



**HAL**  
open science

# Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses

Gauthier Leprince

► **To cite this version:**

Gauthier Leprince. Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses. Autre. INSA de Lyon, 2011. Français. NNT : 2011ISAL0151 . tel-00708752

**HAL Id: tel-00708752**

**<https://theses.hal.science/tel-00708752>**

Submitted on 15 Jun 2012

**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.

# **THESE**

*Présentée devant*

L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

*Pour obtenir*

## **LE GRADE DE DOCTEUR**

ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :  
MECANIQUES, ENERGETIQUE, GENIE CIVILE, ACOUSTIQUE (MEGA)

SPECIALITE : MECANIQUE

*Par*

**Gauthier Leprince**

*Ingénieur INSA Lyon*

## **Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses**

Soutenue le 19/12/2011 devant la commission d'examen :

Jury : Didier Remond (Prof),

Christophe Changenet (Docteur),

Fabrice Ville (Docteur HDR),

Philippe Velez (Prof.),

Jorge Seabra (Prof.),

Michel Fillon (Directeur de Recherche CNRS),

Franck Dupeu (Ingénieur),

Eric Lacroix.



# NOMENCLATURE

A : aération du bain d'huile (%)

$A_0$  : solubilité de l'air dans l'huile à une température donnée (%)

b : largeur du pignon (m)

C : couple de frottement (Nm)

D : diamètre (m)

E : énergie (J)

g : constante gravitationnelle ( $m/s^2$ )

H : hauteur de la fenêtre de réception (m)

$H_{dent}$  : hauteur de dent (m)

$H_e$  : charge d'Euler ( $Pa \cdot m^2 \cdot s^2 / kg$ )

$H(x)$  : fonction de Heaviside,  $H(x)=1$  si  $x>0$  et  $H(x)=0$  sinon

h : hauteur immergée d'un pignon tournant dans un bain d'huile (m)

$h_{oil}$  : épaisseur du film d'huile (m)

$h_a$  : hauteur active d'une dent (m)

I : intensité des rayons X (coup/s)

K : capacité d'un condensateur (F)

$K_0$  : capacité d'un condensateur formé avec du vide entre les surfaces conductrices (F)

k : constante de Coulomb ( $N \cdot m^2 \cdot C^{-2}$ )

l : longueur de l'arc immergé d'un pignon (m)

L : distance entre le réservoir et l'axe de rotation du pignon (m)

M : masse molaire (g/mol)

m : module (mm)

N : vitesse de rotation (tr/mn)

$N_A$  : constante d'Avogadro

$N_b$  : nombre de bulles dans le volume  $V_b$

$N_{bulles}$  : nombre de bulles dans le volume  $V_{oil}$

$N_c$  : nombre de cycles

$P_r$  : pression (Pa)

P : pertes (W)

$P_t$  : polarisation molaire totale ( $C/m^2$ )

$P_{or}$  : polarisation d'orientation ( $C/m^2$ )

$P_d$  : polarisation de distorsion ( $C/m^2$ )

Q : débit ( $m^3/s$ )

$q_v$  : débit d'air ( $m^3/s$ )

R : rayon (m)

S : surface ( $m^2$ )

$S_m$  : surface immergée du pignon ( $m^2$ )

T : température (K)

U : vitesse linéaire (m/s)

V : volume ( $m^3$ )

x : épaisseur d'huile traversée par les rayons X (m)

X : fraction d'air contenu dans l'huile

Z : nombre de dents du pignon

### **Nombres adimensionnels**

Fr : nombre de Froude

Re : nombre de Reynolds

$\bar{Q}$  : débit adimensionné

$C_m$  : couple adimensionnel de traînée

### **Lettres grecques**

$\alpha$  : angle de pression (°)

$\beta$  : angle d'hélice (°)

$\gamma$  : paramètre analogue à une accélération centrifuge ( $m/s^2$ )

$\delta$  : épaisseur d'une couche limite (m)

$\Phi$  : coefficient d'absorption dépendant de l'énergie des rayons X et de l'huile ( $m^2/kg$ )

$\rho$  : masse volumique ( $kg/m^3$ )

$\mu$  : viscosité dynamique (Pa.s)

$\nu$  : viscosité cinématique ( $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/s$ )

$\Delta$  : accroissement

$\sigma$  : tension superficielle (N/m)

$\Omega$  : vitesse de rotation (rad/s)

$\psi$  : angle caractérisant la position de la fenêtre de réception (radians)

$\mu_{dipol}$  : moment dipolaire (Debye)

$\epsilon$  : constante diélectrique relative

$\epsilon_0$  : permittivité du vide ( $F.m^{-1}$ )

$\lambda_i$  : constantes

$\theta$  : angle d'immersion du pignon dans le bain d'huile (rad)

$\varphi$  : écart par rapport à une moyenne

### **Indices**

0 : huile

a : relatif au rayon de tête du pignon

aera : aération

air : air

b : relatif aux bulles d'air dans le lubrifiant

barbo : barbotage

dent : relatif aux inter-dents immergés du pignon

eq : relatif au mélange air-huile

exp : expérimental

in : air introduit dans le bain d'huile

moy : moyen

huile : huile

out : air s'échappant du bain d'huile

p : primitif (relatif au pignon)

pig : partie immergée du pignon

sol : air dissout dans l'huile

flancs : relatifs aux flancs

périphérie : relatif à la périphérie

## **Exposant**

\* : Valeur moyenne

# SOMMAIRE

Introduction

Chapitre I	BIBLIOGRAPHIE .....	5
I.1	Introduction.....	6
I.2	Les pertes et la lubrification dans une boîte de vitesses automobile .....	6
I.3	Les lubrifiants de boîtes de vitesses .....	8
I.4	Principales sources de pertes dans une boîte de vitesses .....	9
I.5	Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes dépendantes de la charge.....	13
I.6	Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes indépendantes de la charge.....	14
I.7	Pertes par barbotage.....	15
I.7.1	Modèle de Terekhov .....	16
I.7.2	Modèle de Boness .....	16
I.7.3	Modèle de Lauster.....	17
I.7.4	Modèle de Changenet .....	17
I.7.5	Modèle de Höhn.....	18
I.7.6	Modèle analytique de Seetharaman et Kahraman .....	19
I.7.7	Analyse critique des différents modèles .....	20
I.8	Lubrification par barbotage.....	23
I.9	Conclusion .....	25
Chapitre II	PERTES PAR BARBOTAGE .....	27
II.1	Introduction.....	28
II.2	Pertes par barbotage.....	28
II.2.1	Banc d'essais de mesure des pertes.....	28
II.2.2	Modèle de base .....	30



II.2.3	Extension du modèle aux dentures hélicoïdales .....	32
II.2.4	Cas du disque.....	34
II.2.5	Haute vitesse, haute température .....	35
II.3	Mise en évidence du rôle de l'aération [48] .....	36
II.3.1	Mesure de l'aération .....	36
II.3.2	Parallèle entre pertes et aération .....	37
II.4	Développement d'un modèle.....	41
II.4.1	Correction de densité et viscosité pour huile aérée .....	41
II.4.2	Modèle [57] [58].....	43
II.4.3	Calculs des paramètres $R_b$ , $A_0$ .....	46
II.5	Résultats .....	51
II.6	Conclusion .....	57
Chapitre III	ETUDE DES DEBITS D'HUILE PROJETEE .....	59
III.1	Introduction.....	60
III.2	Dispositif expérimental .....	60
III.2.1	Architecture du banc d'essais.....	60
III.2.2	Validation du fonctionnement et mise en place d'une procédure d'essai .....	64
III.3	Campagne de mesures .....	66
III.3.1	Définition des paramètres des essais.....	66
III.3.2	Différents régimes de projection .....	66
III.3.3	Calcul d'un débit d'après les travaux de Blok [41] .....	70
III.3.4	Influence de la denture : cas limite du disque .....	71
III.3.5	Estimation du débit projeté basé sur le concept de couche limite.....	75
III.4	Analyse dimensionnelle.....	79
III.4.1	Paramètres influents .....	79
III.4.2	Simplification du nombre de paramètres .....	80
III.4.3	Modèle de débit .....	85
III.5	Résultats du modèle.....	86
III.5.1	Dentures droites.....	86
III.5.2	Approche pour dentures hélicoïdales .....	88
III.6	Conclusion .....	90
Chapitre IV	APPLICATIONS.....	91
IV.1	Introduction.....	92
IV.2	Description de la boîte de vitesses étudiée.....	92

IV.2.1	Réseau thermique de la boîte DCT .....	93
IV.2.2	Pertes par traînée de la boîte DCT .....	98
IV.2.3	Résultats du code de calcul .....	99
IV.3	Influence des propriétés classiques de l'huile.....	103
IV.3.1	Masse volumique .....	103
IV.3.2	Viscosité cinématique.....	104
IV.4	Influence de l'aération .....	106
IV.5	Etude de la lubrification .....	111
IV.5.1	Influence du niveau d'huile .....	112
IV.5.2	Détection de régimes de fonctionnement critiques .....	113
IV.6	Conclusion .....	115
Conclusion		117
Annexes		123
Références Bibliographiques		149



# INTRODUCTION

Depuis quelques années, les enjeux environnementaux s'immiscent de plus en plus souvent dans le monde industriel. En effet, les contraintes en matière énergétique deviennent importantes et sont maintenant largement considérées lors du développement de nouveaux produits.

Dans le domaine automobile, la réduction de la consommation et des émissions polluantes constituent des axes de recherches majeurs. Dans ce contexte, de nombreux efforts sont portés sur la partie motorisation des véhicules. Toutefois des recherches sont également entreprises sur la transmission mécanique et donc sur le rendement des boîtes de vitesses. En phase de conception, quand aucun prototype n'a encore été construit, il est primordial de posséder un modèle numérique permettant d'estimer les pertes mécaniques dans la boîte en fonction des solutions techniques retenues.

A l'intérieur d'une boîte de vitesses, différents organes constituent potentiellement des sources de chaleur : les engrenages, les paliers, les synchroniseurs ou encore les joints. Les pertes qu'ils génèrent peuvent être dépendantes de la charge, comme par exemple la puissance perdue au niveau des dentures pour transmettre le couple moteur, mais également indépendantes de la charge, elles correspondent alors à l'énergie nécessaire pour mettre le lubrifiant en mouvement et au cisaillement de ce dernier par des éléments tournant à des vitesses différentielles.

Quel que soit leur type, ces pertes vont être fortement liées à la qualité de la lubrification mise en œuvre dans la boîte de vitesses. Une attention particulière doit donc être portée sur les propriétés du lubrifiant et l'alimentation en huile des contacts. L'huile d'une boîte de vitesses automobile joue donc un rôle capital dans le bon fonctionnement de cet organe mécanique. En effet, l'huile doit assurer à la fois la lubrification des contacts entre les pièces en mouvement et l'évacuation des calories qui sont produites lors du fonctionnement de la boîte de vitesses. Or avec le développement des projets d'huiles transmissions dites à « économie d'énergie » l'identification et la compréhension à la fois de la nature et de l'importance des pertes d'énergie liées au lubrifiant devient primordiale. Toutes les propriétés physiques ayant une influence sur ces dernières doivent d'autre part être mise en évidence.

Le premier chapitre de ce manuscrit s'intéresse tout d'abord aux pertes de puissance rencontrées classiquement dans une boîte de vitesses manuelle et aux modèles disponibles dans la littérature pour les quantifier. Dans ce contexte, une attention particulière est portée sur l'influence des propriétés du lubrifiant et comment ces dernières sont considérées dans les modèles. Une analyse est ensuite menée sur les différents modèles de la littérature permettant d'évaluer les pertes par barbotage d'un pignon. Enfin, la dernière partie de ce chapitre fait état de la mise au point de la lubrification par barbotage dans une boîte de vitesse automobile.

Le second chapitre s'attache à analyser les propriétés qui peuvent avoir une influence sur les pertes par barbotage. Suite à l'étude bibliographique conduite au précédent chapitre, le choix a été fait de retenir un modèle de la littérature et de s'en servir comme élément de comparaison vis-à-vis d'essais réalisés sur un banc spécifique. Dans le but d'obtenir un modèle utilisable sur des conditions de fonctionnement les plus étendues possible, le domaine d'application de ce dernier est élargi. Des mesures sur banc sont effectuées sur des pignons à dentures hélicoïdales ainsi que pour des vitesses de rotation ou des températures élevées. Au cours de cette campagne de mesure, la présence d'air sous forme de bulles dans le lubrifiant a été identifiée. L'aération du lubrifiant en condition de barbotage est donc étudiée. Cette étude comprend deux parties : une première partie traite des

mesures réalisées grâce à un dispositif expérimental adapté et une seconde partie propose une approche théorique de ce phénomène.

L'étude des pertes par barbotage conduit logiquement à s'intéresser à ce mode de lubrification des boîtes de vitesses. La lubrification par barbotage est en effet la méthode la plus courante, et la plus économique, pour assurer la circulation du lubrifiant dans les boîtes de vitesses. Deux types d'approches existent pour la mise au point de la lubrification d'une boîte de vitesses. La première consiste à étudier le rôle du lubrifiant dans les contacts. L'échelle d'observation est alors relative à l'épaisseur du film d'huile présent entre les surfaces métalliques. Mais la lubrification d'une boîte de vitesses ne saurait se résumer à cette seule échelle microscopique. En effet, lorsqu'une boîte est lubrifiée par la méthode du barbotage, un volume d'huile est présent dans le carter et seul le mouvement des pièces en rotation permet de distribuer le lubrifiant aux éléments de la boîte. Ce principe de projection d'huile est donc indispensable pour assurer une alimentation suffisante des contacts. L'échelle d'observation est donc cette fois macroscopique. Finalement le phénomène de lubrification est un problème multi-échelles. Actuellement, la mise au point de cette méthode de lubrification souffre d'un manque d'informations portant principalement sur les débits mis en jeu lors du phénomène de projection. Le chapitre trois propose donc une étude des débits d'huile projetés lors de la rotation d'un pignon partiellement immergé dans un bain d'huile. Cette étude est conduite via la mise au point d'un banc d'essais permettant de mesurer le débit de fluide qui est projeté hors du bain d'huile.

Le chapitre quatre propose d'étudier l'influence des propriétés physiques du lubrifiant sur le rendement global d'une boîte de vitesses. Cette étude est réalisée à partir d'un code de calculs basé sur le couplage des pertes mécaniques et des échanges thermiques au sein d'une transmission à engrenages. Pour cela une boîte de vitesses à six rapports de marche avant de type DCT (*Dual Clutch Transmission*) est prise comme référence afin de réaliser cette étude de sensibilité. L'influence de l'aération du lubrifiant sur les pertes par barbotage est également pointée. Enfin une étude portant sur la recherche d'un niveau d'huile optimal dans une boîte de vitesses est proposée. Cette analyse présente l'intérêt d'être menée en considérant non seulement les aspects de pertes de puissance et de transferts thermiques mais également l'aspect lubrification au travers de l'étude des débits de projection.



# Chapitre I

## Bibliographie



## I.1 Introduction

Depuis de nombreuses années, des recherches sont menées afin d'estimer le rendement des engrenages [1] [2] . En effet, étant donnés les vitesses de rotations ou les couples transmis qui peuvent être importants, les engrenages génèrent des pertes sous forme de chaleur qu'il faudra alors évacuer. Toutefois, un engrenage prend souvent place dans un système mécanique plus complet comme cela est le cas pour un réducteur. Cet élément de transmission est composé de pignons, de roulements, d'arbres, de joints d'étanchéité, le tout étant lubrifié par une huile ou une graisse suivant les applications. Classiquement, les pertes dans un réducteur sont décomposées en deux familles suivant leur origine [3] [4] : les pertes dépendantes de la charge transmise par le réducteur et les pertes indépendantes de la charge. Mais, quelle que soit la famille des pertes considérée, celle-ci dépend nécessairement du lubrifiant utilisé. Ce dernier assure en effet la lubrification des contacts, que ce soit au niveau des dentures d'engrenages ou du contact billes-bagues dans les roulements par exemple. Le lubrifiant joue également le rôle de fluide caloporteur dont le but est d'évacuer la chaleur générée par les pertes. Ainsi, les propriétés de l'huile doivent lui permettre d'assurer ces deux fonctions simultanément.

Ce chapitre propose d'une part d'analyser les différentes sources de pertes dans une boîte de vitesses manuelle automobile, et d'autre part d'étudier la manière dont les modèles de la littérature considèrent les propriétés du lubrifiant sur ces sources de dissipation.

## I.2 Les pertes et la lubrification dans une boîte de vitesses automobile

Une vue en écorché d'une boîte de vitesses manuelle à cinq rapports de marche avant et un rapport de marche arrière est illustrée sur la Figure I-1. Une boîte se compose principalement d'un carter renfermant un ensemble d'engrenages ainsi que l'huile de lubrification. Les pignons sont supportés par deux arbres :

- L'arbre primaire qui est relié au moteur par l'intermédiaire de l'embrayage,
- L'arbre secondaire qui transmet la puissance au différentiel.

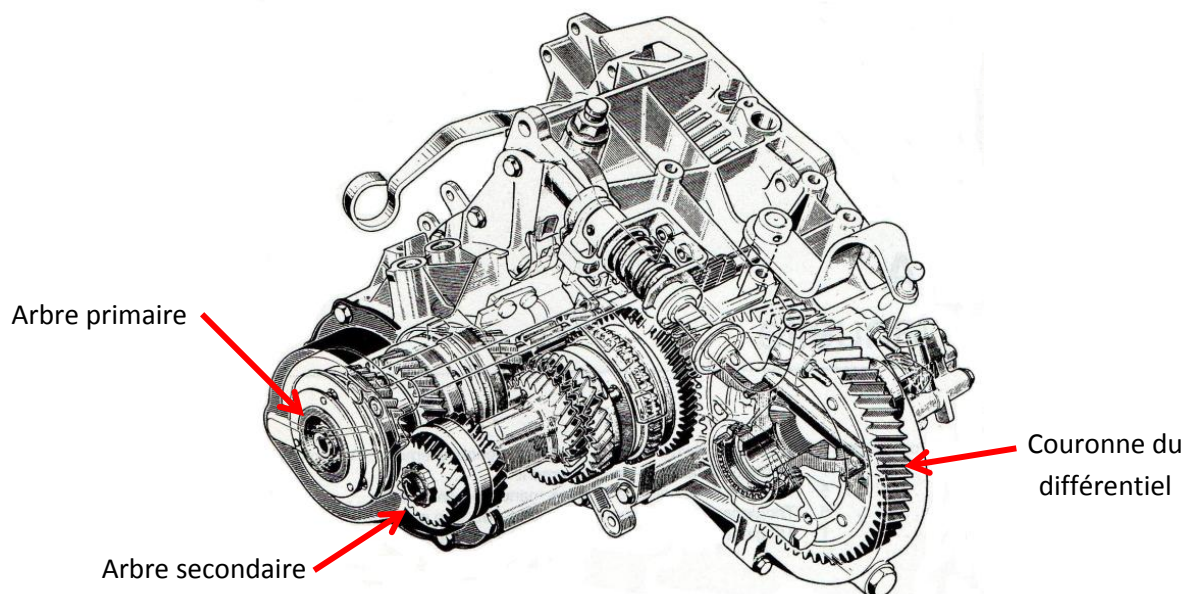


Figure I-1 Vue en écorché d'une boîte de vitesses PSA

Les pignons peuvent être solidaires de l'arbre qui les supporte ou libre de rotation, ils sont alors désignés comme « pignons fous ». Ces derniers sont rendus solidaires de l'arbre au moyen d'un système de crabots lorsque le rapport correspondant est sélectionné. Des synchroniseurs sont associés aux crabots afin d'adapter les vitesses de rotation de l'arbre et du pignon en vue de leur accouplement. L'ensemble de ces éléments mécaniques sont lubrifiés par l'huile de la boîte de vitesses.

