentent de façon similaire pour finalement se séparer à partir d'une valeur située vers 50°C – 55°C.

Le fait d'ajouter la plaque entre le moteur et le boitier esclave réduit cet écart. Mais la combinaison de la plaque avec les accouplements permet de réduire encore les différences observées. Les résultats obtenus pour la configuration originale et celle avec la plaque, l'accouplement et le radiateur montrent une réduction significative pour la deuxième configuration. Les courbes sont données à la Figure 18 et à la Figure 19 pour chaque configuration respectivement.

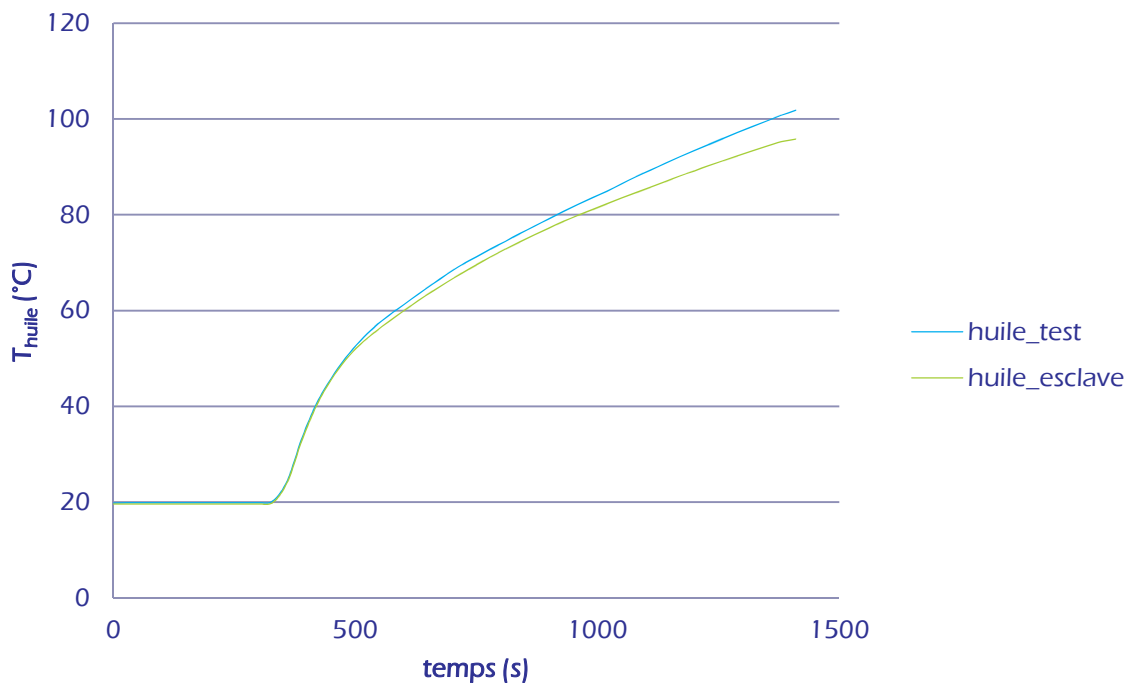


Figure 18 : Montée en température. Configuration sans plaque et sans accouplement

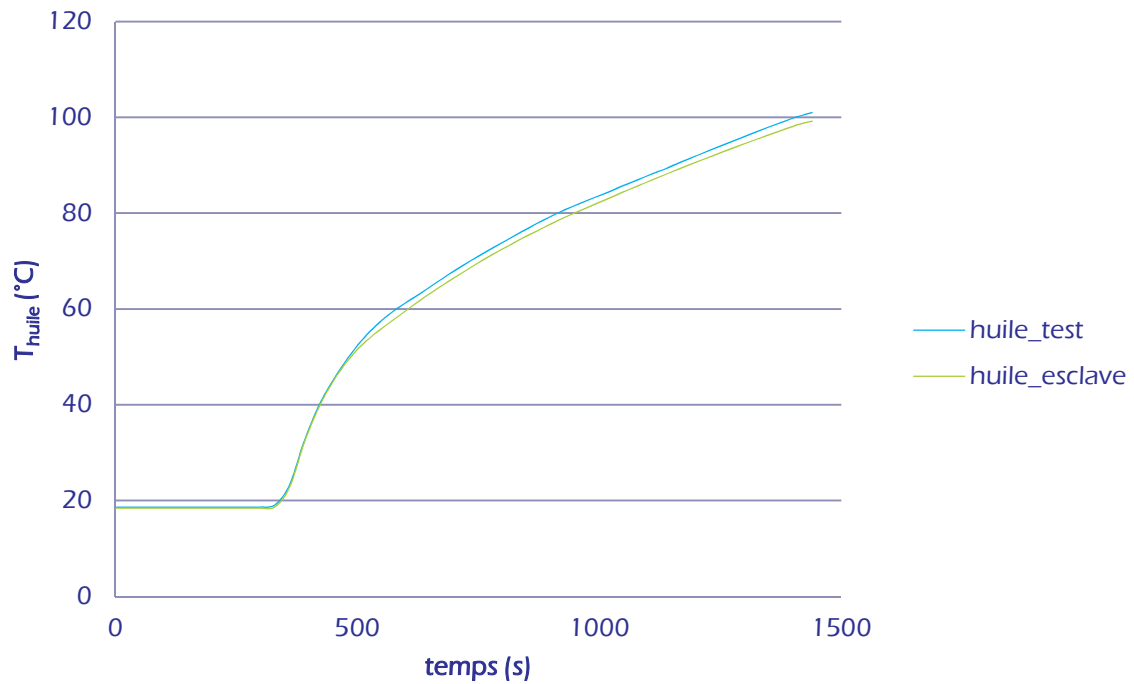


Figure 19 : Montée en température. Configuration avec plaque et avec accouplement radiateur

La configuration avec le radiateur permet d'obtenir un écart qui se situe en dessous de 2°C lors de l'arrêt du banc et qui est compris dans une plage entre 1°C et 2°C. Les valeurs des écarts mesurés au moment de l'arrêt sont données dans le Tableau 8, les courbes d'écart à la Figure 20.

Tableau 8 : Écart de température au moment de l'arrêt du banc FZG

temps	(s)	0
Référence	(°C)	5,98
Plaque	(°C)	4,82
Accouplement	(°C)	5,15
Plaque + Accouplement	(°C)	3,68
Plaque + Accouplement + Accouplement	(°C)	3,22
Plaque + Accouplement + Radiateur	(°C)	1,76

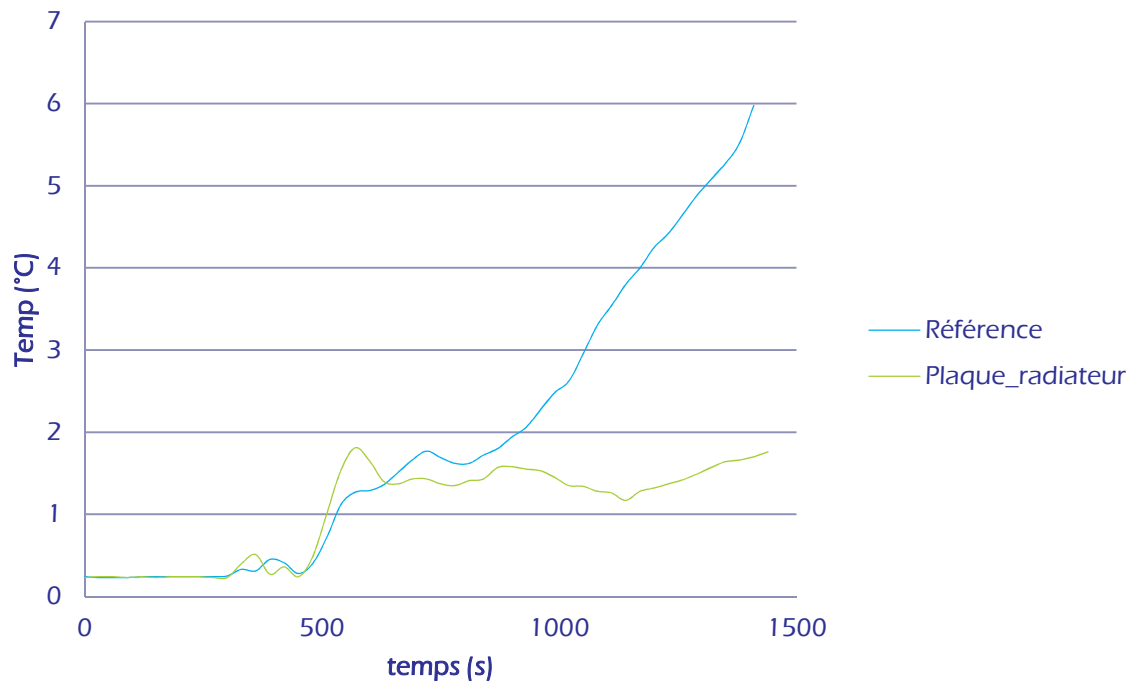


Figure 20 : Écart de température pendant le fonctionnement du banc

5. Montée en température et refroidissement

Dans les deux sections précédentes le processus de refroidissement et celui de montée en température ont été étudiés séparément. Afin de tendre vers le fonctionnement réel du banc, le processus complet, c'est-à-dire du démarrage au refroidissement du banc, est étudié ici.

La pente des courbes au début du processus de montée de température est la même pour les différentes configurations testées. La température à partir de laquelle commence l'écart est similaire dans tous les cas, mais la magnitude de l'écart au long du processus de montée de température et au moment de l'arrêt diminue quand on ajoute un accouplement du type ailette sur l'arbre primaire du côté du boîtier test. La température du boîtier test reste toujours plus élevée que celle du boîtier esclave.

Pour le processus de refroidissement, on réduit l'écart de température quand on place la plaque entre le moteur et le boîtier esclave, de la même façon si on ajoute l'accouplement sur l'arbre primaire du boîtier test. On ajoutant des accouplements on arrive à obtenir une température de l'huile du boîtier test inférieur à celle du boîtier esclave. C'est-à-dire, c'est possible d'obtenir un comportement thermique similaire dans les deux boîtiers et même de inverser le comportement observé au début de ce travail.

Les courbes données ci-après correspondent à la configuration originale (Figure 21) et à celle qui contient la plaque, l'accouplement et le radiateur (Figure 22). Finalement on donne l'écart de température au long du processus complet (Figure 23).

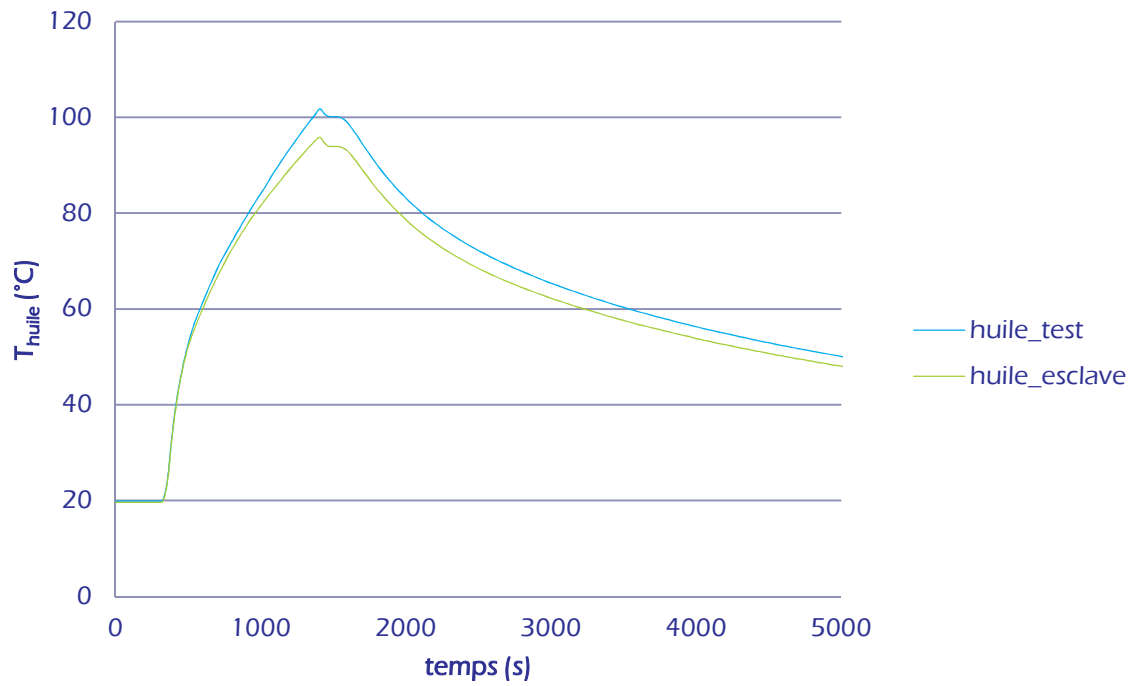


Figure 21 : Configuration originale. Température d'huile des boitiers pendant le fonctionnement et refroidissement du banc

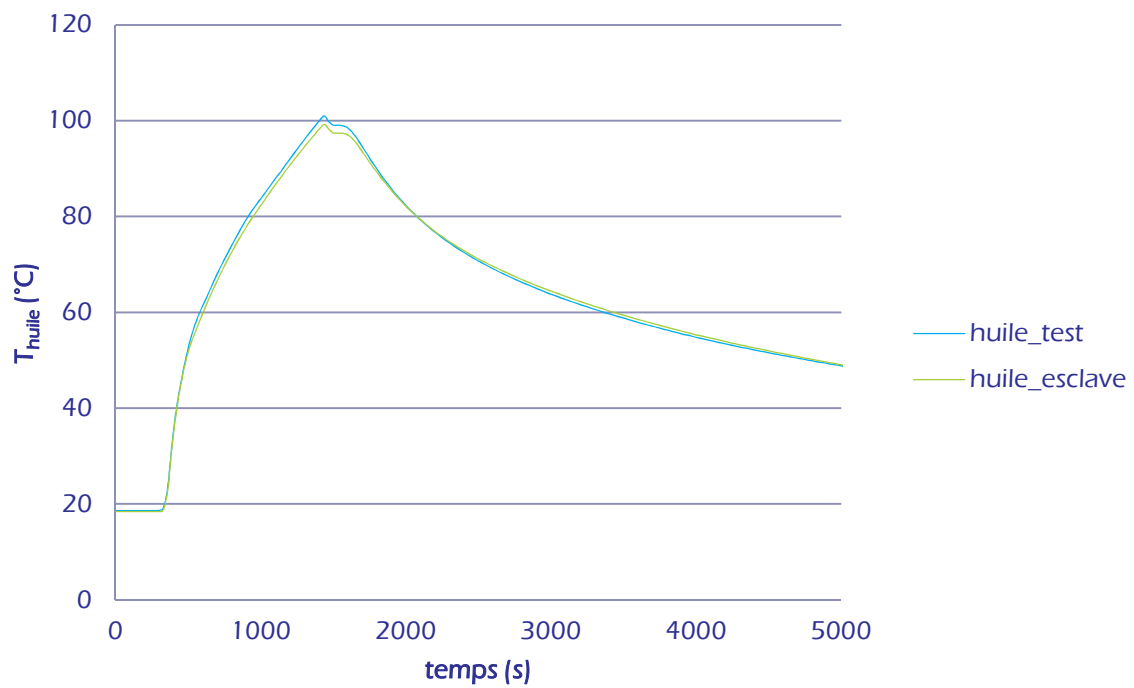


Figure 22 : Configuration plaque, accouplement et radiateur. Température d'huile des boitiers pendant le fonctionnement et refroidissement du banc