La lubrification par barbotage est la méthode la plus courante, et la plus économique, pour assurer la circulation du lubrifiant dans une boîte de vitesses manuelle. Le principe de la lubrification par barbotage est relativement simple puisqu'il s'agit de profiter de la rotation des éléments mécaniques de la boîte, et notamment des pignons, afin de mettre en mouvement le lubrifiant. Ainsi l'huile est projetée sur toutes les parties du système par les dents des pignons qui plongent dans le bain. Etant donné le confinement dans une boîte de vitesses, les projections ne sont pas en mesure d'atteindre l'ensemble des contacts qui doivent être lubrifiés. Pour pallier ce problème, l'architecture interne du carter est souvent conçue de manière à pouvoir orienter les projections d'huiles. Toutefois la lubrification de la liaison entre l'arbre et les pignons fous doit être réalisée par l'intermédiaire d'un arbre creux dans lequel l'huile circule afin d'alimenter les contacts [5]. Un système de rigoles est donc mis en place dans le carter afin de recueillir l'huile et l'acheminer en bout des arbres pour leur alimentation. Ce principe de rigole faisant face aux pignons est illustré à la Figure I-2.

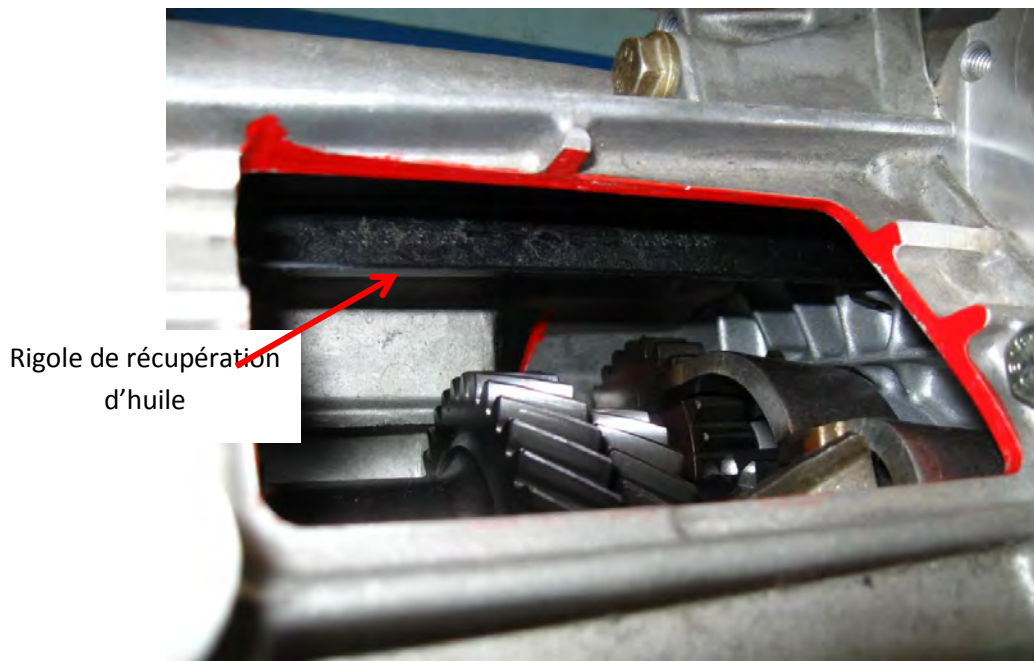


Figure I-2 Vue d'une rigole de récupération d'huile dans une boîte de vitesses manuelles PSA

Une boîte de vitesses présente donc un grand nombre d'éléments mécaniques aux fonctions variées comme la transmission de couple, le guidage en rotation des arbres, ou encore l'égalisation des vitesses de rotation. Cet ensemble de fonctions ne saurait être assuré sans la présence de l'huile. Celle-ci a en effet pour rôle d'une part de lubrifier les contacts, au niveau des engrenages [6], des roulements, et des synchroniseurs [7], mais également d'évacuer les calories produites par frottement ou cisaillement au niveau de ces contacts [8]. Les huiles de boîtes de vitesses sont donc développées spécifiquement afin de répondre aux exigences de fonctionnement de cette transmission.

### I.3 Les lubrifiants de boîtes de vitesses

Un lubrifiant pour boîte de vitesses est composé d'une huile de base, le plus souvent minérale, c'est-à-dire un sous-produit ou « coupes » issu de la distillation du pétrole brut [9]. Différentes opérations de raffinage sont donc effectuées sur ces coupes afin d'obtenir l'huile minérale souhaitée. Celle-ci est dès lors composée d'un très grand nombre d'hydrocarbures de structures et de masses molaires différentes.

Une seconde catégorie d'huile appelée huile de base synthétique existe également. Ces huiles sont obtenues par des synthèses chimiques comme la polymérisation ou encore l'estérification pour ne citer que ces deux procédés [9]. La diversité des huiles de synthèse est très importante (Esters, Polyglycols, etc.), parmi celles-ci l'huile PAO sera retenue (Polyalphaoléfines hydrogénées) comme une huile qui est utilisée pour les mêmes applications que les huiles minérales, notamment dans le domaine automobile. Bien que leur utilisation soit de plus en plus répandue, ces huiles de synthèse restent plus coûteuses que les bases minérales. Il existe enfin une dernière catégorie d'huiles appelées semi-synthétiques.

Les lubrifiants doivent satisfaire à des propriétés supplémentaires à celles observées dans le cas d'une huile de base. Différents additifs sont alors ajoutés à ces dernières afin d'améliorer ses propriétés intrinsèques ou de lui conférer des propriétés supplémentaires [10] [11]. Dans les lubrifiants pour boîte de vitesses, il y a par exemple des additifs agissant physiquement aux interfaces liquides-solides tels que des additifs détergents, antirouille ou encore anticorrosifs. D'autres additifs agiront chimiquement sur les surfaces métalliques comme les additifs antiusures ou extrême pression qui auront un rôle important au niveau de l'engrènement des dentures. Enfin, les huiles de boîte de vitesses étant soumises à un fort brassage, il y a aussi des additifs antimousses [12].

Les lubrifiants pour boîte de vitesses sont donc très complexes d'un point de vue chimique. L'huile devant assurer d'une part la lubrification des contacts et d'autre part l'évacuation des calories, un certain nombre de paramètres permettent de caractériser ces deux fonctions du lubrifiant. Ainsi les propriétés relatives à la fonction de lubrification [13] sont pour les plus classiques :

- la masse volumique notée  $\rho$ , dont les valeurs sont généralement comprises entre 800 et 1000 kg/m<sup>3</sup> suivant le type de lubrifiant,
- la viscosité cinématique notée  $\nu$ , exprimée en mm<sup>2</sup>/s ou centistokes (cSt),
- le coefficient de piezo-viscosité qui caractérise l'évolution de la viscosité en fonction de la pression.

Concernant les propriétés de transfert thermique du lubrifiant, en plus des propriétés citées ci-dessus, les deux propriétés suivantes peuvent être mentionnées :

- la conductivité thermique exprimée en W/m.K,
- la capacité thermique massique exprimée en J/kg.K.

Ces propriétés du lubrifiant évoluent en fonction de la température. La conductivité thermique, notée  $k$ , d'une huile minérale peut être évaluée en fonction de la température  $T$  à partir de l'équation suivante [13]:

$$k = \frac{-0,03}{400} \cdot (T - 273) + 0,14 \quad (I-1)$$

De même, les valeurs de la capacité thermique massique, notée  $C_p$ , d'une huile minérale sont évaluées par la formulation suivante :

$$C_p = 3,5(T - 273) + 1800 \quad (I-2)$$

Toutefois, les propriétés ci-dessus n'évoluent que faiblement avec la température et des valeurs approchées pourront être prises pour effectuer des calculs aux températures usuelles des huiles de boîte de vitesses comprises entre 20 °C et 100 °C. Les valeurs moyennes de 0,13 W/m.K pour la conductivité thermique et de 2000 J/kg.K pour la capacité thermique massique seront donc prises.

Les propriétés de viscosité et de masse volumique évoluent plus fortement avec la température. Il est alors nécessaire de pouvoir exprimer l'évolution de ces propriétés en fonction de la température.

La masse volumique d'un lubrifiant est souvent donnée à la température de 15 °C et est notée  $\rho_{15}$ . Ainsi, la valeur de la masse volumique estimée à une température  $T$  est donnée par la relation suivante :

$$\rho_T = \rho_{15} - 0,00065(T - 288) \quad (I-3)$$

où la valeur numérique égale à 0,00065 représente le coefficient de dilatation moyen d'une huile.

De même, la viscosité cinématique du lubrifiant est mesurée généralement aux températures de 40 et 100°C et sera notée respectivement  $\nu_{40^\circ C}$  et  $\nu_{100^\circ C}$ . La valeur de la viscosité, pour une huile ayant un comportement newtonien, peut être calculée à une température  $T$  de la façon suivante :

$$\log(\log(\nu + 0,6)) = A \log T + B \quad (I-4)$$

où A et B sont des constantes évaluées à l'aide des viscosités mesurées à 40 °C et 100 °C.

L'huile d'une boîte de vitesses joue donc un rôle central dans le fonctionnement de cet organe en assurant la lubrification des contacts et l'évacuation des calories générées par les sources de pertes. Il est alors intéressant de pouvoir recenser les pertes générées dans une boîte de vitesses et d'identifier suivant les conditions de fonctionnement les sources de pertes prépondérantes.

#### I.4 Principales sources de pertes dans une boîte de vitesses

Comme mentionné dans l'introduction, le fonctionnement d'une boîte de vitesses va être à l'origine de plusieurs pertes que l'on peut classer suivant deux catégories :

Les pertes dépendantes de la charge parmi lesquelles on peut recenser :

- les pertes par frottement aux dentures,
- les pertes par frottement dans les roulements ;

les pertes indépendantes de la charge :

- les pertes par cisaillement du lubrifiant au niveau des pignons fous et des synchroniseurs,
- les pertes par barbotage,
- les pertes hydrodynamiques dans les roulements,
- les pertes dans les joints.

Afin d'étudier les pertes dans une boîte de vitesses, la mise au point d'un modèle global est intéressant. En effet, ce type de modélisation permet d'obtenir, en fonction des conditions opératoires (i.e. vitesse en entrée, charge, température), la répartition des pertes suivant leurs sources.

Toutefois, il existe dans la littérature différentes approches de la modélisation des pertes d'une boîte de vitesses. Ainsi, Iritani *et al.* [14] propose une méthode permettant d'évaluer la température du lubrifiant d'une boîte de vitesses en considérant les échanges de chaleur au sein du mécanisme. Pour ce faire des modèles de pertes empiriques permettent d'évaluer la quantité de chaleur produite par les frottements. La méthode proposée est développée sur une boîte de vitesses manuelle à cinq rapports et de nombreux recalages des modèles sont effectués au moyen de mesures expérimentales.

Roulet [15] propose quant à lui une analyse des pertes de puissance et des échanges de chaleur entre les différents composants mécaniques d'une boîte de vitesses. Deux modules de calculs ont donc été développés dans le cadre de cette étude. Ces deux modules ne sont pas couplés entre eux car l'évaluation des pertes sert à calculer les températures au sein de la boîte sans reboucler.

Enfin, Changenet [16] a développé un modèle couplant les pertes et les échanges thermiques basé sur la méthode des réseaux thermiques. La boîte de vitesses est ainsi décomposée de façon macroscopique en éléments considérés isothermes (arbres, pignons, bagues des roulements, etc.). Les échanges de chaleur entre ces éléments sont caractérisés au moyen de résistance thermique (convection, conduction, rayonnement). Ce type d'approche permet de prendre en compte plus finement la relation entre les pertes générées dans la boîte et les échauffements du lubrifiant et des pièces qui en résultent.

Les modèles développés par Iritani, Roulet et Changenet permettent d'obtenir la répartition des pertes en fonction des conditions de fonctionnement de la boîte. Les résultats qui sont présentés ci-après mettent en avant les sources de pertes qui sont prépondérantes, qu'elles dépendent ou non de la charge.

Les conditions de fonctionnement étudiées par Iritani [14] sont les suivantes : rapport de 5<sup>ème</sup> engagé, vitesse en entrée de boîte de 4000 tr/mn et un couple de 20 Nm. Ses résultats montrent que, dans ces conditions, les pertes se répartissent équitablement parmi les sources suivantes : l'engrènement, le barbotage et le frottement/cisaillement au niveau des roulements, pignons fous, synchroniseurs et autres joints. Cette répartition des pertes montre que parmi les pertes indépendantes de la charge le barbotage a une grande influence et peut représenter un tiers des pertes totales (Figure I-3).

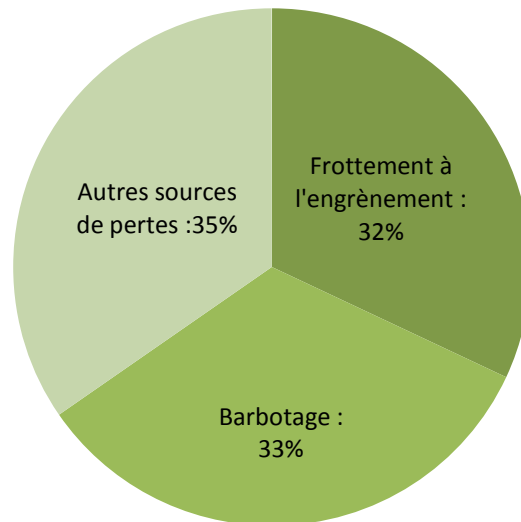


Figure I-3 Pertes mesurées par Iritani [14] (rapport de 5ème engagé, N=4000 tr/mn, couple de 20 Nm)

Changenet [16] réalise quant à lui une estimation de la répartition des pertes sur une boîte de vitesses à 6 rapports pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé, un couple de 150 Nm, une vitesse en entrée de boîte de 3000 tr/mn, et une température du bain d'huile de 80 °C. Les pertes par frottement aux dentures et le barbotage représentent dans ce cas les deux sources de pertes majoritaires pour ces conditions de fonctionnement (Figure I-4). En effet, le couple transmis dans la boîte étant important, les pertes à l'engrènement représente la source de perte la plus importante. D'autre part, la température du lubrifiant étant également élevée, la viscosité du lubrifiant est faible et les pertes hydrodynamiques sont faibles. En outre la vitesse de rotation de l'arbre primaire égale à 3000 tr/mn engendre des vitesses de rotations de l'arbre secondaire proche de 5600 tr/mn lorsque le rapport de 6<sup>ème</sup> est engagé. Dans ces conditions, les pertes par barbotage sont la source de perte majoritaire parmi celles ne dépendant pas de la charge.

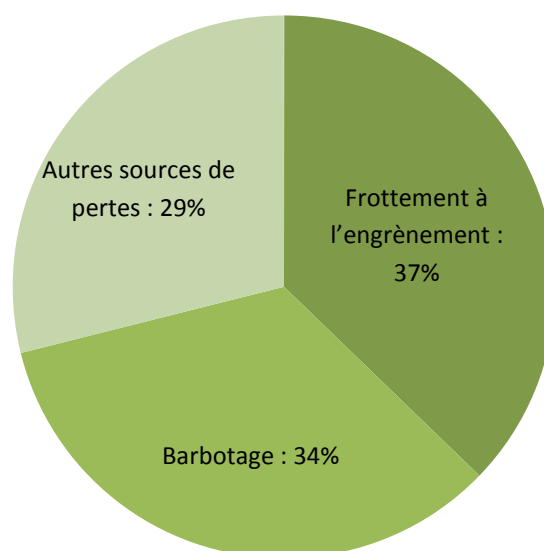
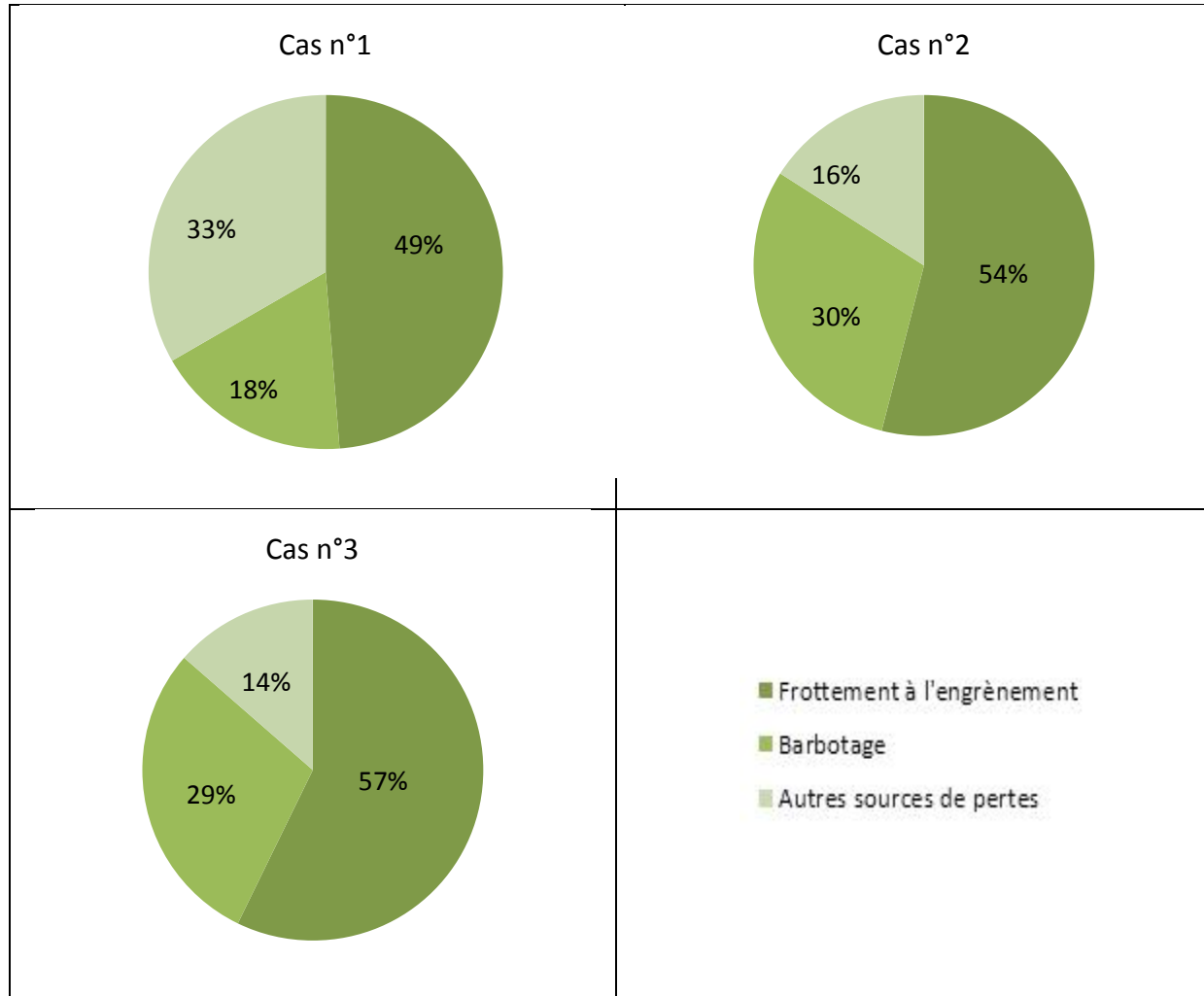


Figure I-4 Répartition des pertes calculées (rapport de 6ème engagé, N=3000 tr/mn, couple de 150 Nm) d'après Changenet [16]

Le Tableau I-1 présente les résultats de répartition des pertes obtenus par Roulet [15] pour différentes conditions de fonctionnement décrites ci-dessous :

- Cas n°1: rapport de 3<sup>ème</sup>, vitesse véhicule de 50 km/h, 20°C
- Cas n°2 : rapport de 5<sup>ème</sup>, vitesse véhicule de 90 km/h, 80°C
- Cas n°3 : rapport de 5<sup>ème</sup>, vitesse véhicule de 120 km/h, 80°C

Tableau I-1 Répartition des pertes obtenues par Roulet [15]



Ces résultats montrent que pour ces conditions, l'engrènement représente environ la moitié des pertes générées dans la boîte. Toutefois, à l'image des résultats obtenus par Changenet (Cf. Figure I-4) ou Iritani (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**), le barbotage représente ici aussi une part importante des pertes dans les boîtes étudiées dès lors que la vitesse de rotation ou la température est importante. Il convient tout de même de signaler que pour des températures du lubrifiant très faibles (inférieure à 20 °C), les pertes par cisaillement et la traînée hydrodynamique des roulements deviennent prépondérantes devant le barbotage.