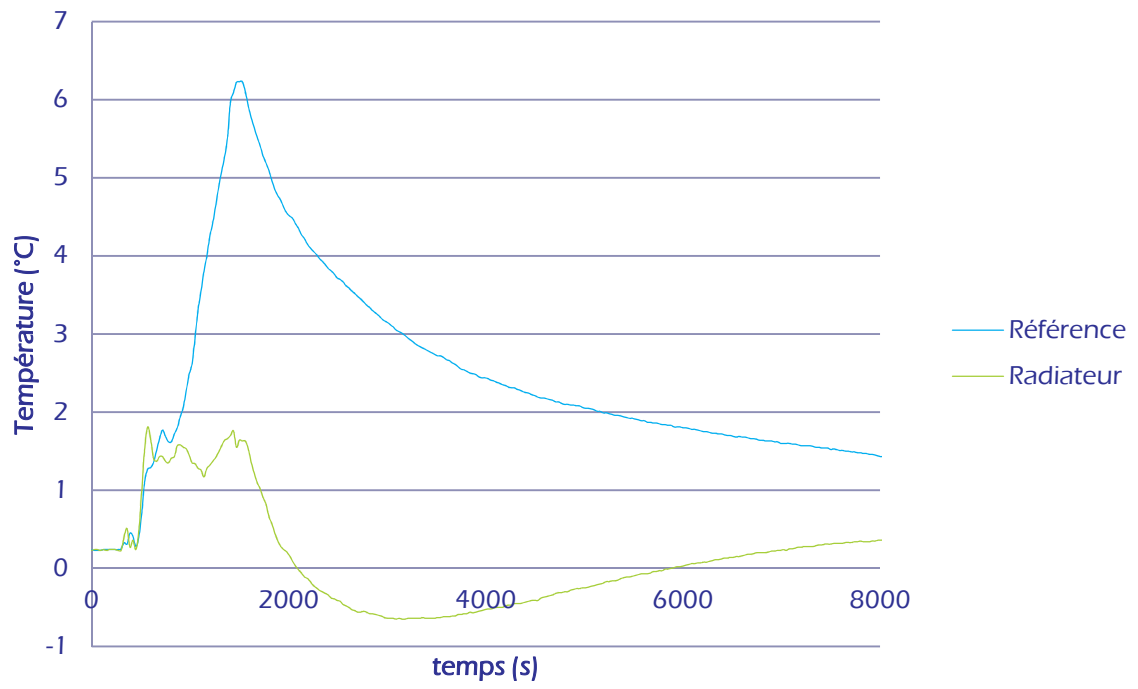


Figure 23 : Écart de température pendant le fonctionnement et refroidissement du banc

D. Conclusions

Le banc FZG est un banc à circulation de puissance qui est constitué de deux réducteurs mécaniques à engrenages : un boîtier test et un boîtier esclave. Les travaux qui utilisent ce banc pour estimer le rendement d'un engrenage prennent comme hypothèse de départ que les deux réducteurs ont un comportement thermique identique. Il ressort de cette étude que cette hypothèse n'est valide que si des modifications sont apportées au système expérimental.

Les travaux réalisés montrent que l'écart de température observé entre les deux réducteurs n'est pas dû à une différence de pertes de puissance (comportement mécanique différent entre les deux boîtiers). Cet écart entre le boîtier test et le boîtier esclave est lié à une différence au niveau des échanges thermiques entre les boîtiers et l'environnement du banc.

Il ressort de l'étude réalisée qu'il est possible de réduire l'écart de température entre les huiles des deux réducteurs à une valeur inférieure à 2°C, c'est qui rend alors possible l'utilisation de l'hypothèse sur la symétrie thermique du banc FZG. Pour ce faire, il faut œuvrer suivant deux points : (i) limiter la ventilation du boîtier esclave par le moteur électrique ; (ii) ajouter au réducteur test un élément de type ailette pour intensifier le transfert thermique.

Grâce à ces préconisations expérimentales, il semble possible d'utiliser maintenant le banc FZG pour mesurer de façon précise les pertes mécaniques générées par un engrenage et de là remonter jusqu'au coefficient de frottement à la denture.

E. Références

- [1] B. R. Höhn and K. Michaelis, "Influence of oil temperature on gear failures," *Tribology International*, vol. 37, no. 2, pp. 103 - 109, 2004.
- [2] B. R. Höhn, K. Michaelis and H. P. Otto, "Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity," *Springer*, pp. 145 - 156, 2007.
- [3] D. J. Hargreaves and A. Planitz, "Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine," *Tribology International*, no. 42, pp. 918 - 925, 2009.
- [4] R. C. Martins, P. S. Moura and J. O. Seabra, "MoS₂/Ti low-friction coatings for gears," *Tribology International*, no. 39, pp. 1686 - 1697, 2006.
- [5] R. Martins, J. Seabra and L. Magalhaes, "Austempered ductile iron gears : Power loss, pitting and micropitting," *Wear*, vol. 264, no. 9-10, pp. 838 - 849, 2008.
- [6] R. Martins, N. F. R. Cardoso, H. Bock, A. Igartua and J. H. O. Seabra, "Power loss performance of high pressure nitrited steel gears," *Tribology International*, vol. 42, no. 11-12, pp. 1807 - 1815, 2009.
- [7] J. H. O. Seabra, R. C. Martins, N. R. Cardoso and H. Bock, "Enhancing gear efficiency and micropitting performance through bio-lubricants," *JSME International*, no. 09-203, pp. 487 - 498, 2009.
- [8] L. Magalhaes, R. Martins, C. Locateli and J. Seabra, "Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss," *Tribology International*, vol. 43, no. 10, pp. 1861 - 1871, 2010.
- [9] R. Martins, J. Seabra, A. Brito, C. Seyfert, R. Luther and A. Igartua, "Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil," *Tribology International*, no. 39, pp. 512 - 521, 2006.
- [10] B. R. Höhn, K. Michaelis and T. Völlmer, "Thermal rating of gear drives : balance between power loss and heat dissipation," *American Gear Manufacturers Association Document 96FTM8*, p. 12, 1996.
- [11] 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," *Journal of Engineering Tribology*, vol. 226, no. 6, pp. 501 - 515, 2012.
- [12] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot and P. Velex, "Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox," *Journal Mechanical Design*, vol. 128, no. 3, pp. 618 - 625, 2006.
- [13] A. W. Wemekamp and Y. Luo, "Efficiency and thermal gearbox calculation," in *International Gear Conference*, Lyon, 2014.
- [14] C. Fernandes, P. Marques, R. Martins and J. Seabra, "Gearbox power loss. Part I: Losses in rolling bearings," *Tribology International*, vol. 88, pp. 298 - 308, 2015.
- [15] C. Noiray, "Amélioration du modèle théorique des réseaux thermiques sur la machine FZG," *Mémoire du Master Recherche de Génie Mécanique*, Insa

Lyon, 2015.

- [16] F. Pouly, "Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse," *Thèse Doctoral, Insa Lyon*, 2010.
- [17] A. Neurouth, 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.*, vol. 228, pp. 1266 - 1275, 2014.
- [18] C. Changenet, "Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages," *Thèse Doctoral, Insa Lyon*, 2006.
- [19] SKF, Rolling Bearings, SKF Group, 2013.
- [20] A. Neurouth, "Étude de la performance énergétique d'une transmission de puissance haute vitesse," *Thèse Doctoral, Insa Lyon*, 2016.
- [21] J. L. Tevaarwerk et K. L. Johnson, «The influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives,» *Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, p. 266, 1979.
- [22] C. Changenet, G. Leprince, F. Ville and P. Velex, "A note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling," *J. Mech. Des.*, vol. 133, no. 12, p. 121009, 2011.
- [23] P. Velex et F. Ville, «An Analytical Approach to Tooth Friction Losses in Spur and Helical Gears - Influence of Profile Modifications,» *J. Mech. Des.*, vol. 131, n° 110, p. 101008, 2009.
- [24] R. Coupeau, "Analyse des pertes thermiques d'un banc FZG," *Mémoire de Master Recherche M.E.G.A., Insa Lyon*, 2015.

F. Annexes

1. Température expérimentale : refroidissement

Cet annexe est un récapitulatif des données expérimental obtenus des divers essais à partir de l'arrêt et le processus de refroidissement du banc FZG. On observe que plus le coefficient de convection, de l'accouplement, est important donc l'écart entre les températures d'huile de boitiers test et esclave se réduit.

Le Tableau 9 montre l'écart de température au moment de l'arrêt. Les courbes pour les différents essais sont montrées dans les figures.

Tableau 9 : Écart de température en refroidissement pour différents configuration

temps	(s)	0	990	2010	3000	3990	5010
Référence	(°C)	5,98	3,84	2,78	2,25	1,94	1,71
Plaque	(°C)	4,82	2,93	2,11	1,77	1,59	1,46
Accouplement	(°C)	5,15	2,74	1,85	1,57	1,44	1,36
Plaque + Accouplement	(°C)	3,68	1,51	0,96	0,86	0,89	0,91
Plaque + Accouplement + Accouplement	(°C)	3,22	0,75	0,16	0,18	0,3	0,44
Plaque + Accouplement + Radiateur	(°C)	1,76	-0,38	-0,64	-0,42	-0,11	0,13

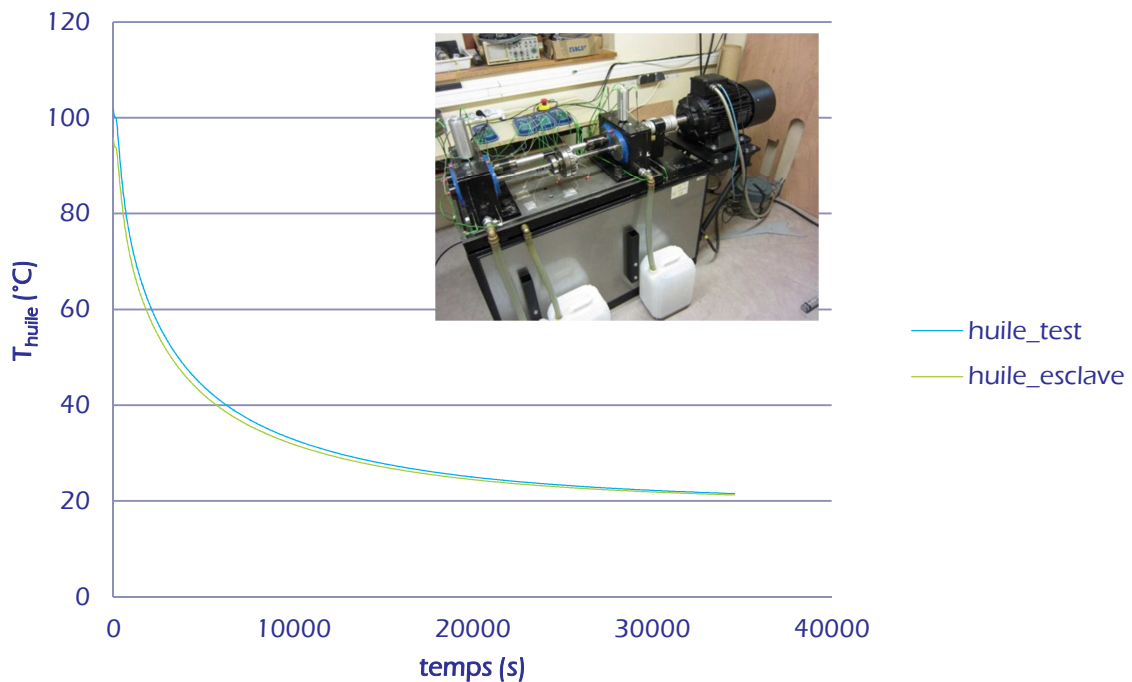


Figure 24 : Configuration référence – sans plaque et sans accouplement

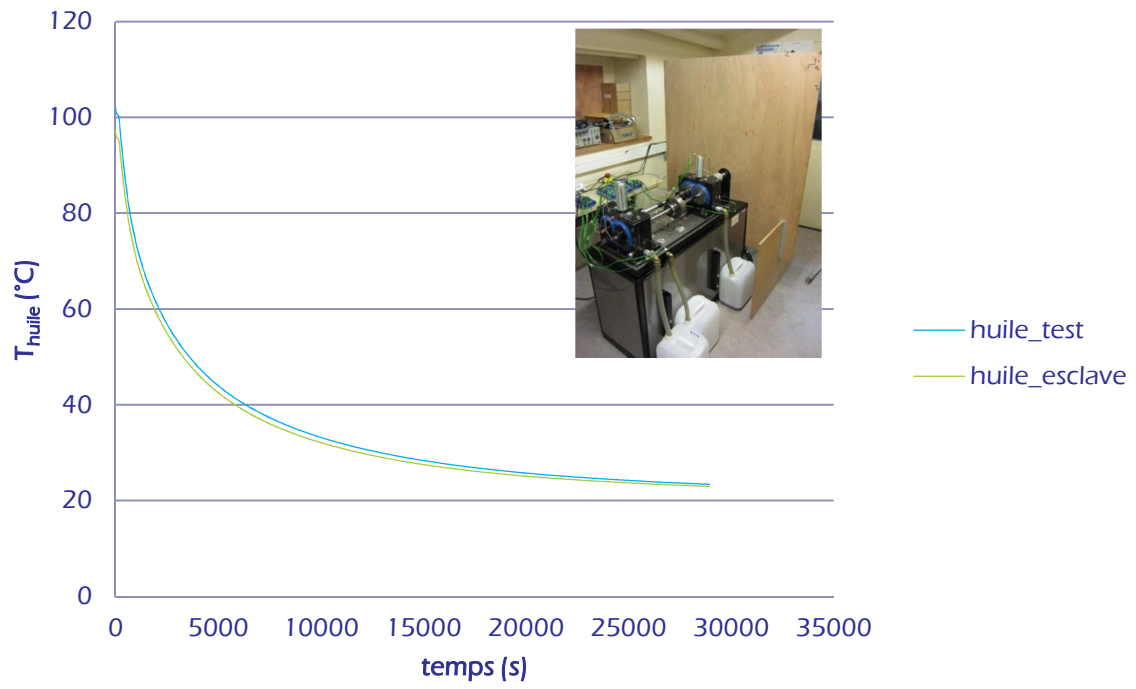


Figure 25 : Configuration avec plaque

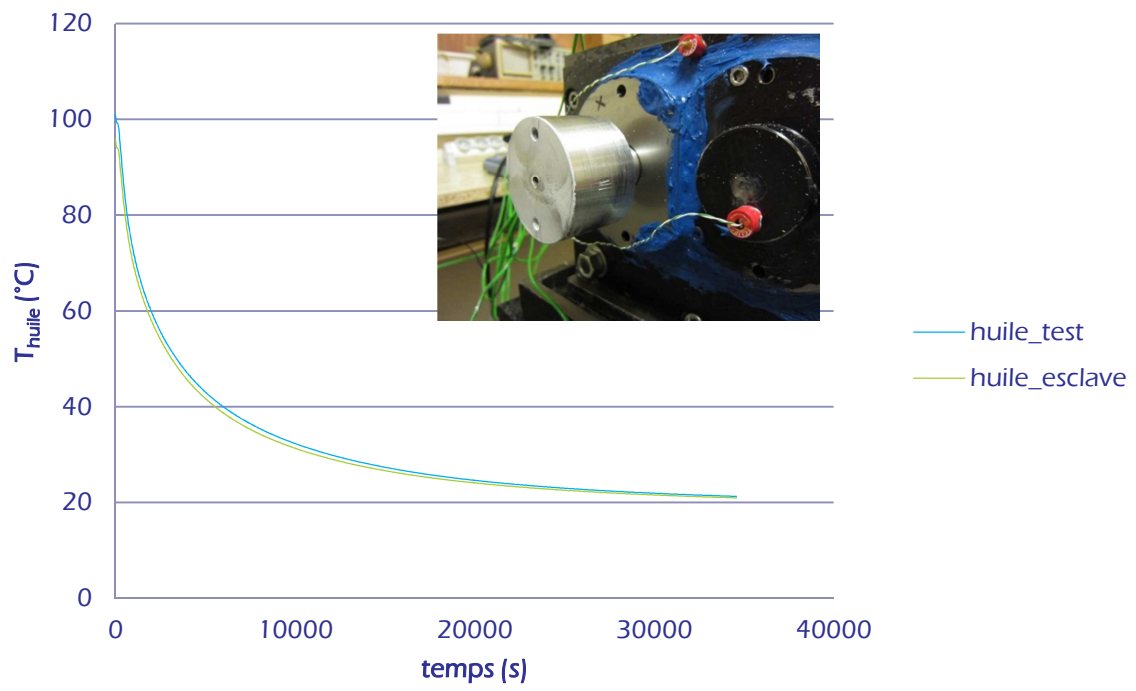


Figure 26 : Configuration avec accouplement

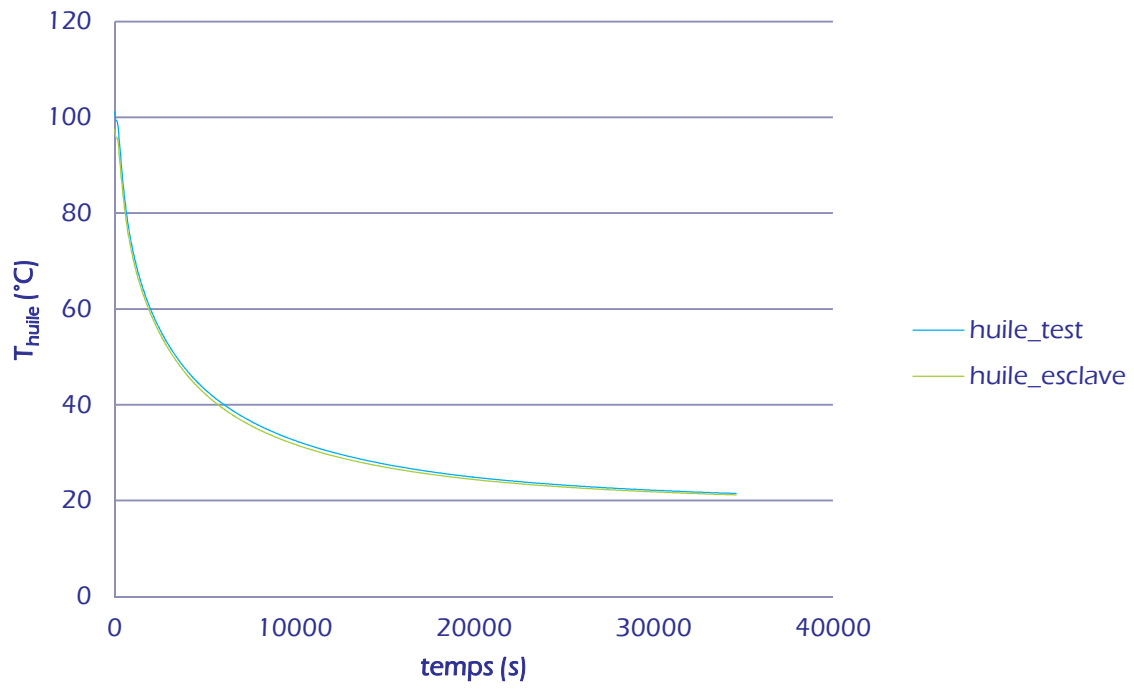