Après avoir présenté succinctement la composition d'un lubrifiant pour boîte de vitesses et les principales propriétés qui caractérisent les fonctions de transfert thermique et de lubrification d'une huile, il est intéressant de voir les modèles utilisés pour caractériser chaque source de perte et de comprendre la prise en compte des propriétés du lubrifiant dans ces modèles.

## I.5 Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes dépendantes de la charge

Dans toutes les études sur les pertes dans les boîtes de vitesses, un consensus apparaît concernant la formulation employée pour évaluer les pertes à l'engrènement. Ainsi, que ce soit dans les modèles développés par Iritani, Roulet ou encore Changenet, les pertes à l'engrènement sont estimées à partir de la formulation suivante :

$$P_{engr} = H_v P_{in} C_f \quad (I-5)$$

où  $H_v$  représente un coefficient dépendant de la géométrie de la denture,  $P_{in}$  la puissance transmise par l'engrenage, et  $C_f$  le coefficient de frottement.

Cette formulation est par ailleurs classiquement utilisée pour calculer les pertes de puissance dans les engrenages [17] [3]. Néanmoins des différences existent au niveau de la formulation du coefficient de frottement dans lequel interviennent généralement la viscosité et la masse volumique [18] [19] [20] [21]. A titre d'exemple, la formulation de Benedict-Kelley [22] peut être citée, où le coefficient de frottement est exprimé de la sorte :

$$C_f = 0,0127 \log_{10} \left[ \frac{3,17 \times 10^8 F}{\mu V_s U^2} \right] \quad (I-6)$$

où  $F$  représente la charge unitaire,  $\mu$  la viscosité,  $V_s$  la vitesse de glissement et  $U$  la vitesse de roulement dans le contact. On note ici que la seule propriété du lubrifiant qui affecte le coefficient de frottement est la viscosité dynamique. Toutefois, des travaux plus récents réalisés par Diab [23] montrent que l'additivation du lubrifiant peut avoir une influence sur le coefficient de frottement. Il propose ainsi une formulation du coefficient de frottement prenant en compte un taux de cisaillement dit « sec » :

$$C_f = \frac{1}{Pre_{moy}} \left[ \frac{A_{cr}}{A_{ca}} \tau_{sec} + \left( 1 - \frac{A_{cr}}{A_{ca}} \right) \tau_{fluide} \right] \quad (I-7)$$

où  $Pre_{moy}$  est la pression de contact moyenne,  $A_{cr}$  l'aire de contact réelle,  $A_{ca}$  l'aire de contact apparente,  $\tau_{fluide}$  le taux de cisaillement fluide [24] et  $\tau_{sec}$  le taux de cisaillement sec. Ce dernier représente le frottement entre aspérités, et est lui-même dépendant d'un coefficient de frottement  $f_{sec}$  déterminé expérimentalement. Le coefficient  $f_{sec}$  dépend des couches d'additifs qui se déposent sur les surfaces métalliques. Cette approche montre donc qu'en plus des propriétés de viscosité et masse volumique du lubrifiant, l'additivation de ce dernier joue un rôle dans les pertes par engrènement.

Concernant maintenant les pertes par frottement dépendant de la charge dans les roulements, les auteurs travaillant sur les pertes dans les boîtes de vitesses reprennent la formulation développée par Harris [25] pour évaluer le couple de frottement :

$$C_1 = f_1 F_{eq}^a D_{moy}^b \quad (I-8)$$



où  $f_1$ ,  $a$  et  $b$  sont des constantes dépendant du type de roulement,  $F_{eq}$  l'effort équivalent appliqué sur le roulement et  $D_{moy}$  le diamètre moyen du roulement. Dans ce cas le couple de frottement ne dépend pas des propriétés du lubrifiant utilisé. Toutefois la société SKF a développé plus récemment un modèle de pertes [26] prenant en compte les propriétés du lubrifiant. Le couple de perte dépendant de la charge est ainsi décomposé en un moment de frottement de roulement (prenant en compte la viscosité du lubrifiant) et un moment de frottement de glissement. Ce dernier est évalué à l'aide d'un coefficient de frottement qui dépend de la nature de l'huile : minérale, synthétique ou lubrifiant pour transmission. Le couple de frottement de glissement s'écrit dans ce cas :

$$C_{sl} = G_{sl}\mu_{sl} \quad (I-9)$$

où  $G_{sl}$  est une variable dépendant du type de roulement et de la charge, et  $\mu_{sl}$  le coefficient de frottement de glissement valant 0,05 pour une huile minérale, 0,04 pour une huile synthétique et 0,1 pour une huile de transmission.

## I.6 Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes indépendantes de la charge

Les pertes indépendantes de la charge dans une boîte de vitesses sont principalement dues à deux effets : le cisaillement du lubrifiant (paliers, synchroniseurs, joints) et sa mise en mouvement (roulements, barbotage).

Les joints d'étanchéité jouent un rôle important dans une boîte de vitesses puisqu'ils assurent que le lubrifiant ne puisse s'échapper du carter mais également qu'aucun corps étranger ne vienne polluer le lubrifiant et endommager le mécanisme. Les pertes aux joints sont généralement données par les fabricants ou évaluées expérimentalement [14]. Les joints ne représentant pas une source de pertes importantes dans une boîte de vitesses, peu d'effort sont portés pour décrire plus finement ces pertes.

Dans une boîte de vitesses les pignons fous sont libres de rotation sur l'axe qui les supporte dès lors que le rapport de boîte correspondant n'est pas enclenché. Un film de lubrifiant peut donc s'établir entre l'arbre et le pignon. Un couple de frottement est alors généré par le cisaillement de ce film d'huile. Les travaux portant sur les pertes dans les boîtes de vitesses s'accordent sur l'utilisation d'une formulation liée à un écoulement de Couette [15] [16] :

$$C_a = \frac{4\pi^2 \rho \nu L R^3 (\Delta N)}{60j} \quad (I-10)$$

où  $\rho$  est la masse volumique,  $\nu$  la viscosité cinématique,  $L$  la longueur du palier,  $R$  le rayon de l'arbre,  $\Delta N$  la vitesse relative entre le pignon et l'arbre et  $j$  le jeu radial.

Des propriétés très classiques du lubrifiant sont donc utilisées pour évaluer les pertes dans un palier lisse. Il en est de même dans les roulements pour évaluer les pertes indépendantes de la charge. Le moment de frottement indépendant de la charge  $C_0$  s'évalue au moyen de la viscosité cinématique à la température de fonctionnement du roulement [27] par la formulation suivante :

$$C_0 = 10^3 f_0 (\nu N)^{2/3} d_m^3 \quad \text{si } \nu N > 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.mn} \quad (\text{I-11})$$

$$C_0 = 16 f_0 d_m^3 \quad \text{si } \nu N < 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.mn} \quad (\text{I-12})$$

où  $d_m$  est le diamètre moyen du roulement et  $f_0$  un coefficient qui dépend du type de lubrification du roulement (mélange air/huile, bain d'huile ou jet d'huile). Dans le modèle de pertes développé plus récemment par la société SKF [26], le couple de pertes indépendant de la charge prend en compte le type de lubrification du roulement et dans le cas du bain d'huile, une prise en compte de l'immersion du roulement est réalisée.

Pour chacune des sources de pertes détaillées ci-dessus, la littérature fait ressortir un certain consensus quant au choix des modèles utilisés. Pour certaines de ces pertes (engrènement, roulement), des études récentes tendent à montrer que des propriétés autres que la viscosité ou la masse volumique peuvent avoir une influence sur les pertes et peuvent être prises en compte par calculs.

Il faut par contre noter que le consensus n'existe plus quand il s'agit d'évaluer les pertes par barbotage dans une boîte de vitesses. Ainsi Iritani [14] utilise une loi empirique obtenue au moyen d'essais réalisés sur la boîte de vitesses étudiée. Cette formulation tient compte des vitesses de rotation en entrée et sortie de boîte, la viscosité cinématique et le niveau d'huile. Roulet [15] reprend quant à lui des résultats de la littérature pour évaluer les pertes par barbotage. Enfin l'approche considérée par Changenet a consisté à développer un modèle original, le plus générique possible, pour quantifier les pertes par barbotage [28] [29].

À la différence d'autres sources de pertes, les approches pour quantifier les pertes par barbotage dans les boîtes de vitesses sont donc diverses. Il apparaît alors nécessaire d'effectuer une revue des différents modèles proposés dans la littérature scientifique.

## I.7 Pertes par barbotage

Plusieurs études se sont intéressées aux pertes par traînée d'un mobile en rotation dans un bain d'huile. Historiquement, les travaux de Daily et Nece [30], de Mann et Marston [31] et enfin de Soo et Princeton [32], portant sur les pertes générées par un disque totalement immergé dans un bain d'huile peuvent être cités. Loin de traduire le phénomène de perte pour un pignon partiellement immergé, ces travaux posent les bases des études qui suivront. En effet, Daily et Nece proposent un modèle de perte basé sur un couple adimensionnel de traînée. De plus quatre régimes sont mis en évidence en fonction du nombre de Reynolds, le tout corrélé à des résultats expérimentaux.

Concernant les modèles de perte par barbotage, deux catégories sont à distinguer : les modèles basés sur des mesures expérimentales et les modèles purement analytiques. Concernant la première catégorie, les modèles sont souvent établis à partir de l'analyse dimensionnelle du problème à partir de résultats obtenus sur des bancs d'essais de mesure de pertes. Ainsi la diversité des modèles proposés dans la littérature [33] [34] [28] résultent souvent de la diversité des conditions d'essais (types de pignons et fluide, vitesse de rotation, etc.) [35]. L'approche analytique du problème de

barbotage, quant à elle, menée par Seetharaman et Kahraman [36] [37] est à souligner. Dans ce contexte, les paragraphes suivants présentent les différents modèles de pertes par barbotage disponibles dans la littérature.

### I.7.1 Modèle de Terekhov

Terekhov [38] a réalisé des essais portant à la fois sur un pignon seul lubrifié par barbotage pour différentes hauteurs  $h$  d'immersion dans le bain d'huile, mais également pour un couple de pignons. Ces essais mettent ainsi en évidence le sens de rotation sur les pertes dans le cas du couple roue/pignon. Les huiles testées sont par ailleurs très visqueuses (de 200 à 2000 cSt) et les vitesses de rotation ne dépassent pas quelques centaines de tours par minute.

Une analyse dimensionnelle permet d'exprimer le couple de barbotage  $C_{barb}$  au moyen d'un couple adimensionnel  $C_m$  :

$$C_{barb} = \rho \omega^2 b R_p^4 C_m \quad (I-13)$$

où  $\rho$  représente la masse volumique de l'huile,  $\omega$  la vitesse de rotation du pignon,  $b$  la largeur du pignon et  $R_p$  le rayon primitif.

Plusieurs régimes d'écoulement sont mis en évidence et les domaines d'utilisation des différents modèles dépendent des valeurs des nombres de Reynolds et de Froude :

- Régime laminaire,  $10 < Re < 2250$  :

$$\text{Si } Fr^{-0,25} Re^{-0,6} > 8,7 \cdot 10^{-3} : \quad C_m = 4,57 Re^{-0,6} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,4} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,5} \quad (I-14)$$

$$\text{Sinon} \quad C_m = 2,63 Re^{-0,6} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,17} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,73} \quad (I-15)$$

- Régime turbulent  $2250 < Re < 36000$

$$C_m = 0,373 Re^{-0,3} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,124} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,576} \quad (I-16)$$

où  $V_p/V_0$  représente le rapport entre le volume immergé du pignon et le volume d'huile du bain.

La formulation du couple adimensionnel établie par Terekhov montre ainsi que les pertes vont diminuer avec la viscosité quel que soit le régime d'écoulement.

### I.7.2 Modèle de Boness

A la différence des essais menés par Terekhov, Boness [34] a réalisé principalement des mesures de pertes au moyen de disques et a étudié uniquement 2 pignons de module égale à 2 mm. Le couple adimensionnel est ici exprimé à partir de la surface immergé du pignon :

$$C_{barb} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 S_m R_p^3 C_m \quad (I-17)$$

De la même façon que le modèle établi par Terekhov, les résultats des essais effectués par Boness font apparaître plusieurs régimes de fonctionnement. Cependant le couple adimensionnel  $C_m$  ne dépend que du nombre de Reynolds :

- Régime laminaire,  $Re < 2000$  :  $C_m = \frac{20}{Re} \quad (I-18)$

- Régime transitoire,  $2000 < Re < 100\,000$  :  $C_m = 8,6 \cdot 10^{-4} Re^{1/3}$  (I-19)

- Régime turbulent :  $C_m = \frac{5 \cdot 10^8}{Re^2}$  (I-20)

À la différence du modèle de Terekhov, la formulation du couple adimensionnel de traînée présente ici trois régimes. En régime laminaire ou turbulent, les pertes calculées vont diminuer avec l'augmentation de température. La particularité du régime transitoire réside en une augmentation des pertes avec une diminution de la viscosité.

### I.7.3 Modèle de Lauster

Le modèle développé par Lauster [39] est similaire à celui de Terekhov et s'écrit :

$$C_{barb} = \rho \omega^2 b R_p^4 C_m \quad (I-21)$$

Toutefois, les essais menés par Lauster portant spécifiquement sur une boîte de vitesses de camion, l'analyse dimensionnelle ne fait ressortir qu'un unique régime :

$$C_m = 2,95 Re^{-0,15} Fr^{-0,7} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,4} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,5} \quad (I-22)$$

### I.7.4 Modèle de Changenet

Les travaux réalisés par Changenet et Velez [16] sur un banc d'essais élaboré spécifiquement pour l'étude des pertes par barbotage ont conduit à des formules empiriques basées sur une analyse dimensionnelle et exprimant le couple de traînée à partir de la forme suivante :

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho_{huile} \omega^2 R_p^3 S_m C_m \quad (I-23)$$

où  $\rho_{huile}$  est la masse volumique du lubrifiant,  $\omega$  la vitesse de rotation,  $R_p$  le rayon primitif du pignon et  $S_m$  la surface immergée dans le bain d'huile du pignon.

Les essais réalisés ont mis en évidence la nécessité de caractériser différents régimes de fonctionnement. Afin de définir les bornes d'application de ces régimes, deux grandeurs sont introduites pour considérer à la fois les effets visqueux via le nombre de Reynolds et aussi les effets centrifuges à travers le paramètre  $\gamma$ . Ce paramètre, analogue à une accélération, est exprimé de la façon suivante :

$$\gamma = \omega^2 (R_p b m)^{1/2} \quad (I-24)$$

où  $\omega$  représente la vitesse de rotation du pignon,  $R_p$  le rayon primitif,  $b$  la largeur du pignon et  $m$  le module du pignon.

Ainsi, le couple adimensionnel de traînée  $C_m$  peut être formulé de la façon suivante [28] [29] :

- Si  $\gamma = \Omega^2(R_p b m)^{1/2} < 750 \text{ m/s}^2$  et  $\frac{\Omega R_p b}{\nu} = Rec < 4000$

$$C_m = 1,366 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (1-25)$$

- Si  $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$  et  $Rec > 4000$

$$C_m = 0,239 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (1-26)$$

- Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Rec < 4000$

$$C_m = 20,8 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (1-27)$$

- Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Rec > 4000$

$$C_m = 3,644 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (1-28)$$

où  $b$  représente la largeur du pignon,  $\nu$  la viscosité cinématique du lubrifiant,  $h$  l'immersion du pignon dans le bain d'huile,  $D_p$  le diamètre primitif du pignon,  $V_0$  le volume d'huile,  $Fr$  le nombre de Froude et  $Rec$  le nombre de Reynolds.

Ces formulations du couple adimensionnel de traînée indiquées ci-dessus mettent en évidence l'absence de la viscosité dans l'estimation des pertes lorsque le nombre de Reynolds devient supérieur à 4000, c'est à dire pour des vitesses de rotation importantes ou des températures élevées.

### 1.7.5 Modèle de Höhn

Höhn *et al.* ont également développé un modèle empirique de pertes par barbotage sur la base d'essais réalisés sur un banc FZG [3]. Ainsi, pour un couple pignon/roue, le couple de pertes par barbotage est formulé par :

$$C_{barb} = C_{sp} C_1 e^{C_2(U_t/10)} \quad (1-29)$$

avec les constantes  $C_i$  suivantes :

$$C_1 = 0,063 \left(\frac{d_1 + d_2}{10}\right) + 0,0128 \left(\frac{b}{10}\right)^3 \quad (1-30)$$

$$C_2 = \frac{d_1 + d_2}{800} + 0,2 \quad (1-31)$$

$$C_{Sp} = \left( \frac{2R_{a2}}{l_H} \right) \left( \frac{4d_2}{3R_{a2}} \right)^{1,5} \quad (I-32)$$

où  $l_H = [2(LH)]/(L + H)$ ,  $R_{a2}$  représente le rayon de tête de la roue,  $L$  et  $H$  sont les largeurs et hauteurs du carter,  $U_t$  la vitesse au niveau du rayon primitif,  $d_1$ ,  $d_2$  et  $b$  sont respectivement les diamètres du pignon et de la roue et la largeur de ces derniers exprimés en millimètres.

Ce modèle ayant été développé pour une utilisation sur le banc FZG, le couple de barbotage est formulé pour un engrenage et non un pignon seul. Par ailleurs, et c'est certainement ce que ce modèle a de plus particulier, aucune propriété de l'huile n'est ici prise en compte.

### I.7.6 Modèle analytique de Seetharaman et Kahraman

Le modèle de barbotage développé par Seetharaman et Kahraman [36] se distingue des précédents modèles par un développement purement analytique. Ce modèle est basé sur les effets de frottement visqueux de l'huile sur les surfaces en mouvement du pignon dans le fluide. Dans cette étude, le pignon est assimilé à un disque dont les pertes par barbotage se décomposent en deux contributions, les pertes générées par la périphérie du pignon  $P_{dp}$  et les pertes dues aux flancs  $P_{df}$  :

$$Pd = P_{dp} + P_{df} \quad (I-33)$$

Les pertes dues à la périphérie du pignon s'expriment de la façon suivante :

$$P_{dp} = 4\mu b R_a^2 \omega^2 \phi \quad (I-34)$$

où  $R_a$  représente le rayon extérieur du pignon et  $\phi = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{h}{R_a} \right)$

Deux régimes d'écoulements sont utilisés pour exprimer les pertes générées par les flancs du pignon en fonction du nombre de Reynolds :

- Régime laminaire  $Re < 10^5 \sim 10^6$

$$P_{df} = \frac{0,41\rho\mu^{0,5}\omega^{2,5}R_a^2S_{df}}{\sqrt{\sin\phi}} \quad (I-35)$$

où  $S_{df} = R_a^2 \left[ \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left( 1 - \frac{h}{R_a} \right) - \left( 1 - \frac{h}{R_a} \right) \sqrt{\frac{h}{R_a} \left( 2 - \frac{h}{R_a} \right)} \right]$

- régime turbulent  $Re > 10^5 \sim 10^6$

$$P_{df} = \frac{0,025\rho\mu^{0,14}\omega^{2,86}R_a^{2,72}S_{df}}{(\sin\phi)^{0,14}} \quad (I-36)$$

Le modèle détaillé ci-dessus montre une très forte dépendance à la viscosité du lubrifiant. En effet, les pertes générées par la périphérie du pignon évoluent linéairement avec la viscosité. Quant aux pertes dues aux flancs du pignon, la dépendance à la viscosité est toujours présente même si le poids de cette propriété est moins marqué que pour la périphérie.

### I.7.7 Analyse critique des différents modèles

Les différents modèles de pertes par barbotage présentés ci-dessus se distinguent tout d'abord par leur méthode de développement : d'une part l'approche empirique [38] [34] [28] et d'autre part l'approche analytique [36]. L'approche empirique a été la plus souvent employée, mais la diversité des modèles obtenus montre qu'il est nécessaire d'avoir à l'esprit les conditions opératoires (types de pignons et fluides, vitesse de rotation, immersion, etc.) afin de comprendre les spécificités de ces modèles. On pourra ainsi noter que dans certains des modèles basés sur une approche empirique, la géométrie de la denture n'intervient pas dans les couples adimensionnels de traînée qui caractérisent les différents régimes. Cette hypothèse est également reprise par Seetharaman et Kahraman dans le développement de leur modèle puisqu'un pignon est assimilé à un disque. Le fait que l'influence de la denture ne soit pas plus importante peut paraître surprenant en première approche. Toutefois, cette hypothèse s'explique par le fait que, pour une huile visqueuse et à faible vitesse de rotation (cas des essais menés par Terekhov par exemple), l'huile remplit l'espace inter-dent sans être éjectée. Pour des vitesses de rotation plus importantes (quelques milliers de tours par minute), cette fois l'espace inter-dent est rempli d'air quand il pénètre dans le bain d'huile. L'interaction de la denture avec le bain d'huile est alors négligeable et le pignon se comporte comme un disque.

Des travaux réalisés par Changenet [16] ont permis de comparer des mesures de pertes en fonction de l'immersion aux modèles de Terekhov, Boness et Lauster. La Figure I-5 présente quelques un des résultats obtenus pour un pignon composé de 102 dents, de module 1,5 mm et d'une largeur de 14 mm. Les pertes par barbotage sont exprimées en fonction de l'immersion relative du pignon dans le bain d'huile pour une vitesse de rotation de 3000 tr/mn. Les pertes mesurées varient de 30 à 140 W alors que les modèles prévoient des niveaux de pertes compris dans une gamme de 115 à 400 W. Ces résultats mettent en évidence l'incapacité des différents modèles testés à prédire les pertes avec suffisamment de précision à partir de conditions d'essais variées (vitesse de rotation, immersion, type de pignon).

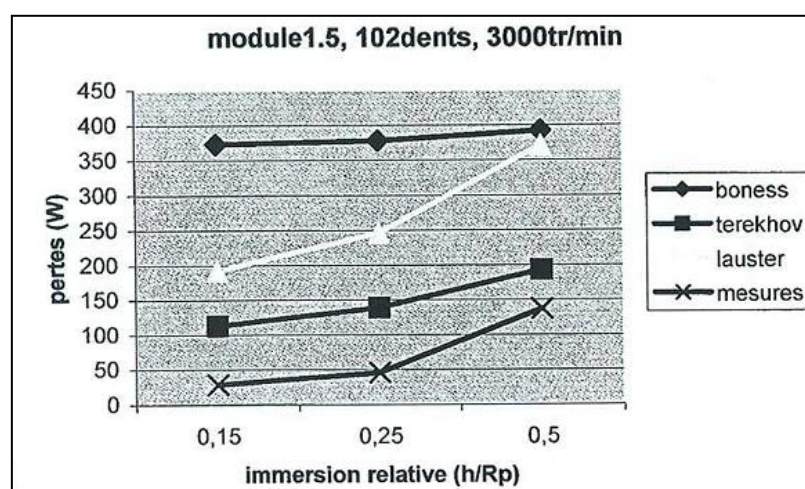


Figure I-5 Pertes par barbotage mesurées et calculées par différents modèles [16]

Luke et Olver [40] se sont intéressés aux estimations des pertes par les modèles de Terekhov et de Boness pour différents fluides utilisés lors d'expérimentations (2 huiles et de l'eau). Les auteurs notent que la formulation proposée par Boness surestime d'un facteur 10 ou plus les pertes mesurées pour les deux types d'huiles (Figure I-6). Lorsque les propriétés physiques de l'eau sont

cette fois utilisées, le modèle de Boness prévoit des pertes quasiment nulles ce qui est en contradiction avec les pertes mesurées. En effet celles-ci peuvent devenir supérieures aux pertes atteintes dans le cas des huiles.

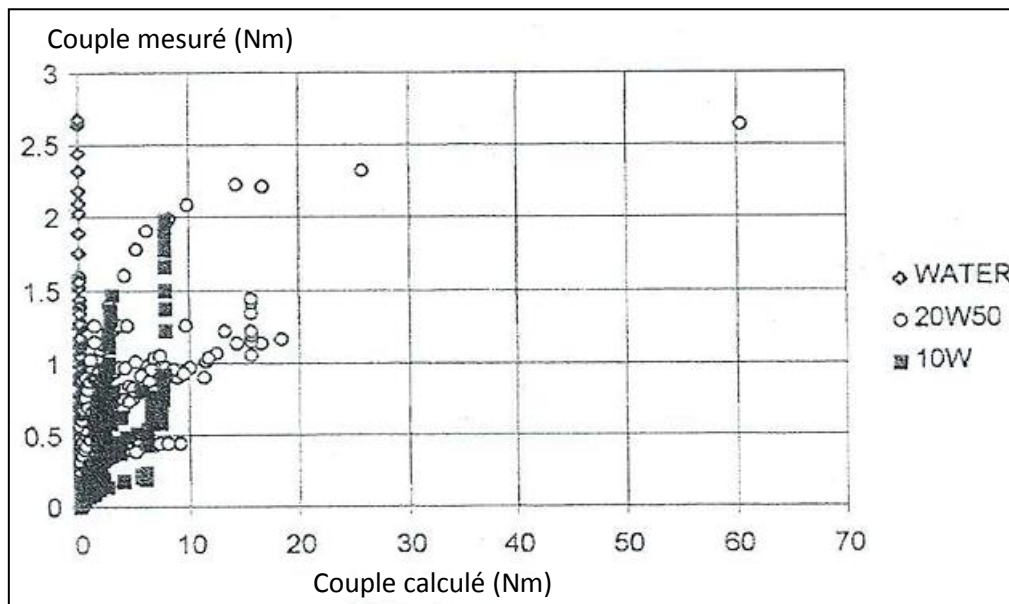


Figure I-6 Comparaison entre le couple mesuré par Luke et Olver [40] et calculé par la formulation de Boness [34]

Les résultats présentés à la Figure I-6 montrent que le modèle de Boness n'apparaît pas suffisamment fiable pour être utilisé dans le cadre de l'étude des pertes par barbotage dans une boîte de vitesses. Le modèle de Boness a par ailleurs été utilisé par Roulet afin d'évaluer les pertes par barbotage dans la boîte de vitesses qu'il a étudiée. En outre, l'influence des propriétés du lubrifiant ne semble pas être prise en compte de façon à traduire les phénomènes physiques liés au barbotage.

Le modèle de Terekhov propose une meilleure corrélation vis-à-vis des mesures réalisées avec l'huile (Figure I-7). Toutefois, selon les conditions d'essais et des régimes décrits par Terekhov, les pertes mesurées sont ou surestimées ou sous-estimées. Enfin, de même que pour le modèle de Boness, les pertes mesurées pour l'eau sont supérieures à celles prédites par le modèle. Cette constatation conduit donc à se focaliser plus particulièrement sur la prise en compte des propriétés du fluide dans les modèles de perte par barbotage.



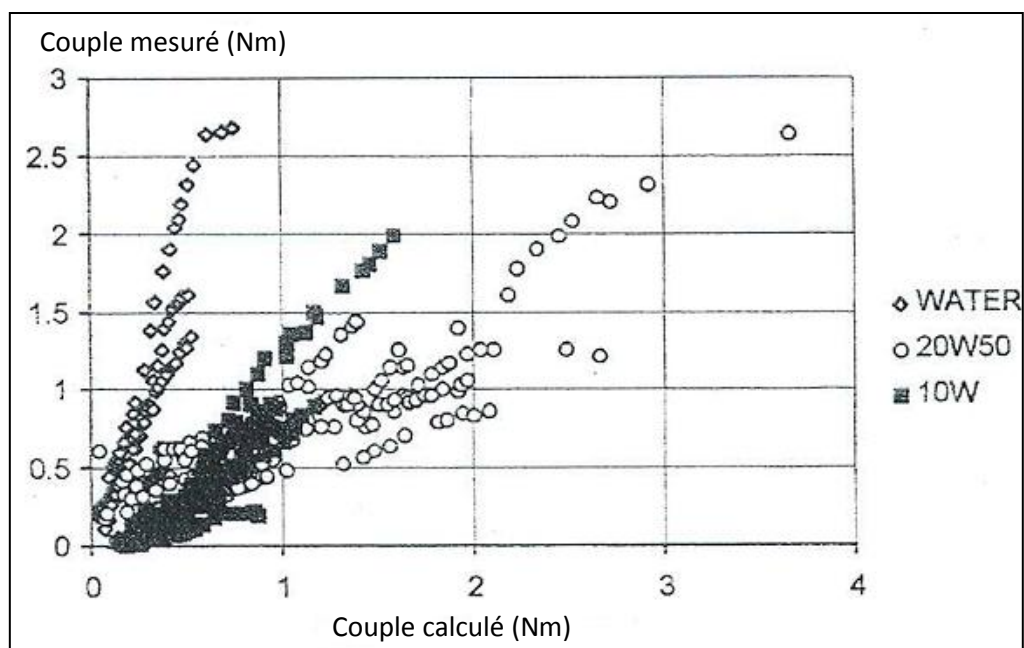


Figure I-7 Comparaison entre le couple mesuré par Luke et Olver [40] et calculé par la formulation de Terekhov [33]

Une attention particulière est maintenant portée sur l'influence des propriétés du fluide, et notamment de la viscosité, dans les prévisions de pertes issues des modèles cités plus haut. Les estimations des modèles sont différentes les unes des autres. Ainsi, le Tableau I-2 compare les résultats de mesures effectuées par Luke et Olver [40] aux résultats donnés par les modèles de Seetharaman et Kahraman [36] et de Changenet [28]. Deux pignons de diamètre primitif 216 et 186 mm sont testés à une vitesse de rotation de 3000 tr/mn et une immersion relative  $h/R=0,5$ . Cette comparaison concerne une huile à deux températures différentes et de l'eau. Ces résultats montrent tout d'abord que les pertes mesurées pour l'huile par Luke et Olver sont constantes aux deux températures. Le modèle de Seetharaman et Kahraman, qui est basé uniquement sur des effets visqueux, montre ses limites puisque les pertes calculées diminuent avec l'augmentation de la température. Au contraire, le modèle de Changenet et Velex indique que les pertes sont constantes et proches de celles mesurées (7,5 % d'écart pour le pignon  $Z=56$ ). Enfin, les pertes mesurées avec l'eau sont plus importantes que celles avec l'huile bien que la viscosité de l'eau soit très faible devant celle de l'huile. Seul le modèle de Changenet et Velex permet de calculer des pertes relativement proches de celles mesurées par Luke et Olver pour l'eau.

Tableau I-2 Comparaisons entre les couples de perte mesurée et calculé avec différents modèles

Pignons		Z=72	Z=56
		m=3 mm b=20 mm	m=3 mm b=20 mm
Huile 10W – 53°C	Modèles		
	Luke-Olver (mesures)	1,9 Nm	0,8 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	1,6 Nm	0,6 Nm
Huile 10W – 72°C	Modèles		
	Luke-Olver (mesures)	-	0,8 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	1,2 Nm	0,4 Nm
Eau – 20°C	Modèles		
	Luke-Olver (mesures)	2,7 Nm	1,3 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	0,4 Nm	0,15 Nm
	Changenet - Velex	2,5 Nm	0,87 Nm

Des comparaisons entre mesures et modèles présentées ci-dessus, il ressort que les modèles de Terekhov, Boness et Lauster donnent des résultats très approximatifs suivant les conditions de fonctionnement testées. Le modèle développé par Höhn semble trop fortement basé sur les essais menés sur une machine FZG et ne tient compte par ailleurs d'aucune propriété du fluide. L'étude réalisée par Luke et Olver ne révèle d'ailleurs qu'une faible corrélation entre leurs mesures et le modèle de Höhn. Enfin, le modèle de Seetharaman et Kahraman, basé sur des effets visqueux ne semble pas fournir des tendances en cohérence avec les mesures (voir Tableau I-2). Le modèle qui apparaît le plus polyvalent est celui de Changenet. Toutefois des questions subsistent quant à l'influence des propriétés du fluide. En effet, les résultats présentés dans le Tableau I-2 concernant l'eau montrent que les pertes mesurées avec ce fluide sont plus importantes que celles obtenues avec l'huile. Le modèle de Changenet traduit effectivement une augmentation des pertes avec l'eau qui est due à la variation de la masse volumique. Mais l'augmentation des pertes imputée à la masse volumique ne permet pourtant pas de calculer des pertes aussi importantes que celles mesurées. Il semble donc que des phénomènes ne soient pas pris en compte dans ce modèle et qui pourraient expliquer notamment les mesures obtenues avec l'eau. Ceci montre que des efforts d'investigations doivent être menés afin d'éclaircir l'influence des propriétés du fluide sur les pertes par barbotage.

## **I.8 Lubrification par barbotage**

Dans le paragraphe précédent, le barbotage a été étudié vis-à-vis des pertes engendrées nécessairement par ce mode de lubrification. Toutefois l'étude des pertes par barbotage a tendance à faire oublier le rôle de lubrification qui doit être assuré par les projections d'huile. Il est donc essentiel d'accorder une grande importance à la mise au point ce mode de lubrification.

La mise au point de la lubrification par barbotage s'avère plus compliqué qu'il n'y paraît. En effet, dès lors que les flux de lubrifiant doivent être orientés et qu'un débit d'huile doit être acheminé au niveau des contacts, des modifications du carter, ou l'implantation de goulottes sont nécessaires. Mais cette mise au point est essentiellement basée sur des essais réalisés sur des prototypes. Une boîte de vitesses équipée de carter transparent permet d'observer les flux d'huile en fonction du volume d'huile contenu dans le carter, du rapport enclenché ou encore de la vitesse de rotation en entrée de boîte.

Dans ce contexte, les travaux de Roulet peuvent être cités [15]. Ce dernier s'attache à établir un schéma représentant la circulation de l'huile d'une boîte lubrifiée par barbotage à partir d'observations effectuées sur une boîte présentant des fenêtres en plexiglass,. La Figure I-8 illustre ainsi la circulation de l'huile qui s'établit dans le carter.

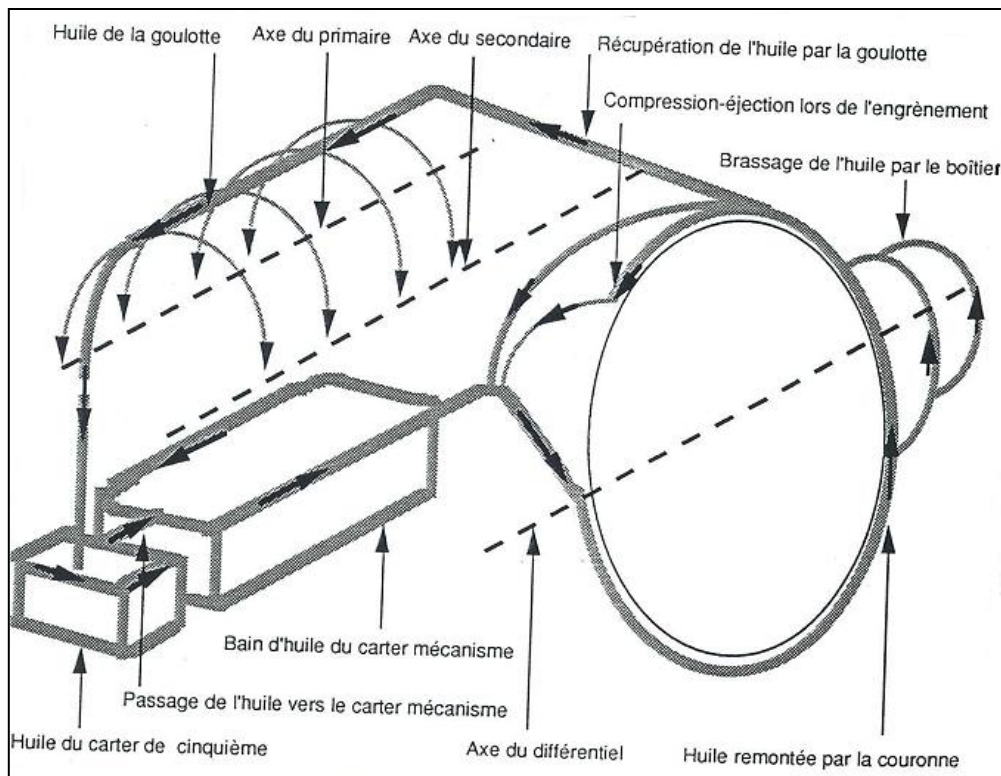


Figure I-8 Représentation de la circulation globale d'huile dans une boîte de vitesses manuelle à 5 rapports [15]

Cette représentation de masse reste qualitative et aucune observation visuelle n'est en mesure de proposer une évaluation des débits d'huile qui sont effectivement en mouvement dans le carter. Il serait alors intéressant d'accéder aux valeurs de ces débits afin de pouvoir évaluer les débits d'huile projetés et notamment le débit susceptible d'être récupéré par les goulottes.

Toutefois, la littérature ne fait état d'aucune étude traitant des débits d'huile projetés par les pignons en rotation bien que la projection par les pignons soit le phénomène permettant d'assurer la répartition du lubrifiant dans l'ensemble de la boîte de vitesses. Les seules études liées au phénomène de projection centrifuge concernent l'échange de chaleur entre la denture et le lubrifiant lors de ce processus [41] [42].

Face à ce manque d'informations, la mise au point sur banc d'essais s'avère donc longue et surtout coûteuse pour les constructeurs automobiles. Il y a donc nécessité de disposer d'outils prédictifs afin d'améliorer la conception interne des carters, la position des goulottes ou encore le niveau d'huile nécessaire à une correcte lubrification.

Le niveau d'huile dans le carter est en effet un paramètre important ayant un impact à la fois sur les pertes et les échanges de chaleur. Un niveau d'huile trop faible ne permettrait pas d'assurer le refroidissement des divers éléments. Un niveau d'huile trop important conduirait au contraire à des pertes par barbotage excessives. Höhn [43] propose ainsi une étude traitant de l'évolution des pertes et des températures en fonction de la hauteur du bain d'huile dans un banc FZG.

Dans une transmission comme une boîte de vitesses, il y a donc un lien fort entre les pertes de puissances, les aspects thermiques et la lubrification. Dans les modèles actuels, seules les pertes et les aspects thermiques sont pris en compte. Si on prend l'exemple du paramètre du niveau d'huile

dans une boîte de vitesses, un calcul de perte par barbotage couplé à un calcul thermique permet de déterminer un niveau d'huile à même de limiter les pertes tout en assurant un bon refroidissement. Pourtant aucun modèle ne permet de déterminer un niveau d'huile optimal pour permettre l'alimentation en huile des rigoles ou encore assurer des projections d'huile suffisantes sur les pièces à lubrifier. Il y a donc un manque d'informations d'ordre quantitatif sur le fonctionnement de la lubrification par barbotage.

## I.9 Conclusion

L'étude bibliographique présentée ci-dessus a permis de mettre en avant les sources de pertes prépondérantes dans une boîte de vitesses. Dans les pertes de puissance dépendantes de la charge, les pertes par frottement au niveau des dentures constitue très souvent les pertes majoritaires. Dans la catégorie des pertes indépendantes de la charge, c'est le barbotage qui est souvent prépondérant, tout au moins dès que la vitesse de rotation et/ou la température du bain d'huile s'élève.