Figure 27 : Configuration avec plaque et accouplement

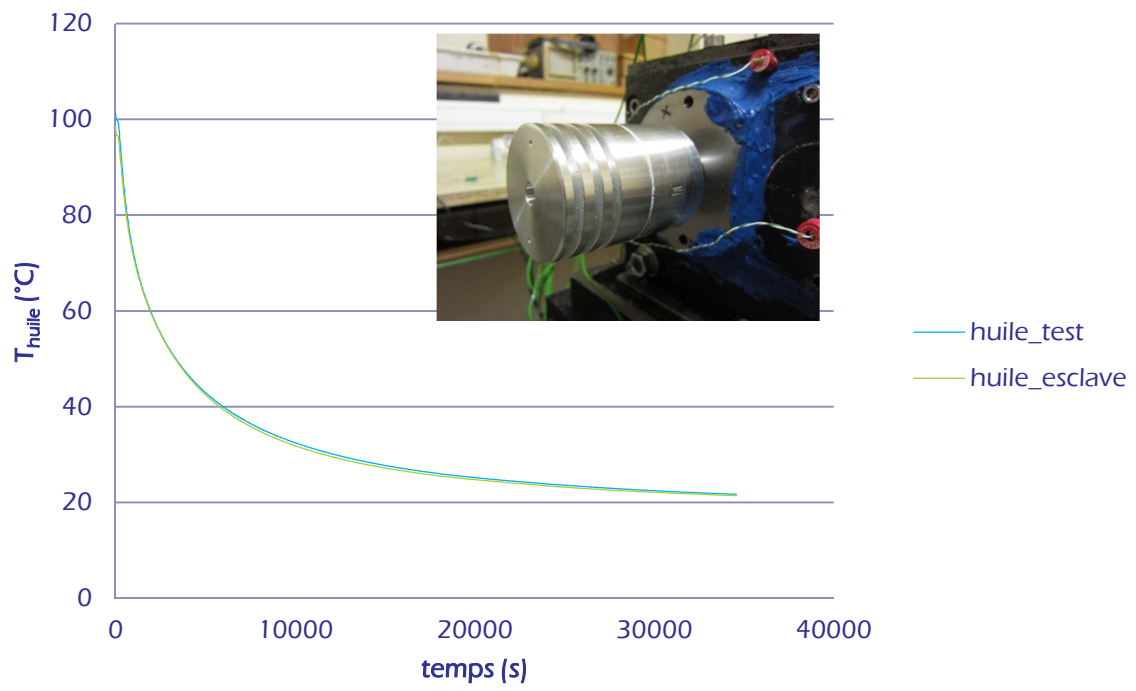


Figure 28 : Configuration avec plaque et accouplement + accouplement

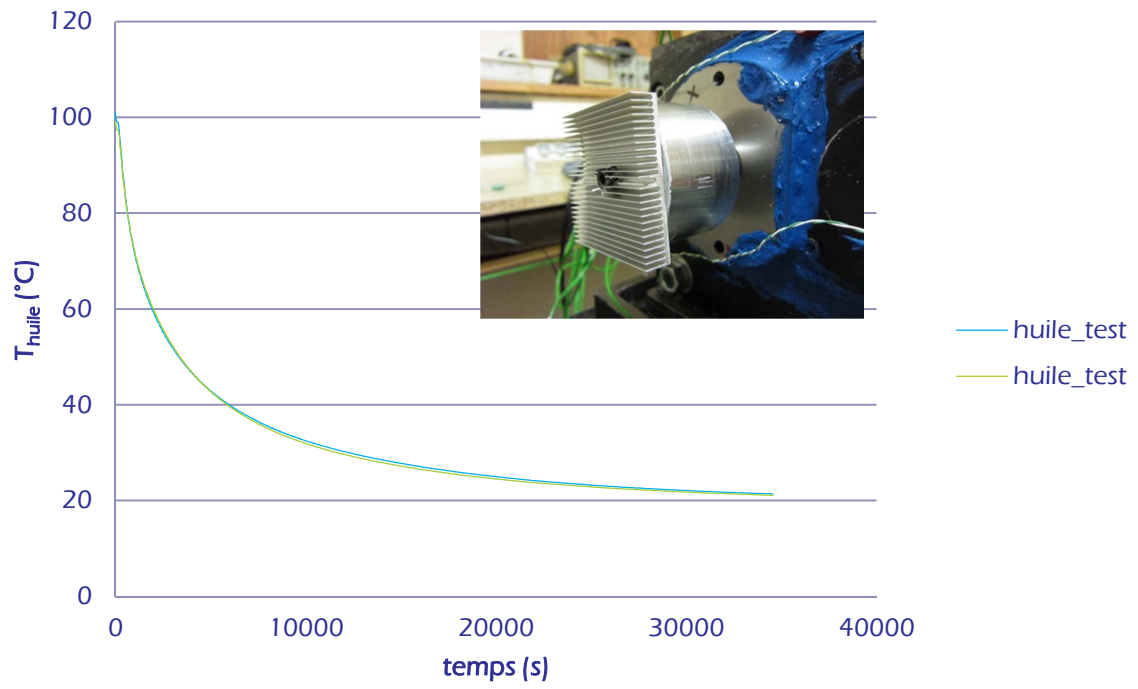


Figure 29 : Configuration avec plaque et accouplement + radiateur

2. Température expérimentale : montée en température

Cet annexe est un récapitulatif des données expérimental obtenus des divers essais du démarrage jusqu'au arrêt du banc FZG. On observe que plus le coefficient de convection, de l'accouplement, est important donc l'écart entre les températures d'huile de boitiers test et esclave se réduit.

Le Tableau 10 montre l'écart de température au moment de l'arrêt. Les courbes pour les différents essais sont montrées dans les figures.