Des modèles ont été développés afin d'évaluer les pertes dans une boîte de vitesses. Ainsi, concernant la prédiction des pertes à l'engrènement, ces modèles prennent en compte la viscosité, le taux de cisaillement limite, mais également l'influence des additifs sur le frottement des surfaces. A l'inverse, concernant les pertes par barbotage, l'étude bibliographique des différents modèles développés montre que l'influence des propriétés du lubrifiant diffère d'un modèle à l'autre. D'autre part, des questions subsistent au regard des mesures réalisées avec de l'eau. En effet, les pertes par barbotage mesurées dans ces conditions sont plus importantes qu'avec de l'huile et la seule prise en compte des propriétés de viscosité et de masse volumique ne permet pas d'expliquer les pertes mesurées avec l'eau.

L'étude bibliographique met donc à jour deux axes sur lesquels les études sont soit à développer, soit inexistantes :

- La modélisation des pertes par barbotage,
- La lubrification d'un point de vue macroscopique dans une boîte de vitesses.

Le point commun de ces deux axes est bien sûr le lubrifiant, qui comme mentionné précédemment, joue un rôle capital dans le bon fonctionnement d'une boîte de vitesses. Concernant le premier axe de recherche, l'étude bibliographique montre que seules les propriétés de viscosité et de masse volumique du lubrifiant sont considérées dans les modèles actuels de pertes par barbotage. Pourtant, à l'image de ce qui a été développé sur le coefficient de frottement des dentures, il est légitime de se demander si la description des interactions d'un pignon qui barbote dans un bain d'huile repose uniquement sur la viscosité et la masse volumique. Ainsi sur la base du modèle de pertes par barbotage développé par Changenet [28], il est proposé d'étendre le domaine d'application en termes de géométrie de pignons ainsi que du point de vue des conditions opératoires : vitesses de rotation élevées ou encore températures importantes du lubrifiant.

L'étude des pertes par barbotage conduit logiquement à s'intéresser, dans le cadre de la lubrification des boîtes de vitesses, aux projections d'huiles qui sont inhérentes à cette méthode de lubrification. En effet, ces projections d'huiles sont largement mises à contribution afin de lubrifier et refroidir les éléments mécaniques d'une boîte de vitesses. Toutefois, alors que la lubrification des contacts d'un

point de vue microscopique est largement étudié, l'étude des débits d'huile circulant dans une boîte de vitesses et notamment les débits projetés par la rotation des pignons est totalement absente de la littérature. Les constructeurs automobiles s'appuient donc sur leurs expériences empiriques acquises bien souvent après de longs et coûteux essais. Dans le cadre de la mise au point de la lubrification d'un point de vue macroscopique, le second axe de recherche concernera donc l'étude du débit projeté par un pignon qui barbote. Celle-ci sera effectuée au moyen d'un banc d'essais spécifiquement développé dans le but de répondre à cette problématique. L'objectif est de pouvoir établir un modèle capable d'évaluer les débits projetés dans certaines zones d'une boîte de vitesses afin d'améliorer la mise au point de la lubrification. Enfin, il pourrait être intéressant de pouvoir coupler dans un même modèle les problématiques de pertes, de températures et de lubrification qui sont finalement indissociables pour l'étude d'une transmission lubrifiée par barbotage.

## **Chapitre II**

### **Pertes par barbotage**

## II.1 Introduction

Ce chapitre s'intéresse aux pertes par barbotage, ces pertes de traînée étant indépendantes de la charge transmise dans l'engrenage. Le principe de lubrification par bain d'huile qui est souvent employé dans les boîtes de vitesses entraîne des pertes par barbotage qui peuvent représenter, sous certaines conditions de fonctionnement (haute vitesse et température élevée), jusqu'à 50 % des pertes totales [44]. C'est pourquoi il est nécessaire qu'un modèle analytique puisse évaluer les pertes par barbotage dans une boîte de vitesses lors de la phase de conception. Le modèle développé par Changenet [28] apparaissant comme le plus robuste des modèles de pertes par barbotage disponible dans la littérature, il sera choisi comme base de travail et son domaine d'application sera étendu. Des résultats de mesures montreront que les deux seules propriétés du fluide, à savoir la masse volumique et la viscosité, sont insuffisantes pour évaluer les pertes par barbotage sous certaines conditions de fonctionnement. Enfin, le rôle de l'aération sur les pertes par barbotage sera mis en évidence. Un modèle sera alors proposé permettant de prendre en compte l'aération dans un modèle d'évaluation des pertes.

## II.2 Pertes par barbotage

### II.2.1 Banc d'essais de mesure des pertes

Un banc d'essais spécifique (Figure II-1) à l'étude du phénomène de barbotage a été mis au point à l'ECAM [45]. Le banc est constitué d'un moteur électrique entraînant en rotation un arbre moteur via une transmission par courroie crantée ( $N_{max}=7150$  tr/mn). Un pignon est placé à l'extrémité de cet arbre moteur et tourne dans le bain d'huile permettant ainsi de réaliser le phénomène de barbotage. Plusieurs types d'engrenages (Tableau II-1) peuvent être testés à différentes vitesses et différentes immersions dans le bain d'huile. Des bandes chauffantes, situées sous le carter contenant l'huile, permettent de réaliser des essais avec des montées en températures pouvant aller jusqu'à 150°C. La température du fluide est mesurée par un thermocouple immergé dans le bain.

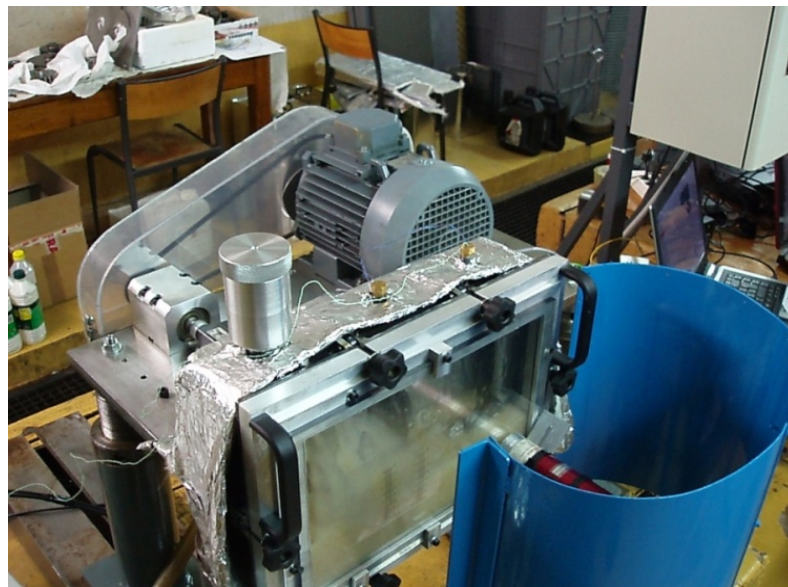


Figure II-1 Banc d'essais de barbotage

Tableau II-1 Données géométriques des engrenages

N°pignon	1	2	3	4	5	6	7	8	Disque
Module m (mm)	3	5	5	3	1,5	1,5	5	3	
nombre de dents Z	53	29	30	30	64	102	20	51	
Largeur b (mm)	24	25	24	24	14	14	24	25	25
rayon primitif $R_p$ (mm)	79,5	75,05	75	45	48	76,5	50	75,05	80,5
angle de pression $\alpha$ (deg)	20	20	20	20	20	20	20	20	
angle d'hélice $\beta$ (deg)	0	15	0	0	0	0	0	15	

Un couplemètre (précision de  $\pm 0,002$  Nm) placé sur l'arbre moteur permet de mesurer le couple de traînée et grâce à la vitesse de rotation, il est possible d'obtenir la puissance dissipée par le barbotage. Les couple de frottement des roulements 2 (voir Figure II-2) est par ailleurs retranché au couple mesuré par le capteur afin d'obtenir la seule puissance dissipée par le barbotage. La surface libre du bain d'huile implique que lors de la rotation du pignon, cette même surface soit fortement perturbée au point de modifier le couple mesuré. Le Tableau II-2 illustre ce fait à travers quatre mesures réalisées successivement pour des conditions données (Cf. légende Tableau II-2). On constate que le couple mesuré n'est pas constant et oscille autour d'une valeur moyenne. Les écarts autour de la valeur moyenne étant supérieur à la précision du couplemètre, l'incertitude sur la mesure du couple ne sera pas considérée dans les résultats de mesures qui suivront dans ce chapitre. Un grand nombre de mesures sont par ailleurs réalisées en dynamique lors d'une augmentation de la température d'huile, c'est donc l'évolution moyenne des pertes en fonction de la température qui retiendra l'attention.

Tableau II-2 Couple de perte (pignon n°6,  $h/R=0,5$ , 6000tr/mn, 20°C)

N° d'acquisition	1	2	3	4
Couple mesuré (Nm)	0,383	0,361	0,377	0,364

Comme il a été mentionné plus haut, le banc d'essais permet de faire varier différents paramètres opératoires, tels que la vitesse de rotation du pignon ou son immersion, mais il est également possible de réaliser des essais sur différents fluides. Les propriétés des fluides testés dans le cadre de cette étude sont données au Tableau II-3.

Tableau II-3 Propriétés des fluides testés

	viscosité cinématique à 40°C (cSt)	viscosité cinématique à 100°C (cSt)	Masse Volumique à 21°C ( $\text{kg/m}^3$ )	Tension superficielle (mN/m)
Huile 1	45,1	7,7	885	31,4
Huile 2	24,8	7,9	881	29,8
Huile 3	63,6	10,7	858	30,2
Huile 4	41,3	7,4	847	34,2
Huile 5	27,9	6,0	850	32,1
Huile 6	27,6	5,9	940	30,2
eau	0,6	0,3	998	72



Le banc d'essais présente donc l'avantage de simplifier au maximum le phénomène physique étudié. En effet, un unique pignon est partiellement immergé dans le bain d'huile. Ainsi, aucun phénomène, comme l'engrènement par exemple, ne vient parasiter le phénomène étudié.

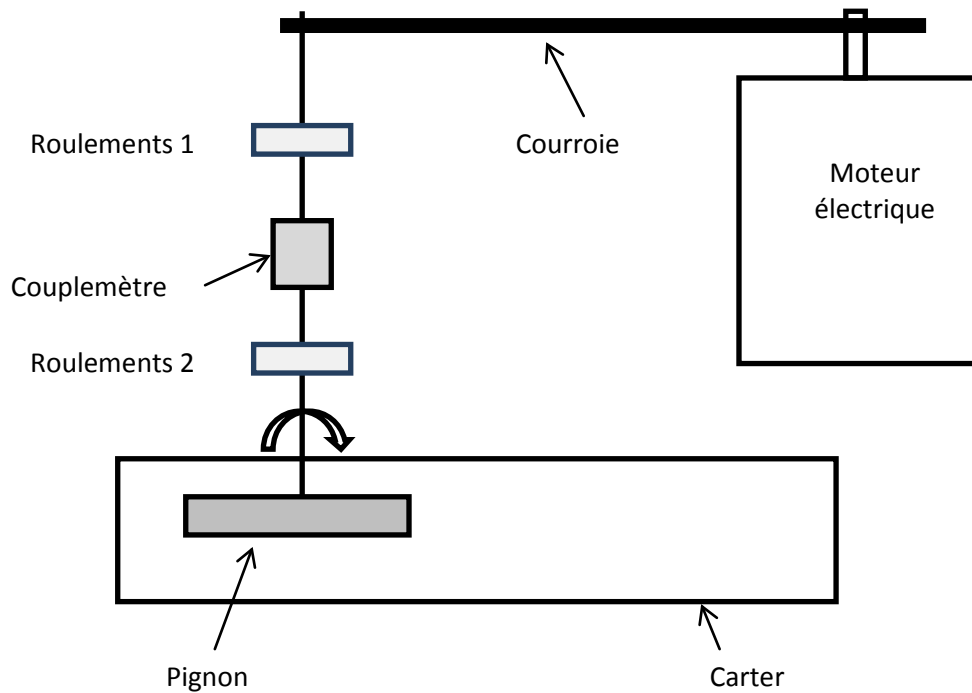


Figure II-2 Schéma du banc d'essais

### II.2.2 Modèle de base

L'étude bibliographique du premier chapitre portant sur les différents modèles de pertes par barbotage a montré les limites de certains modèles en termes de plage d'utilisation. Ainsi, le modèle de Changenet semble être le modèle le plus robuste. Les études conduites par Changenet et Velez [28], [46] sur le banc d'essais présenté ci-dessus ont conduit à la formulation du couple de traînée:

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 R_p^3 S_m C_m \quad (\text{II-1})$$

où  $C_m$  représente le couple adimensionné de traînée,  $S_m$  la surface immergée du pignon (flanc + denture),  $R_p$  le rayon primitif du pignon,  $\omega$  la vitesse de rotation et  $\rho$  la masse volumique du lubrifiant.

Le couple adimensionné de traînée est caractérisé au moyen d'une analyse dimensionnelle et en utilisant le théorème de Vashy-Buckingham [47]. Ainsi ce couple peut être exprimé à partir de 5 groupes sans dimension :

$$C_m = \psi_1 \left( \frac{h}{D_p} \right)^{\psi_2} \left( \frac{V_0}{D_p^3} \right)^{\psi_3} Fr^{\psi_4} Re^{\psi_5} \left( \frac{b}{R_p} \right)^{\psi_6} \quad (\text{II-2})$$

où  $\psi_i$  sont des coefficients constants déterminés au moyen de résultats expérimentaux.

Les derniers travaux sur le sujet ont mis en évidence quatre régimes de fonctionnement caractérisés par un paramètre analogue à une accélération centrifuge [28] :

$$\gamma = \omega^2(R_p b m)^{1/2} \quad (\text{II-3})$$

Où  $b$  représente la largeur du pignon et  $m$  son module.

La formulation du couple adimensionné de traînée  $C_m$  est rappelée ci-dessous en fonction du paramètre  $\gamma$  et du nombre de Reynolds :

- Si  $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$  et  $Rec < 4000$

$$C_m = 1,366 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (\text{II-4})$$

- Si  $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$  et  $Rec > 4000$

$$C_m = 0,239 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (\text{II-5})$$

- Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Rec < 4000$

$$C_m = 20,8 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (\text{II-6})$$

- Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Rec > 4000$

$$C_m = 3,644 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (\text{II-7})$$

À noter qu'une interpolation est réalisée en combinant les équations lorsque  $750 \text{ m/s}^2 < \gamma < 1250 \text{ m/s}^2$ . Finalement, la perte par barbotage d'un pignon dans un bain d'huile peut s'exprimer au moyen des équations (II-1) et (II-4) à (II-7) selon les conditions de fonctionnement par :

$$P = C_{ch} \omega \quad (\text{II-8})$$

La Figure II-3 montre la comparaison entre les pertes mesurées au moyen du banc d'essais et celles prédites par le modèle. L'augmentation des pertes avec la température qui peut être observée sur cette figure est le fait de la dilatation de l'huile. En effet cette dilatation entraîne une augmentation de l'immersion du pignon. L'immersion étant relevée au cours des essais et injectée dans le modèle, ce dernier traduit fidèlement l'évolution de ce paramètre et donc des pertes lorsque leur augmentation est le résultat d'un accroissement de l'immersion relative. Ainsi, pour l'essai représenté à la Figure II-3, l'immersion relative évolue de 0,45 à 0,6. Par la suite, seule l'immersion relative moyenne sera mentionnée.

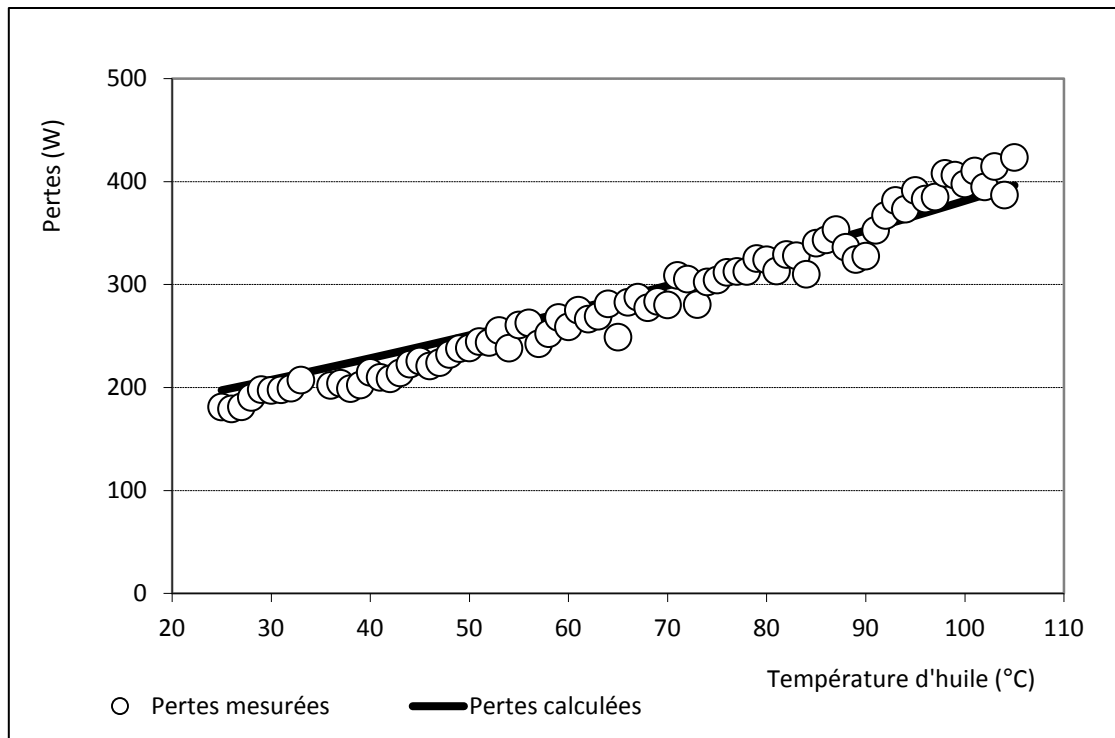


Figure II-3 Comparaison entre le modèle et les mesures expérimentales (Pignon n°1, huile n°3, 4000 tr/mn)

Le modèle présenté ci-dessus a été développé pour des pignons à denture droite. Afin d'élargir les bornes d'application du modèle, des essais ont été menés sur des pignons à dentures hélicoïdales, ou des disques. Enfin, les pertes par barbotage devenant prépondérantes dans une boîte de vitesses pour des vitesses de rotation et des températures élevées, une attention particulière a été portée sur le comportement du modèle pour ces conditions de fonctionnement

### II.2.3 Extension du modèle aux dentures hélicoïdales

Le modèle de perte (II-8) est applicable à des pignons à denture droite. Pourtant, une application majeure de ce modèle réside dans les transmissions de puissance et plus particulièrement les boîtes de vitesses automobiles. Les boîtes de vitesses étant à l'heure actuelle essentiellement composées d'engrenages à dentures hélicoïdales, il est nécessaire de proposer une formulation permettant le calcul des pertes par barbotage pour ce type de dentures.

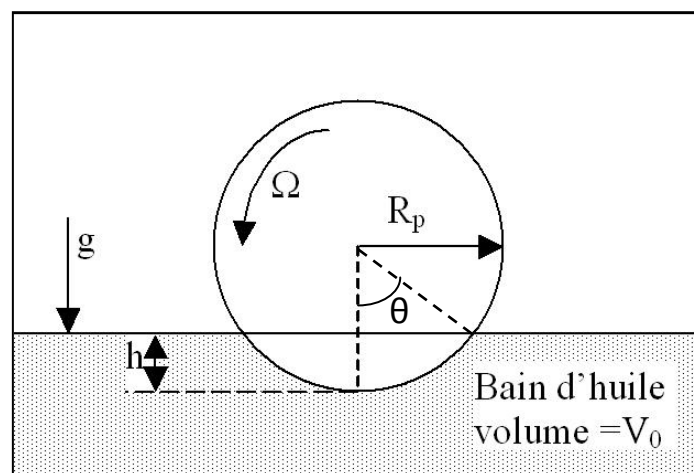


Figure II-4 Données géométriques de l'immersion

Les différents résultats expérimentaux ont montré que les pertes par barbotage, pour un diamètre et une largeur donnés, étaient principalement dues à la surface immergée et non au module. La surface de contact du pignon avec le lubrifiant est la somme des deux surfaces de flanc et de la surface de denture (Figure II-4). L'idée première est de considérer que l'angle d'hélice d'une denture hélicoïdale va donc simplement modifier la surface de denture immergée. La surface immergée peut être exprimée de la façon suivante :

$$S_m = R_p^2(2\theta - \sin 2\theta) + D_p b \theta + 2 \frac{Z \theta H_{dent} b}{\pi \cos(\alpha) \cos(\beta)} \quad (II-9)$$

À partir de l'expression (II-9) de la surface immergée, le couple adimensionnel de traînée d'un pignon à denture hélicoïdale peut être déterminé expérimentalement grâce à l'équation (II-8). Des mesures sont réalisées sur des pignons à denture droite et hélicoïdale, présentant les mêmes diamètres primitifs et largeurs, mais des modules différents (pignons n°1, 2, 3 et 8, Cf. Tableau II-1). Les conditions sont identiques pour les 4 pignons : température d'huile  $\approx 70^\circ\text{C}$ ,  $h/R_p \approx 0,5$  et une vitesse de rotation de 4000 tr/mn. Les résultats sont présentés dans le Tableau II-4, et montrent que les couples de traînée sont identiques pour une denture droite et hélicoïdale. Ces résultats montrent que les formulations (II-4) à (II-7) peuvent être utilisées pour évaluer le couple de traînée en prenant soin de considérer l'angle d'hélice dans le calcul de la surface immergée (équation (II-9)).

Tableau II-4 Couple adimensionnel de traînée pour des dentures droites et hélicoïdales

	Pignon 1	Pignon 2	Pignon 3	Pignon 8
Cm	0,0011	0,00119	0,00122	0,00123

Des mesures en transitoire permettent finalement de valider l'approche menée pour les dentures hélicoïdales. La Figure II-5 montre ainsi les pertes mesurées pour une immersion relative comprise entre 0,35 et 0,5 du fait de la dilatation de l'huile. A la vue des résultats présentés à la Figure II-5, les modèles utilisés sont donc en mesure de caractériser les pertes par barbotage dans le cas des pignons à denture hélicoïdale.

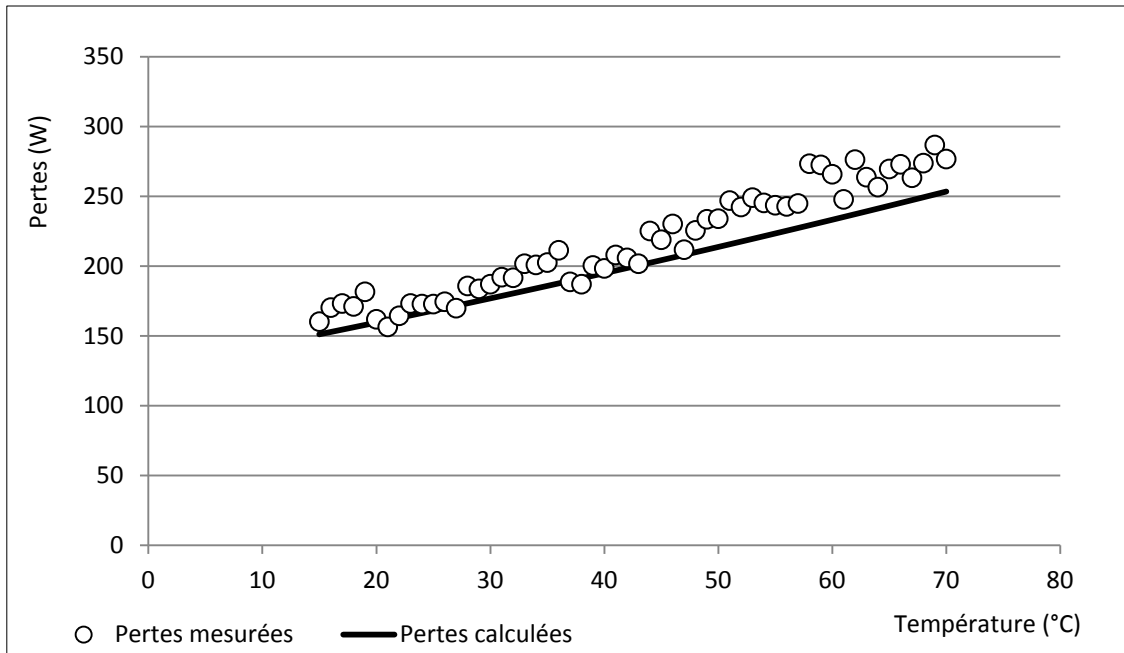


Figure II-5 Comparaison entre modèle et mesures pour une denture hélicoïdale (pignon n°2, huile n°1, 4000 tr/mn,  $h/R=0,42$ )

#### II.2.4 Cas du disque

Les formulations (II-4) à (II-7) montrent que la denture n'a pas d'influence sur le couple de traînée adimensionné. Cette constatation pousse à étudier le cas des pertes par barbotage d'un disque, d'autant plus que dans une boîte de vitesses, des éléments cylindriques comme les synchroniseurs sont susceptibles de barboter dans le bain d'huile. La Figure II-6 montre l'évolution des pertes pour un disque (Tableau II-4) en fonction de la température pour une immersion relative comprise entre 0,5 et 0,6.

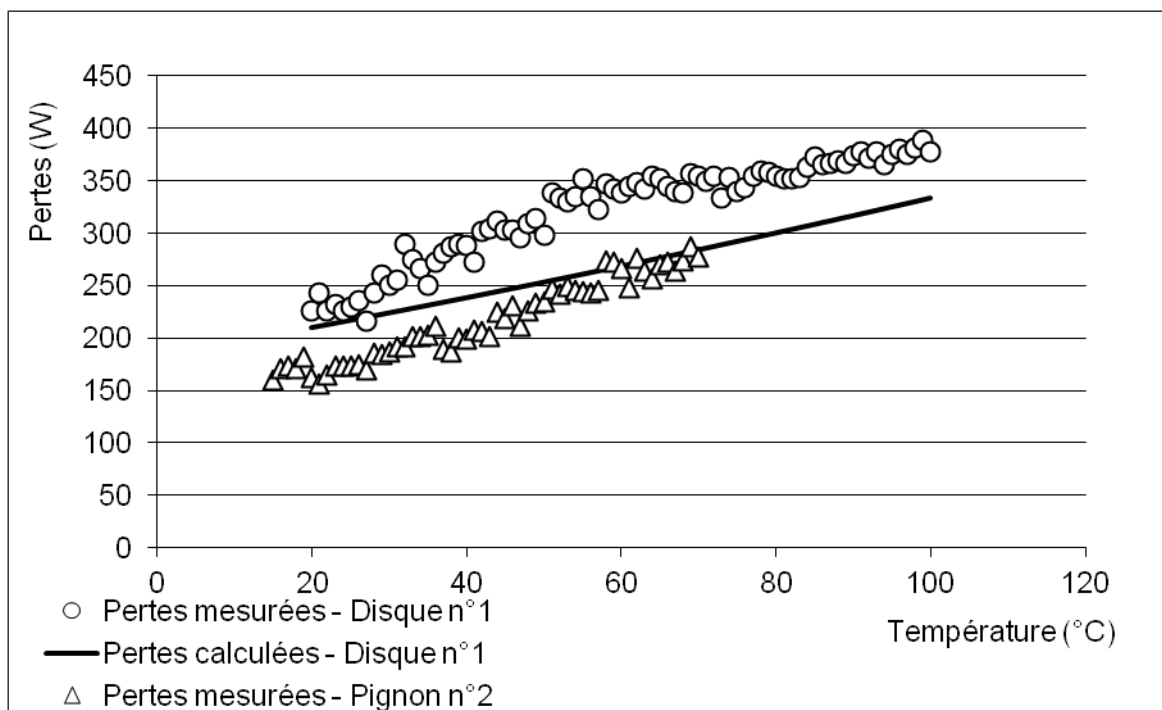


Figure II-6 Comparaison des pertes entre le disque n°1 ( $h/R=0,53$ ) et le pignon n°2 ( $h/R=0,42$ ) (huile n°1,  $N=4000\text{tr/mn}$ )

Ce résultat montre ici encore une bonne corrélation entre les pertes mesurées et calculées. Enfin, les pertes mesurées pour un élément cylindrique lisse ne sont pas négligeables. En effet, les pertes générées par le disque n°1 sont du même ordre de grandeur que celles générées par le pignon n°2, même si l'immersion du disque est plus importante que celle du pignon (Figure II-6). Cette observation est intéressante dans le cadre de l'étude des pertes dans une boîte de vitesses puisque cela montre que des éléments mécaniques cylindriques comme les synchroniseurs peuvent générer des pertes par barbotage et participer à l'ensemble des pertes par traînée dans une boîte de vitesse.

### II.2.5 Haute vitesse, haute température

Après avoir testé l'influence de la denture, des essais ont été menés pour des vitesses de rotation égales à 4000 et 6000 tr/mn et pour des températures évoluant jusqu'à plus de 100 °C. Ces conditions de fonctionnement peuvent en effet être rencontrées dans une boîte de vitesses lors de trajet autoroutier par exemple, pour lesquels le rapport de boîte engagé est important (5<sup>ème</sup> ou 6<sup>ème</sup> suivant l'étagement de la boîte de vitesses), et la vitesse de rotation du moteur élevée. Ces conditions entraînent un échauffement du lubrifiant pouvant atteindre plus de 100 °C.

Une comparaison des pertes prédites par le modèle et celles mesurées est proposée sur la Figure II-7. Pour une vitesse de rotation égale à 4000 tr/mn, l'adéquation entre le modèle et les mesures est satisfaisante pour des température inférieures à 100 °C environ. Au-delà de cette température, on peut noter une augmentation des pertes mesurées. Ce dernier phénomène est aussi observé pour une vitesse de rotation plus élevée et égale à 6000 tr/mn mais à partir d'une température égale à 60 °C cette fois. Un écart de 50 % par rapport au modèle est observé pour une température de l'huile supérieure à 100 °C.

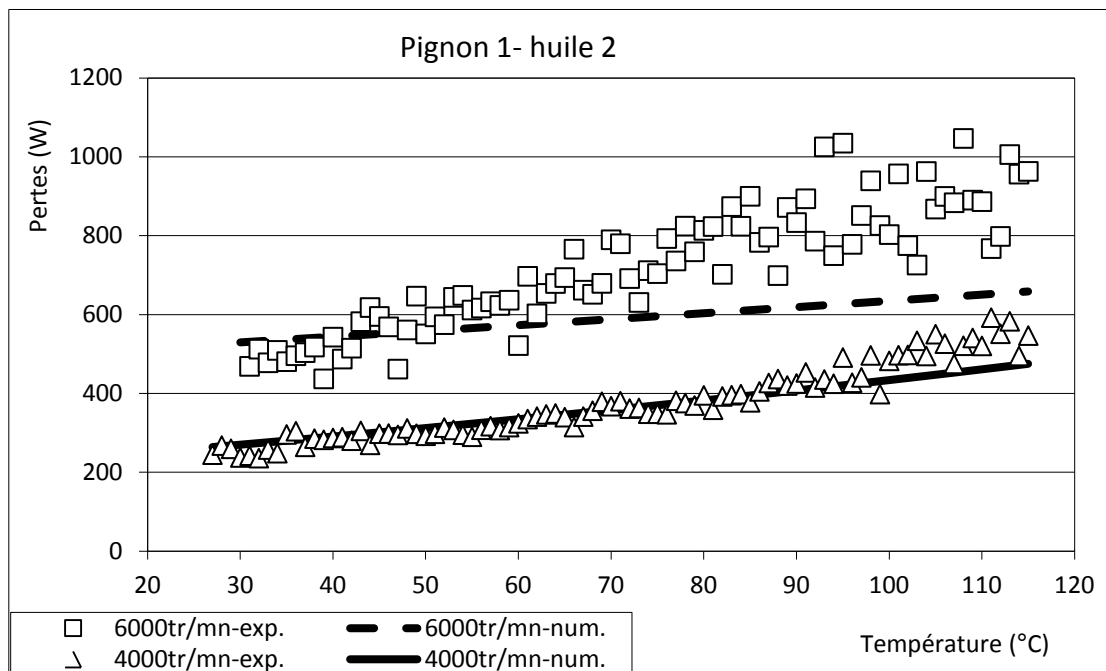


Figure II-7 Influence de la vitesse de rotation sur l'évolution des pertes (pignon n°1, huile n°2, h/R=0,5)

Il faut noter que les écarts observés entre les pertes mesurées et celles calculées ne sont pas imputables à l'augmentation de l'immersion, qui est déjà prise en compte dans le modèle. Toutefois, les observations visuelles réalisées au cours des essais conduisent à s'intéresser à l'aération de

l'huile ; c'est-à-dire à la présence dans le lubrifiant d'un grand nombre de bulles d'air de taille fine introduites par le brassage du bain d'huile.

## II.3 Mise en évidence du rôle de l'aération [48]

### II.3.1 Mesure de l'aération

Afin d'étudier l'influence de la présence de bulles d'air dans le bain d'huile, outre la mesure de la puissance dissipée par barbotage, un appareil Air-X [49] a été intégré dans le banc d'essais afin de mesurer l'aération du fluide dans lequel l'engrenage est en rotation. Pour cela une source radioactive (émettant une intensité  $I_0$  de rayons X) a été placée dans le carter (Figure II-8), cette dernière est complètement immergée dans le fluide testé. Un détecteur, mesurant l'intensité  $I$  des rayons X ayant traversés le bain d'huile, est positionné face à la source à l'extérieur du carter (Figure II-9).

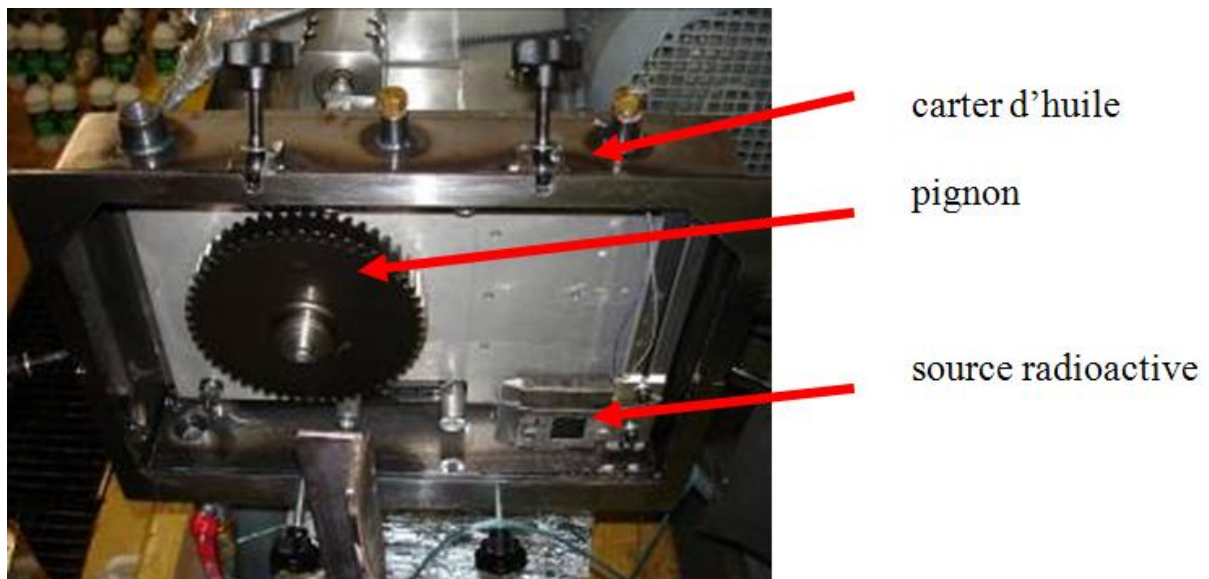


Figure II-8 Carter du banc d'essais

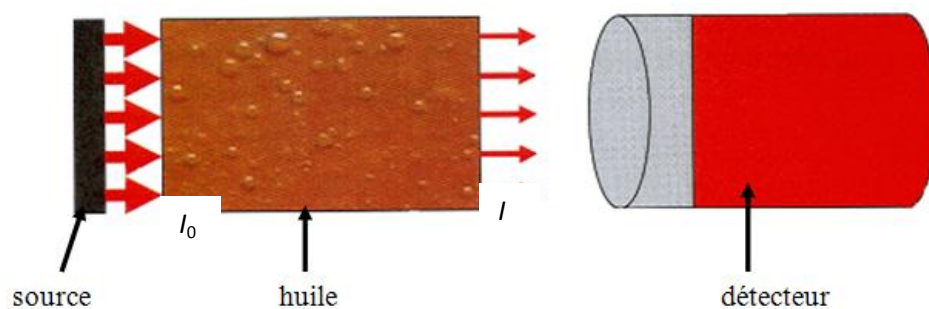


Figure II-9 Principe de mesure de l'aération

Les rayons X émis par une source radioactive au Cadmium traversent l'échantillon d'huile localisé entre la source et le détecteur et sont atténués proportionnellement à la densité de l'huile suivant la relation :

$$I = I_0 \exp(-\phi \rho_{eq} x) \quad (II-10)$$

où  $I_0$  correspond à l'intensité des rayons X émis par la source,  $I$  l'intensité des rayons reçue par le capteur,  $\phi$  est un coefficient d'absorption dépendant de l'énergie des rayons X et de l'huile et  $x$  l'épaisseur d'huile traversée par les rayons X. Enfin, la masse volumique équivalente  $\rho_{eq}$  du mélange air-huile peut être exprimée de la façon suivante :

$$\rho_{eq} = \rho_{huile}(1 - X_{air}) + \rho_{air}X_{air} \quad (II-11)$$

où  $\rho_{huile}$  représente la masse volumique de l'huile,  $\rho_{air}$  la masse volumique de l'air et  $X$  la fraction volumique d'air contenu dans l'huile.

Ainsi, la présence de bulles d'air modifie la densité de l'huile et la fraction d'air est déterminée par la mesure de l'intensité transmise des rayons X. La quantité d'air présente dans le bain de barbotage est alors obtenue en pourcentage du volume total de fluide. Afin de relier l'atténuation des rayons X à l'aération du bain d'huile, il est nécessaire de calibrer l'appareil Air-X. Il s'agit tout d'abord d'effectuer un calibrage à 100 % d'aération (carter vide d'huile), ainsi qu'à 0 % d'aération (carter rempli d'huile au repos, donc non aérée). Enfin la dernière calibration se fait en température ; il faut en effet prendre en compte la modification de la masse volumique de l'huile avec l'augmentation de la température. Ce calibrage doit bien sûr être réalisé pour chaque fluide car ils n'ont pas les mêmes propriétés de dilatation ou de masse volumique. L'incertitude de mesure donnée par le constructeur de l'appareil est de  $\pm 1$  %. La précision de mesure est donc satisfaisante d'autant plus qu'une acquisition est réalisée toutes les 20 secondes au cours des essais en transitoire (voir Figure II-10). L'ensemble de ces nombreuses acquisitions permet donc d'évaluer une aération moyenne en fonction de la température.

### II.3.2 Parallèle entre pertes et aération

La conception du carter du banc, avec une face vitrée, permet d'observer le bain d'huile au cours des essais. La présence de bulles d'air dans le bain d'huile est ainsi observée dès que le pignon entre en rotation. Ces observations conduisent à procéder à des mesures de l'aération du bain d'huile au moyen du dispositif air-X. Les résultats montrent que l'aération augmente avec la température quelle que soit la vitesse de rotation (Figure II-10). Toutefois, les niveaux d'aération atteints sont très différents : 8 % à 100°C pour une vitesse de 2000 tr/mn contre 25 % à 100°C pour une vitesse de 6000 tr/mn.