Tableau 10 : Écart de température au moment de l'arrêt du banc FZG

temps	(s)	0
Référence	(°C)	5,98
Plaque	(°C)	4,82
Accouplement	(°C)	5,15
Plaque + Accouplement	(°C)	3,68
Plaque + Accouplement + Accouplement	(°C)	3,22
Plaque + Accouplement + Radiateur	(°C)	1,76

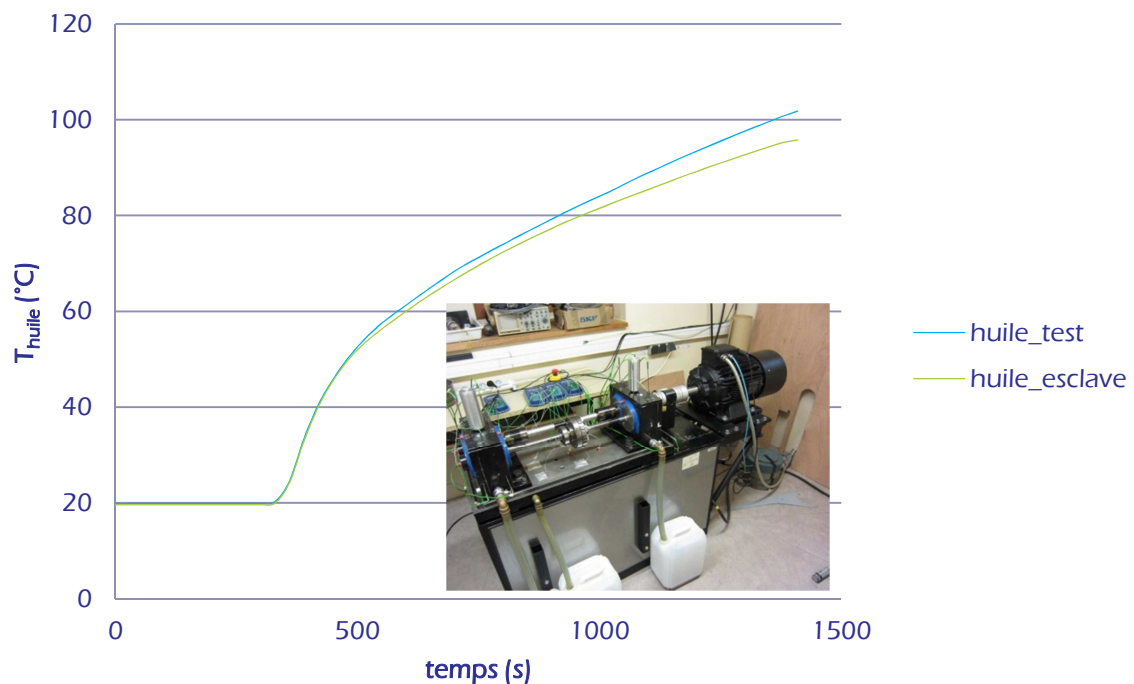


Figure 30 : Configuration référence – sans plaque et sans accouplement

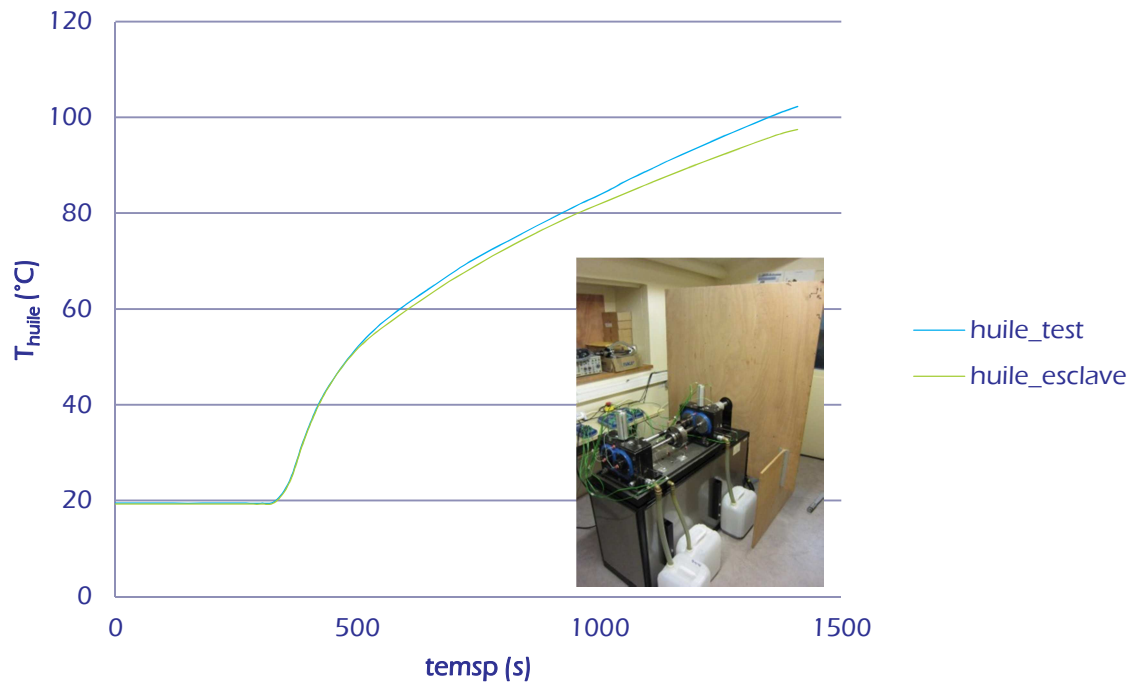


Figure 31 : Configuration avec plaque

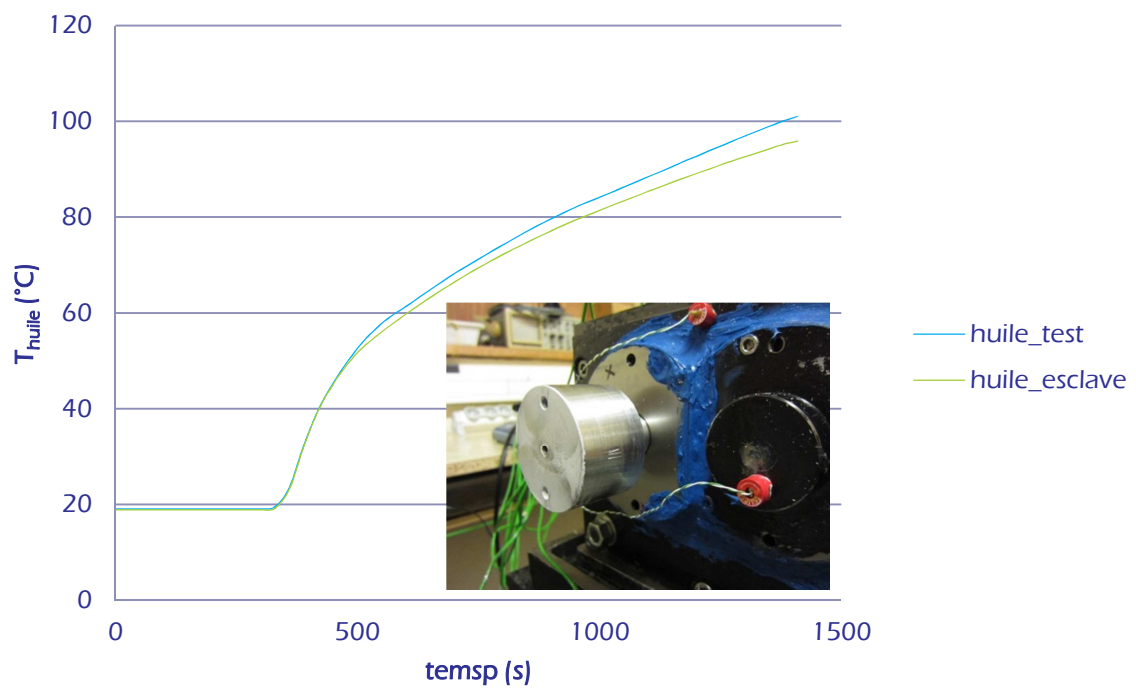


Figure 32 : Configuration avec accouplement

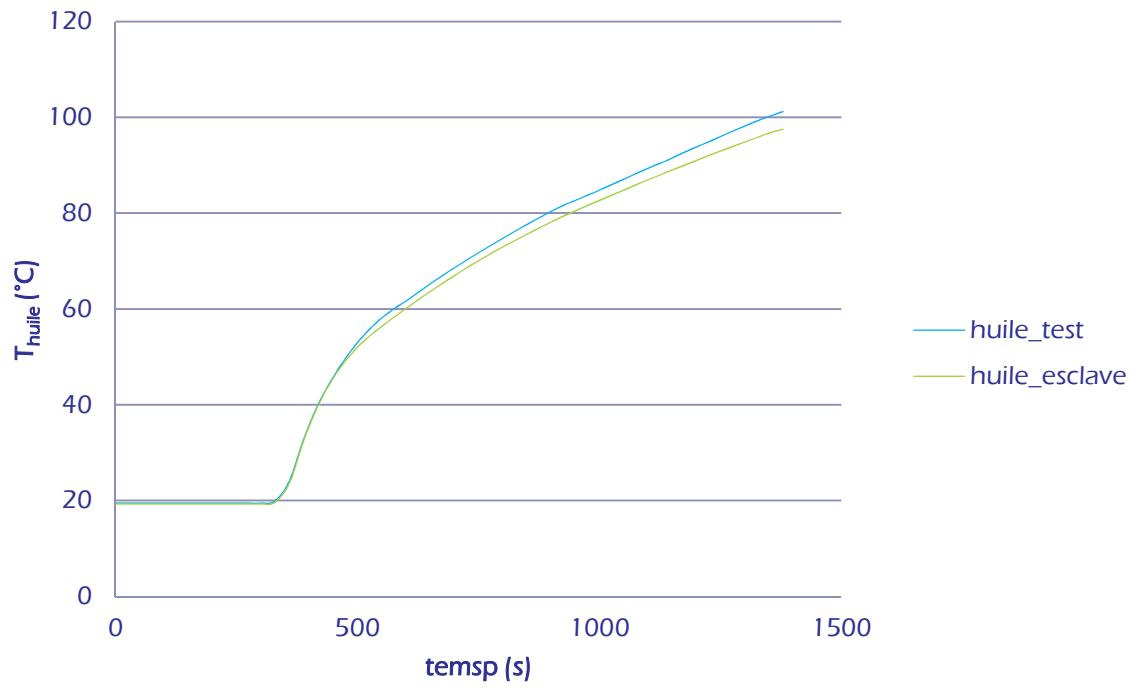


Figure 33 : Configuration avec plaque et accouplement

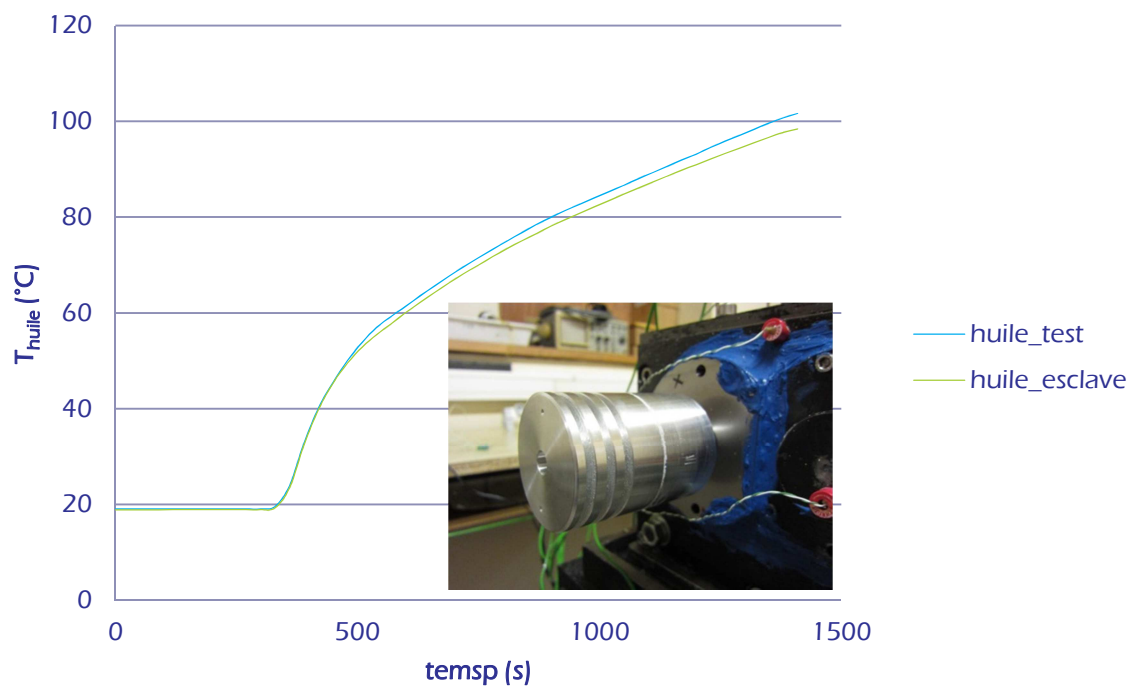


Figure 34 : Configuration avec plaque et accouplement + accouplement

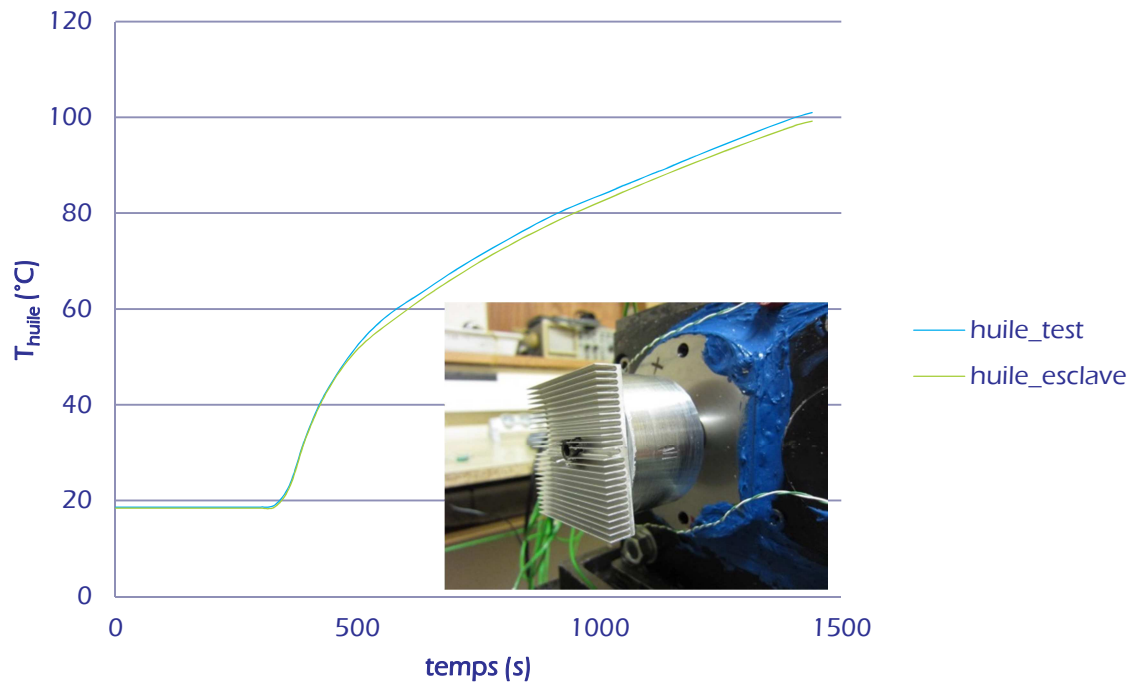


Figure 35 : Configuration avec plaque et accouplement + radiateur

3. Accouplements et radiateur

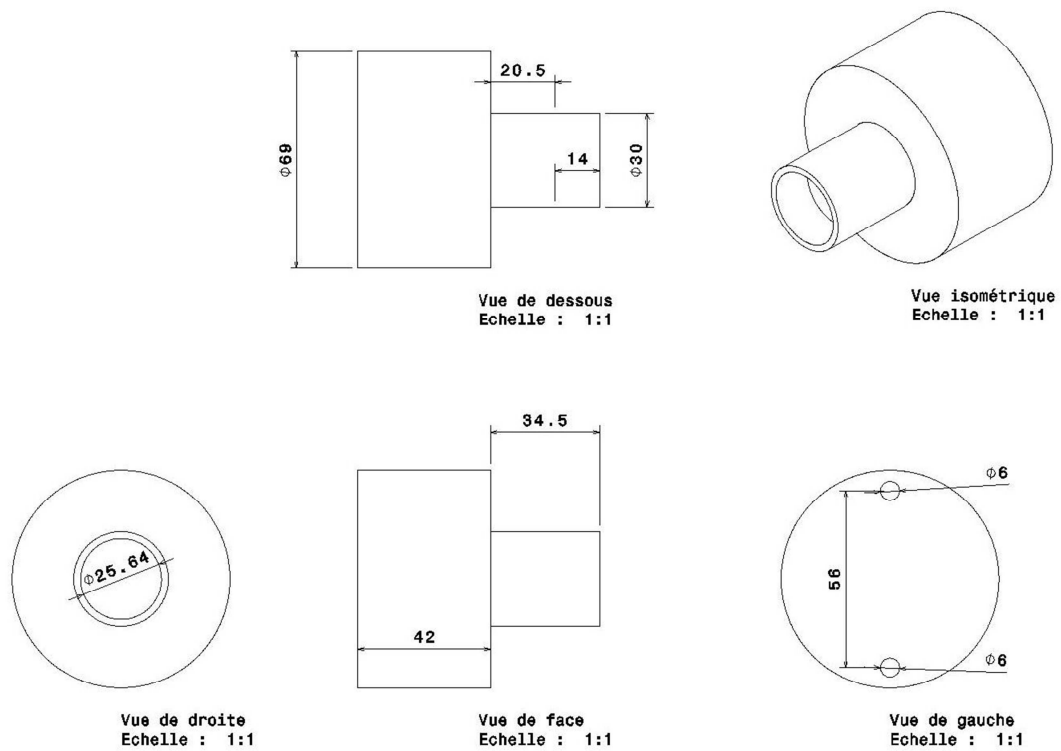


Figure 36 : Plan du premier accouplement⁸

L'accouplement 2 est un cylindre avec un diamètre de 69 mm et une longueur de 49 mm, les ailettes ont une épaisseur de 5 mm. Le radiateur est un parallélépipède de longueur de 75 mm et hauteur de 7 mm, il possède 26 ailettes.

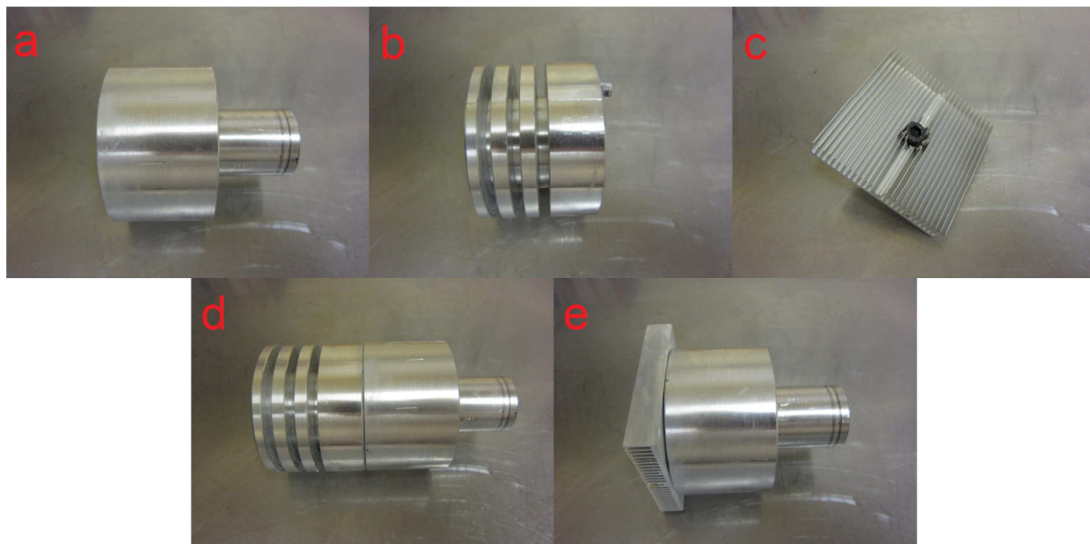


Figure 37 : (a) Accouplement 1 ; (b) Accouplement 2 ; (c) Radiateur ; (d) ensemble Accouplement + Accouplement ; (e) ensemble Accouplement + Radiateur

⁸ R. Coupeau [19]

4. Information technique d'huile Titan Gear HYP 85W90

PRODUCT INFORMATION



TITAN GEAR HYP SAE 85W90, 85W140