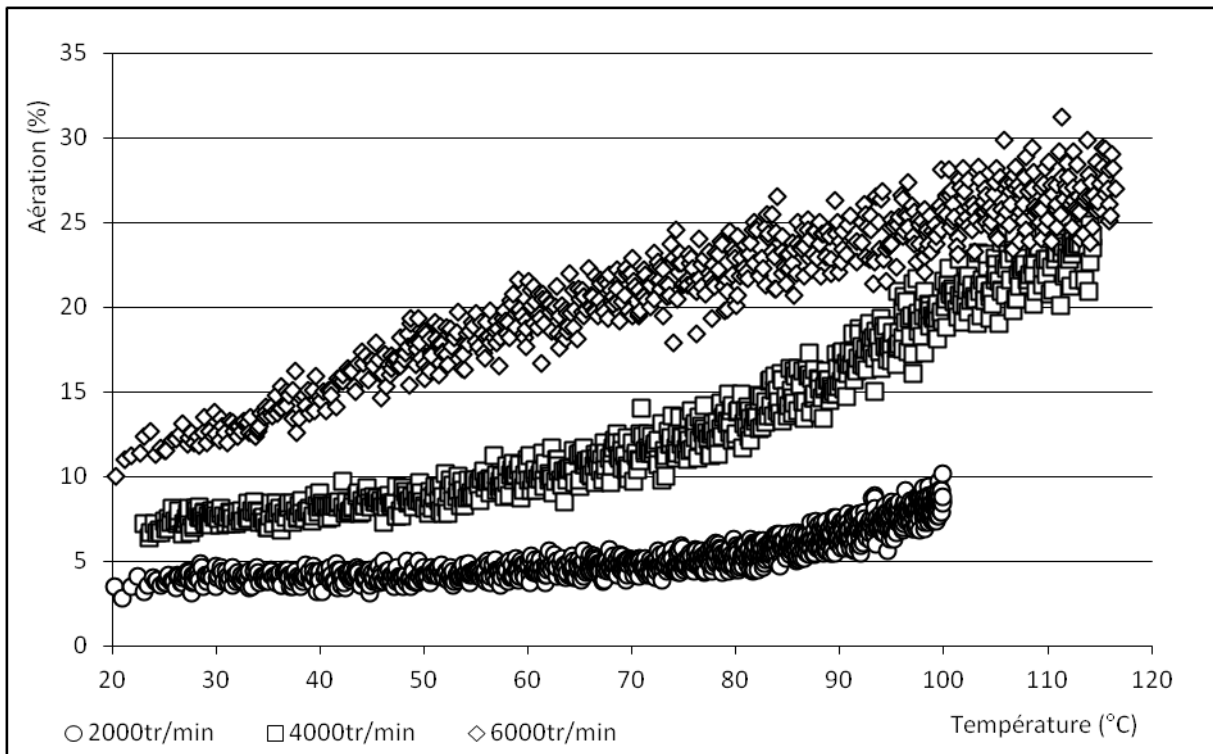


Figure II-10 Evolution de l'aération en fonction de la température pour différentes vitesses de rotation (pignon n°1, huile n°1,  $h/R=0,5$ )

Etant donné les niveaux d'aérations (jusqu'à 25 % ou plus suivant la température ou l'huile), il apparaît intéressant d'essayer de comprendre le rôle que peut jouer une telle quantité d'air sous forme de très fines bulles dans le bain d'huile. Bien que l'aération soit un problème différent du moussage du lubrifiant, les deux phénomènes pourraient être liés notamment au travers de l'action d'additifs antimousses [50] [51] [52]. Des études portant sur l'aération des huiles et son impact dans la lubrification des paliers ont été conduites [53] [54] [55]. Toutefois aucune de ces études ne fait état du lien entre aération et lubrification par barbotage. En effet, une étroite relation est observée entre l'évolution des pertes mesurées et l'évolution de l'aération (Figure II-11). Pour des températures inférieures à 50 °C, l'aération du lubrifiant est relativement faible et ne dépasse pas 7 %. Le modèle de perte prédit de manière tout à fait satisfaisante les pertes par barbotage mesurées. Lorsque la température de l'huile dépasse ici 50°C, l'aération augmente de façon plus importante avec la température comparativement à la gamme des températures précédentes. Ce changement de comportement est aussi observé dans le cas des pertes mesurées à partir de la même température de transition. Le modèle n'est pas capable d'appréhender correctement ce changement d'évolution.

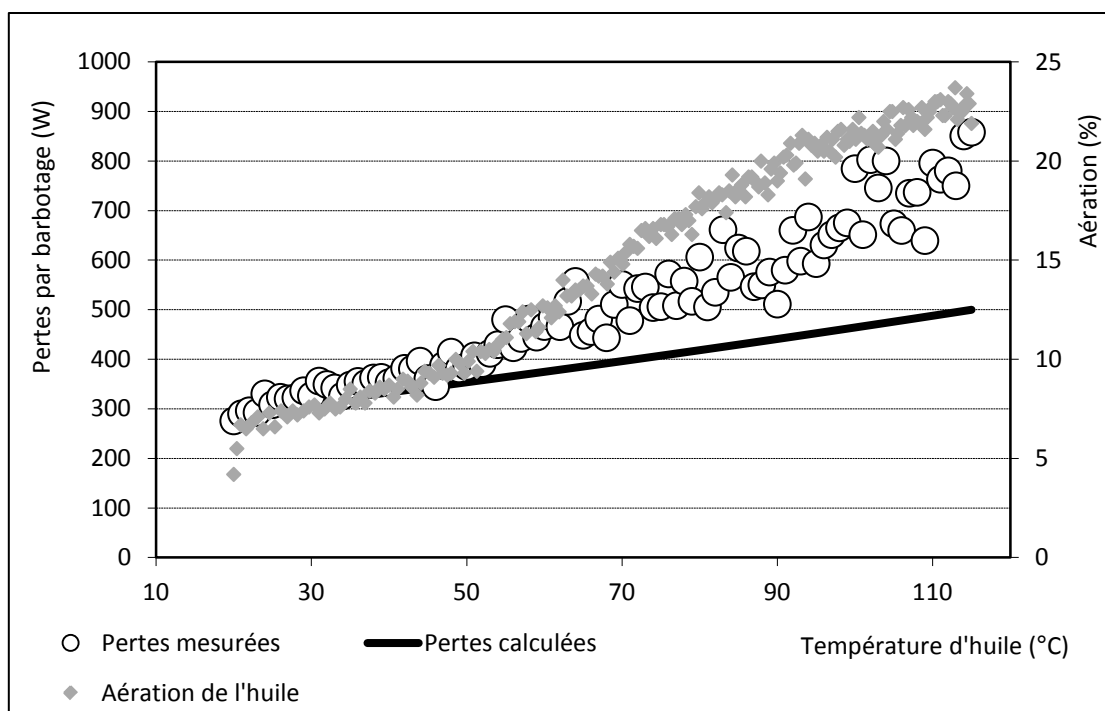


Figure II-11 Mise en évidence de la relation entre aération du lubrifiant et perte par barbotage (pignon n°1, huile n°1,  $N=6000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

De nombreux essais réalisés avec différents lubrifiants et conditions de fonctionnement conduisent aux mêmes observations que celles relevées à la Figure II-11. Comme cela a déjà été mentionné, l'influence de l'augmentation du niveau d'huile dans l'augmentation des pertes est écartée. En effet, le modèle de perte prend en compte un niveau d'huile dynamique, c'est-à-dire le niveau d'huile effectif dans le banc en fonction de la température lors de la rotation du pignon.

Des essais complémentaires ont été réalisés sur de l'huile et de l'eau pour des conditions de fonctionnement similaires (pignon n°1,  $h/R=0,5$ ,  $T=50^{\circ}\text{C}$ ). Les résultats de mesures sont présentés dans le Tableau II-5. Les pertes mesurées avec l'eau sont plus importantes que pour l'huile, à l'exception du cas de la vitesse de rotation de 1000 tr/mn pour laquelle les effets visqueux sont encore prépondérants. Ces résultats sont en accord avec ceux donnés par Luke et Olver qui avaient également mesuré des pertes par barbotage plus importantes avec de l'eau qu'avec de l'huile (voir Chapitre 1 – Bibliographie). Ceci illustre très bien le fait que la viscosité n'est pas la propriété qui conditionne les pertes par barbotage pour des régimes à vitesse élevée. En outre l'écart entre les pertes mesurées pour ces deux fluides ne peut être imputé à la masse volumique. En effet, à 6000 tr/mn par exemple, le ratio des pertes est de 1,7 (1070 W de pertes mesurée pour l'eau 630 W mesurée pour l'huile) contre 1,06 ( $\rho_{\text{huile}} = 940 \text{ kg/m}^3$  et  $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ ) pour le ratio des masses volumiques.

Tableau II-5 Pertes mesurées pour le pignon n°1 pour deux fluides

N (tr/mn)	Pertes mesurées (W)	
	Huile 6	Eau
1000	25	18
2000	117	220
3000	230	420
4000	340	690
5000	480	875
6000	630	1070

Pour expliquer les écarts de pertes mesurées entre les deux fluides, des mesures d'aération ont été effectuées simultanément aux mesures de pertes. Pour les conditions de fonctionnement testées, l'eau s'aère deux fois plus que l'huile n°6 (Tableau II-6) aux vitesses égales à 4000 et 6000 tr/mn. La corrélation entre les mesures de pertes et d'aération montre que cette dernière pourrait modifier les interactions entre le pignon en rotation et le fluide et conduire à des pertes supplémentaires non prise en compte dans les modèles actuels [48].

Tableau II-6 Comparaison des aérations pour l'huile 6 et l'eau

N (tr/mn)	Aération (%)	
	Huile n°6	Eau
4000	9	21
6000	16	34

Afin d'appuyer encore un peu plus l'étroite relation entre aération et pertes par barbotage, deux essais ont été réalisés dans des conditions similaires d'immersion et de vitesse de rotation pour les huiles n°2 et 3. Les caractéristiques de ces deux huiles sont rappelées dans le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

Tableau II-7 Propriétés des huiles 2 et 3

Numéro d'huile	2	3
viscosité cinématique à 40°C (cSt)	24,79	63,64
viscosité cinématique à 100°C (cSt)	7,909	10,71
Masse volumique à 21°C (kg/m <sup>3</sup> )	881	858

L'huile n°2 présente une viscosité beaucoup plus faible que celle de l'huile n°3, notamment pour de faibles températures. La Figure II-12 présente à la fois les pertes mesurées pour ces deux huiles mais également les aérations obtenues au moyen du dispositif de mesure Air-X. Ainsi l'huile n°2 présente une aération deux fois supérieure à celle de l'huile n°3. De même, les pertes par barbotage mesurées en utilisant l'huile n°2 sont supérieures de 200 W à celles mesurées pour l'huile n°3 à la température de 40°C. L'huile n°2, la moins visqueuse, génère donc plus de pertes par barbotage que l'huile n°3. Les mesures effectuées conduisent donc à dire que l'aération de l'huile joue un rôle significatif sur le phénomène de barbotage.

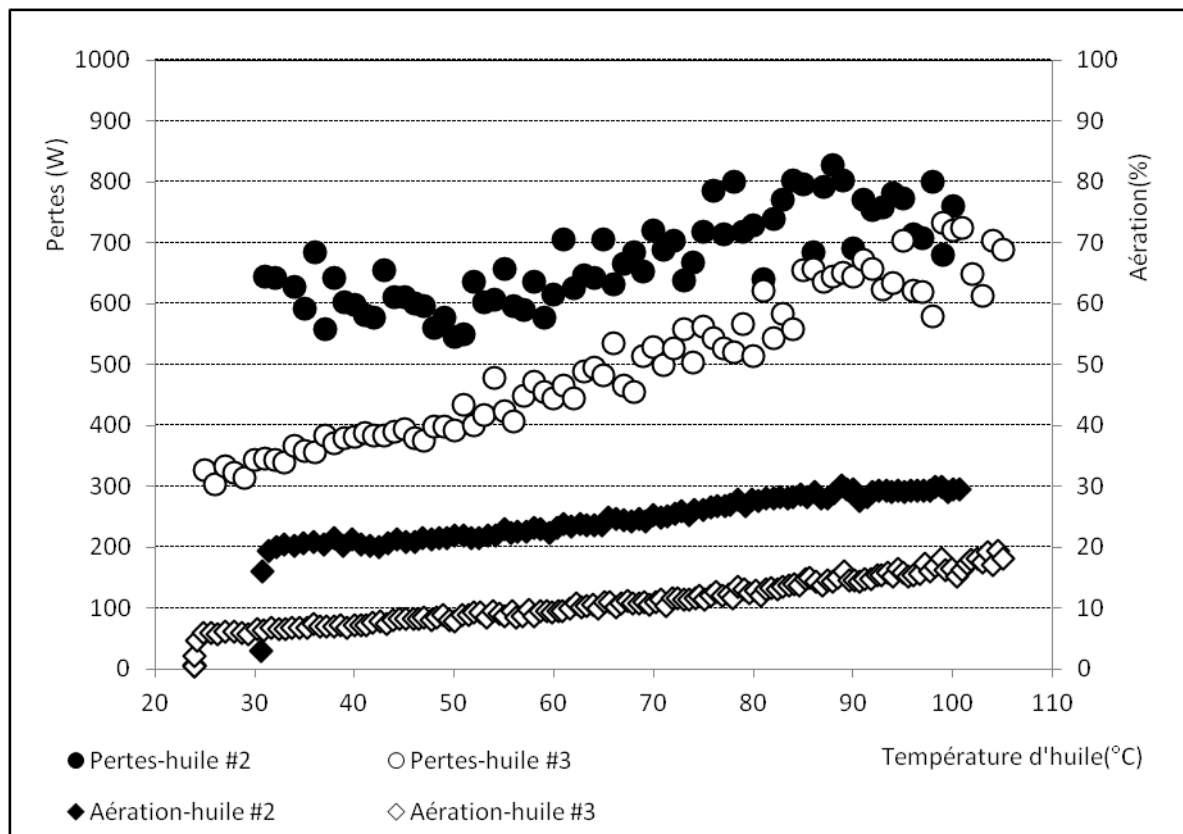


Figure II-12 Mise en évidence du rôle de l'aération pour les huiles n°2 et n°3

L'aération, jusqu'ici peu étudiée, apparaît néanmoins comme un phénomène pouvant entraîner sous certaines conditions des excès de pertes significatifs et non pris en compte dans les modèles classiques présentés précédemment. Dans ce contexte, il apparaît maintenant nécessaire de développer un modèle permettant de prédire les pertes par barbotage pour des conditions de fonctionnement qui génèrent une aération importante.

## II.4 Développement d'un modèle

### II.4.1 Correction de densité et viscosité pour huile aérée

Les modèles de perte par barbotage ne prennent en considération que deux propriétés du lubrifiant, à savoir sa viscosité et sa masse volumique. Toutefois, dans les formulations, ce sont les valeurs pour de l'huile non aérée qui sont utilisées alors que les résultats précédents montrent que l'huile peut être aérée jusqu'à des niveaux de 25 à 30 %. La présence de cet air sous forme de très fines bulles pourrait modifier les propriétés du lubrifiant.

Une première approche serait alors de calculer une masse volumique et une viscosité correspondantes à celles d'une huile aérée. En injectant ces propriétés équivalentes dans les modèles de pertes, il sera alors vérifié si les modèles permettent de traduire les augmentations significatives de pertes qui ont été mesurées. Étant donné que la valeur de l'aération est connue en fonction de la température pour un essai donné, il est aisé de calculer une masse volumique équivalente pour l'huile aérée à partir des masses volumiques de l'huile et de l'air par la formulation suivante :

$$\rho_{eq} = \rho_{huile} \left(1 - \frac{A}{100}\right) + \rho_{air} \frac{A}{100} \quad (II-12)$$

où  $A$  représente le pourcentage d'air dans l'huile sous forme de bulles.

Hayward propose une formulation [56] permettant de calculer la viscosité d'une huile lorsque l'aération ne dépasse pas 30 % :

$$\mu_{eq} = \mu_{huile} \left(1 + 0,015 \frac{A}{100}\right) \quad (II-13)$$

Les formulations (II-12) et (II-13) permettent donc d'exprimer les propriétés de masse volumique et de viscosité d'un lubrifiant aéré. Plus l'aération de l'huile sera importante, plus la masse volumique du mélange diphasique diminuera car la masse volumique de l'air est beaucoup plus faible que celle de l'huile. Au contraire, la viscosité du mélange sera plus importante que celle de l'huile seule mais dans une proportion relativement faible. La Figure II-13 illustre l'évolution de la masse volumique et de la viscosité cinématique en fonction de la température pour une quantité d'aération comprise entre 6 et 23 %.

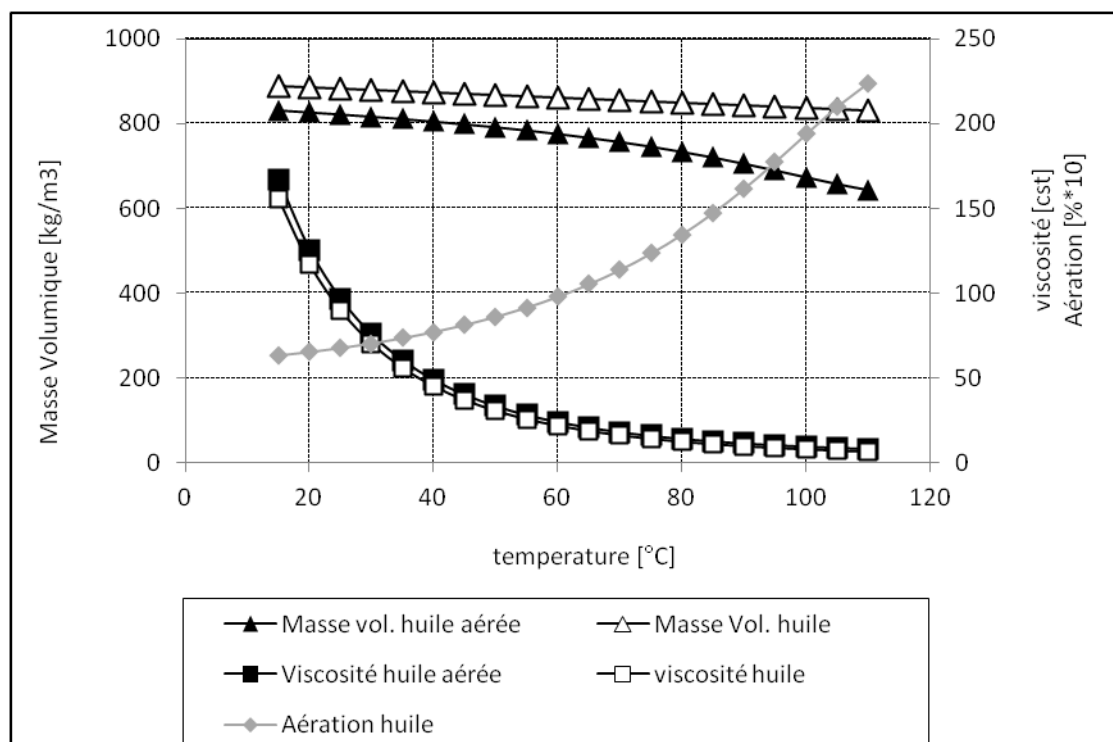


Figure II-13 Evolution de la densité et de la viscosité pour une huile aérée

De façon tout à fait attendue, l'aération joue un rôle non négligeable sur la masse volumique du mélange. Toutefois, la masse volumique étant plus faible pour une huile aérée, les pertes par barbotage devraient être inférieures à celles engendrées dans une huile sans aération. C'est pourtant tout à fait l'inverse qui est observé au moyen du banc d'essais. La viscosité est quant à elle supérieure à celle de l'huile pure, ce qui pourrait aller dans le sens d'une augmentation des pertes. Mais, comme le montre la Figure II-13, l'écart entre la viscosité de l'huile et celle du mélange air/huile est tout à fait minime et n'est pas à même d'expliquer l'envolée des pertes par rapport au modèle proposé. Enfin et surtout, l'excès de pertes mesurées l'est pour des vitesses de rotation importantes du pignon, donc pour des régimes (voir paragraphe II.2.2) où la viscosité n'intervient plus dans les formulations.