Hypoid gear oil for highly-stressed differentials in commercial vehicles and passenger cars.

Description

TITAN GEAR HYP is a mineral gear oil for axle and hypoid transmissions calling for API GL-5-performance. The formulation has proven its performance with many OEMs.

Application

TITAN GEAR HYP can be used as rationalization brand in applications where gear oils APIGL3/GL4/GL5 in SAE class 85W90 and 85W140 are specified. TITAN GEAR HYP fulfills the requirements of a gear oil according to SAE J 306. Even at very low outside temperatures, TITAN GEAR HYP offers the fastest possible complete lubrication during start off, outstanding gear efficiency and lowest power losses. TITAN GEAR HYP is miscible and compatible with other conventional axle oils. In order to utilize the full advantages of TITAN GEAR HYP a full drain and exchange of the fluid is recommended.

Advantages/Benefits

Multi-purpose suitability both for running in and long-term applications
Very good load-bearing capacity, even with high long-term stresses and resulting high oil temperatures
Excellent cold-flow properties; because of this no lack of lubrication when starting off
Compatible with many gasket materials and other elastomers.
Prevents from corrosion with many metals normally used in gearbox manufacturing
Effective foam control even at high engine speeds and oil temperatures

Specifications/FUCHS Recommendations

API GL-5
MB-235.0
MIL-L-2105D

CHARACTERISTICS

TITAN GEAR HYP 85W90

Density @ 35 °C	0.885	g/ml	ASTM D 4052
Flash Point, CoC	226	°C	ASTM D 92
Pour Point	-27	°C	ASTM D 97
Kinematic Viscosity @ 40 °C	180	mm ² /s	ASTM D 445
Kinematic Viscosity @ 100 °C	16.5	mm ² /s	ASTM D 445
Viscosity Index	96	-	ASTM D 2270
Brookfield @ - 12°C	95000	cP	ASTM D 2983

Product Code 312 - 15/03/2010 Page 1

While the information and figures given here are typical of current production and confirm to specification, minor variations may occur. No warranty expressed or implied is given concerning the accuracy of the information or the suitability of the product

ALHAMRANI FUCHS PETROLEUM SAUDI ARABIA LIMITED

P. O. Box 7103, Jeddah 21462, Saudi Arabia

Telephone +966 2 6635 666 FAX +966 2 6634 094 www.fuchs.com.sa

ISO 9001:2008
ISO 14001:2004
CERTIFIED



PRODUCT INFORMATION



TITAN GEAR HYP 85W140

Density @ 35 °C	0.900	g/ml	ASTM D 4052
Flash Point, CoC	200	°C	ASTM D 92
Pour Point	-18	°C	ASTM D 97
Kinematic Viscosity @ 40 °C	430	mm ² /s	ASTM D 445
Kinematic Viscosity @ 100 °C	29.5	mm ² /s	ASTM D 445
Viscosity Index	97	-	ASTM D 2270
Brookfield @ - 12°C	82000	cP	ASTM D 2983

Product Code 312 - 15/03/2010 Page 2

While the information and figures given here are typical of current production and confirm to specification, minor variations may occur. No warranty expressed or implied is given concerning the accuracy of the information or the suitability of the product

ALHAMRANI FUCHS PETROLEUM SAUDI ARABIA LIMITED

P. O. Box 7103, Jeddah 21462, Saudi Arabia

Telephone +966 2 6635 666 FAX +966 2 6634 094 www.fuchs.com.sa

ISO 9001:2008
ISO 14001:2004
CERTIFIED