Ces modifications permettant de prendre en compte l'aération directement dans les propriétés du fluide ne permettent donc pas d'expliquer les écarts entre les mesures et le modèle prédictif dès lors que les niveaux d'aération deviennent importants ou du moins dépassent une certaine valeur d'aération qui sera notée  $A_0$ . Cette valeur d'aération constitue donc une borne d'application du modèle initial de pertes. En deçà de cette valeur, le modèle est applicable, au-delà de cette valeur, l'aération engendre des pertes qui ne sont pas prises en compte dans le modèle initial.

Du fait de ces constatations, l'approche suivante a été retenue : le modèle initial de pertes par barbotage sera conservé inchangé sur la plage d'application pour laquelle sa fiabilité a été montrée, les propriétés du fluides ne seront pas modifiées pour prendre en compte l'aération. Ainsi il sera nécessaire de développer un modèle permettant de calculer en fonction de l'aération les écarts de pertes mesurées par rapport au modèle initial.

#### II.4.2 Modèle [57] [58]

Le paragraphe précédent montre la nécessité de développer un modèle présentant une approche différente. En effet, les modèles de viscosité et de masse volumique prenant en compte l'aération ne permettent pas de traduire les augmentations de pertes par barbotage qui sont mesurées.

Le mélange air-huile constitue un milieu diphasique dans lequel est partiellement immergé le pignon. Aussi ce milieu diphasique est constitué d'un grand nombre de très fines bulles d'air en suspension dans l'huile. L'approche développée ci-dessous s'appuie donc sur l'interaction entre le pignon et les nombreuses bulles qui se trouvent dans le bain d'huile. Plus particulièrement, le pignon, en tournant dans le bain d'huile aérée, va briser certaines bulles d'air qui se trouvent à proximité de la denture. La taille et la forme de ces bulles sont conditionnées par la tension de surface  $\sigma$  [59]. Ce paramètre ayant la dimension d'une énergie par unité de surface, l'énergie d'interface de chaque bulle pourra être calculée. L'idée générale de ce modèle est donc de considérer que la rotation du pignon dans le bain d'huile aérée va entraîner l'éclatement d'un certain nombre de bulles se trouvant à proximité de la denture. Les bulles ayant une énergie d'interface, leur éclatement par le pignon réclame une énergie égale à leur énergie d'interface. Une formulation en puissance sera donc développée à partir de cette hypothèse.

L'aération de l'huile est constituée de très fines bulles qui seront considérées ici comme sphériques et de rayon  $R_b$ . Si on considère maintenant une bulle en particulier, son éclatement donnera naissance à  $n$  bulles de rayon  $R_{bi}$ . Lors de l'éclatement de cette bulle, il y a conservation de la masse ; en considérant que la pression et la température restent constantes, le volume est également conservé, la relation suivante entre le rayon  $R_b$  et les rayons  $R_{bi}$  pourra donc être écrite :

$$R_b^3 = \sum_{i=1}^n R_{bi}^3 \quad (\text{II-14})$$

À partir de l'équation (II-14), il est possible d'écrire l'accroissement de surface qui s'opère lors de l'éclatement de la bulle de rayon  $R_b$  en  $n$  bulles de rayon  $R_{bi}$ . Ainsi, l'accroissement de l'interface air/huile  $\Delta S$  s'exprime :

$$\Delta S = 4\pi \left( \sum_{i=1}^n R_{bi}^2 - R_b^2 \right) \quad (\text{II-15})$$

À partir de l'équation (II-14), le rayon moyen des bulles ainsi créées  $R_b^*$  peut être exprimé en fonction du rayon  $R_b$  initial et du nombre de bulles :

$$R_b^* = \frac{R_b}{\sqrt[3]{n}} \quad (\text{II-16})$$

Si l'hypothèse est prise que les rayons  $R_{bi}$  sont répartis autour de la valeur moyenne  $R_b^*$ , alors on peut écrire la relation (II-17) :

$$R_{bi} = R_b^*(1 + \varphi_i) = \frac{R_b}{\sqrt[3]{n}}(1 + \varphi_i) \quad (\text{II-17})$$

où  $\varphi_i$  représente un écart à la moyenne. En injectant l'équation (II-17) dans la formulation (II-15), l'accroissement d'interface  $\Delta S$  en fonction du rayon de bulle initial  $R_b$  et du nombre de bulles  $n$  s'exprime par la relation :

$$\Delta S = 4\pi R_b^2 \left( n^{-2/3} \sum_{i=1}^n (1 + \varphi_i)^2 - 1 \right) \quad (\text{II-18})$$

À partir de cet accroissement d'interface et de la tension de surface  $\sigma$  [59], l'accroissement d'énergie [60] qui s'opère lors de l'éclatement d'une bulle de rayon  $R_b$  en  $n$  bulles s'exprime facilement de la façon suivante :

$$\Delta E = 4\pi\sigma R_b^2 \left( n^{-2/3} \sum_{i=1}^n (1 + \varphi_i)^2 - 1 \right) \quad (\text{II-19})$$

L'accroissement d'énergie  $\Delta E$  lors de l'éclatement d'une bulle est maintenant connu. Il convient alors de définir combien de bulles sont concernées par l'éclatement provoqué par la denture.

Pour cela, le nombre de bulles sera défini au moyen d'un rapport entre un volume d'air  $V_b$  et le rayon des bulles  $R_b$  :

$$N_b = \frac{3V_b}{4\pi R_b^3} \quad (\text{II-20})$$

À partir de l'aération du bain d'huile, l'idée consiste ensuite à relier le volume d'air  $V_b$  à un volume d'huile de référence,  $V_{pig}$ . Ce volume  $V_{pig}$  est choisi ici comme étant le volume immergé du pignon. On peut alors écrire le nombre de bulles sous la forme :

$$N_b = \alpha_1 \frac{V_{pig}}{R_b^3} \frac{A - A_0}{100} H(A - A_0) \quad (\text{II-21})$$

où  $A$  est l'aération de l'huile et  $A_0$  représente une valeur d'aération à partir de laquelle l'aération génère des pertes non prises en compte dans les modèles (équation (II-8)). Enfin  $H(A - A_0)$  représente la fonction de *Heaviside* qui vaut 1 pour  $A > A_0$  et 0 sinon.

La Figure II-14 illustre la nécessité de prendre en compte le paramètre  $A_0$ . Les résultats présentés ci-dessus montrent qu'en deçà de la valeur  $A_0$ , le modèle de perte par barbotage retranscrit parfaitement les pertes mesurées bien qu'une aération soit présente dans le lubrifiant. Cette constatation justifie l'emploi de la fonction de *Heaviside*.

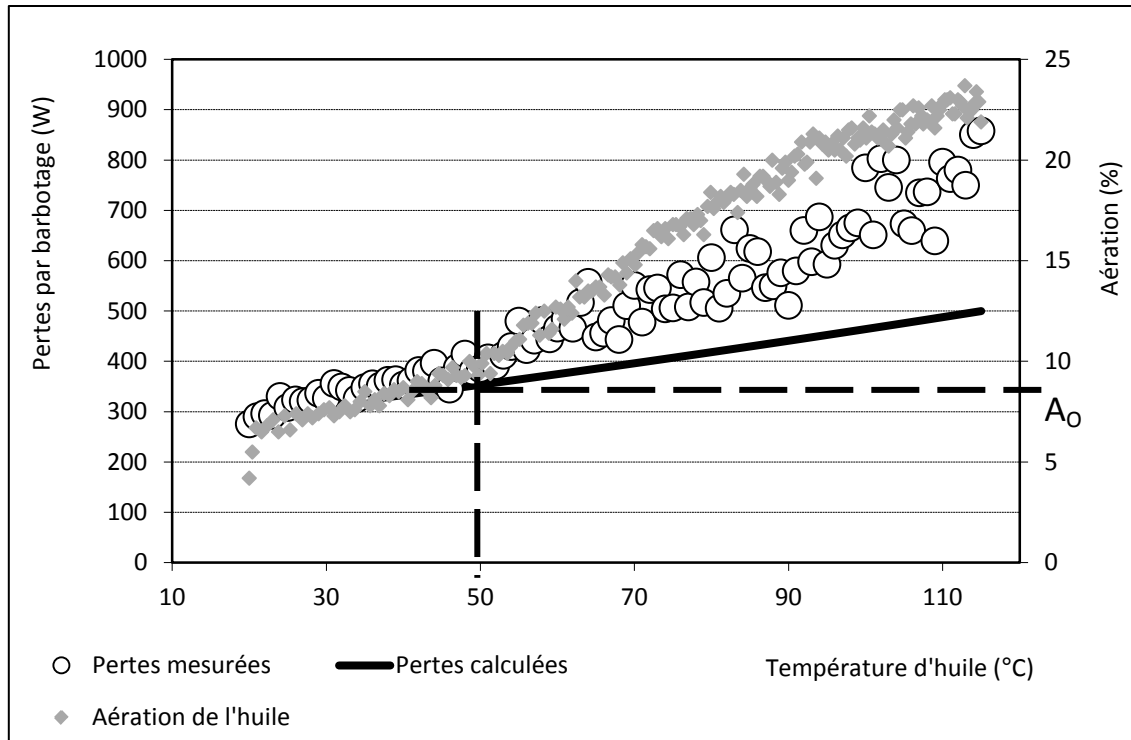


Figure II-14 Mis en évidence du paramètre  $A_0$  (pignon n°1, huile n°1,  $N=6000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

Le nombre de bulles impliquées dans l'interaction avec la denture étant maintenant connu, l'énergie dissipée au cours de  $N_c$  cycles peut s'écrire de la façon suivante :

$$E = N_c N_b \Delta E \quad (\text{II-22})$$

Dans le cadre de l'étude des pertes par barbotage, la période de référence peut être choisie comme la période de rotation de rotation du pignon  $2\pi/\Omega$ . Ainsi, la seule période ayant un sens physique ici s'écrira sous la forme  $\alpha_2/\Omega$ . Exprimée en fréquence, on peut écrire la relation suivante entre le nombre de cycles et la vitesse de rotation :

$$\frac{dN_c}{dt} = \frac{1}{\alpha_2} \Omega \quad (\text{II-23})$$

Finalement, en combinant les formules (II-21), (II-22) et (II-23), les pertes supplémentaires générées par la présence d'air sous forme de très fines bulles dans le bain d'huile peuvent s'exprimer comme suit :

$$P_{aera} = \frac{dN_c}{dt} N_b \Delta E = \alpha_3 \sigma \frac{V_{pig}}{R_b} \frac{A - A_0}{100} \Omega H(A - A_0) \quad (\text{II-24})$$

Le coefficient de proportionnalité  $\alpha$  est déterminé au moyen d'un essai de référence correspondant aux conditions présentées à la Figure II-14. Le coefficient  $\alpha_3$  est alors choisi afin d'obtenir la meilleure corrélation possible entre les pertes mesurées et la formulation (II-24) sur la plage de température pour laquelle l'aération est supérieure à la valeur  $A_0 = 8\%$ , soit une plage de température allant de 50 °C à 110 °C. La valeur retenue pour ce coefficient est de 31. En outre si le modèle traduit justement l'influence de l'ensemble des paramètres, la formulation (II-24) agrémentée du coefficient  $\alpha_3 = 31$  doit pouvoir s'appliquer à d'autres conditions opératoires, tant en termes de géométrie de pignons que de fluides.



On peut alors écrire le modèle de pertes par barbotage prenant en compte l'aération au moyen des équations (II-8) et (II-24) :

$$P_{barbo} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \Omega^3 \cdot S_m \cdot R_p^3 \cdot C_{mi} + \alpha \sigma \frac{V_{pig}}{R_b} \frac{A - A_0}{100} \Omega H(A - A_0) \quad (II-25)$$

Le développement de ce modèle aboutit à une formulation nécessitant la connaissance, soit par des moyens expérimentaux, soit par calculs, d'un certain nombre de paramètres comme l'aération, le paramètre  $A_0$ , ou encore le rayon moyen des bulles  $R_b$ .

### II.4.3 Calculs des paramètres $R_b$ , $A_0$

Le rayon moyen des bulles formant l'aération peut être estimé en utilisant une analogie entre la denture du pignon et les aubes d'un ventilateur centrifuge [61]. Il est considéré que la charge d'Euler  $H_e$  créée par la rotation est communiquée à l'air environnant afin de donner naissance à une surpression qui conditionne la taille des bulles d'air dans le bain d'huile. L'annexe n°1 détaille la démarche permettant finalement d'exprimer le rayon des bulles sous la forme suivante :

$$R_b = \frac{2\sigma}{\rho_{air} R_a \omega \left( R_a \omega + \frac{Z q_v}{\pi b R_a \tan(\varphi)} \right)} \quad (II-26)$$

où  $\sigma$  représente la tension de surface du lubrifiant,  $\rho_{air}$  la masse volumique de l'air,  $R_a$  le rayon de tête du pignon,  $\omega$  la vitesse de rotation,  $Z$  le nombre de dents,  $\varphi = \pi/2 + \alpha$ , et  $q_v$  représente le débit d'air éjecté par chaque espace inter-dent [23].

Le rayon des bulles  $R_b$  est maintenant connu en fonction de la température du lubrifiant. Il est en effet considéré ici que la température de l'air est identique à celle de l'huile. Plus la température est importante, et plus les bulles formées dans le bain d'huile ont une taille importante.

A partir du rayon des bulles, il est possible de proposer une formulation afin de modéliser l'évolution de l'aération en fonction de la température. L'hypothèse est faite que le nombre de bulles dans le bain d'huile reste constant, l'évolution de l'aération en fonction de la température sera donc uniquement dû à la variation de la masse volumique de l'air et donc du rayon des bulles d'après la formulation (II-26).

De façon arbitraire, le nombre de bulles sera déterminé à la température de 20 °C au moyen du rayon  $R_b$ , calculé à cette température, et de l'aération initiale notée  $A_{20^\circ C}$ . Au moyen de l'aération à 20 °C, le nombre de bulles peut être évalué grâce à l'équation suivante :

$$N_{bulles} = \frac{V_{huile} * A_{20^\circ C} / 100}{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3 \text{ à } 20^\circ C} \quad (II-27)$$

Le nombre de bulles étant considéré constant, l'aération en fonction de la température peut être calculée ainsi :

$$A(T) = \left[ N_{bulles} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3(T) \right] / \left[ V_{huile} + N_{bulles} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3(T) \right] \quad (II-28)$$

Afin de déterminer le nombre de bulles à la température de 20°C, il faut évaluer l'aération à 20°C. En effet, l'aération à 20 °C peut être très différente suivant le fluide testé pour les mêmes conditions

d'essais. Le Tableau II-8 présente quelques résultats de mesures d'aération pour différentes huiles et montre que l'aération dépend du lubrifiant et donc de ces propriétés.

Tableau II-8 Aération mesuré à 20°C pour différentes huiles (pignon #1\_h/R=0,45\_N=4000 tr/mn)

N° d'huile	1	2	3
Aération mesuré à 20°C	7	5	18

La tension superficielle est un paramètre important régissant le comportement des mélanges diphasiques. Ainsi, la tension superficielle est en fait le résultat de l'addition de deux composantes : la composante dispersive et la composante polaire [62]. Cette constatation conduit à s'intéresser à la polarité du lubrifiant puisque ce sont les molécules polaires qui viennent se fixer aux interfaces air-huile. Un des moyens possibles d'évaluer la polarité d'un lubrifiant est de mesurer le moment dipolaire. Des mesures ont donc été réalisées à la température de 20 °C. L'annexe n°2 présente le calcul permettant d'aboutir à la valeur du moment dipolaire à partir de la mesure de la constante diélectrique et de l'indice de réfraction. Les résultats de moment dipolaire sont présentés dans le Tableau II-9. Une évidente corrélation a pu être mise en avant entre les valeurs de moment dipolaire et les aérations mesurées à 20 °C. En effet plus le moment dipolaire est important, et plus l'huile sera susceptible de s'aérer de façon importante (Cf. Tableau II-9). Une formulation empirique basée sur un grand nombre d'essais est ainsi proposée afin de calculer l'aération à 20 °C au moyen du moment dipolaire :

$$A_{20^{\circ}\text{C}} = 81. \mu_{dipol}^{1,7}. S_m. N^{0,5} \quad (\text{II-29})$$

où  $\mu_{dipol}$  est le moment dipolaire,  $S_m$  la surface immergé du pignon et  $N$  la vitesse de rotation.

N° d'huile	Moment dipolaire $\mu_{dipol}$ [Debye]	Aération mesurée à 20°C [%]	Modèle [%]
1	0.324	7	7.2
2	0.2485	5	4.6
3	0.544	18	17.3

Tableau II-9 Donnée et résultats pour l'aération initiale\_pignon 1\_h/Rp=0,45\_N=4000tr/mn

L'équation (II-28) permet donc de calculer l'aération en fonction de la température et des conditions de fonctionnement comme la vitesse de rotation ou l'immersion. Ainsi, la Figure II-15 représente l'aération mesurée au moyen du dispositif Air-X et l'aération calculée grâce aux équations (II-27) à (II-29). L'existence de deux régimes apparaît. Tout d'abord, un premier régime compris entre les températures de 20 et 50 °C, pour lequel le modèle (II-28) traduit fidèlement l'évolution de l'aération. A partir de 50 °C, le modèle d'aération sous-estime largement l'aération qui est mesurée. A partir de ces résultats, on peut penser que l'hypothèse considérant un nombre constant de bulles n'est plus valable à partir d'une certaine température, comme si un équilibre était soudainement rompu.

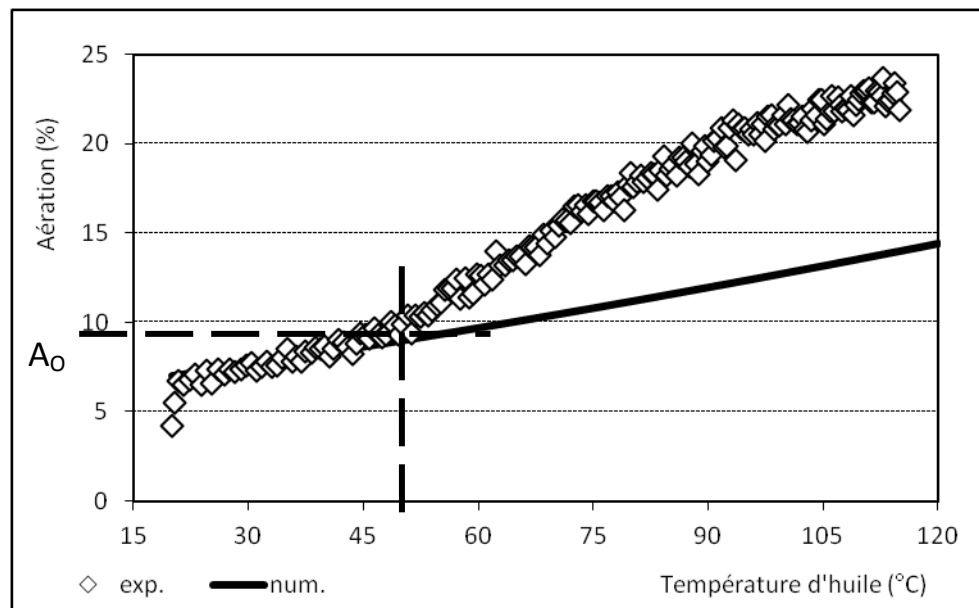


Figure II-15 Comparaison entre aération mesurée et calculée (pignon n°1, huile n°1,  $N=6000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

Pour comprendre l'équilibre qui s'installe dans le bain et conduit à un certain niveau d'aération, il faut connaître comment l'air est introduit dans le bain d'huile et surtout comme il s'en échappe. Trois quantités d'air sont alors recensées :

- $A_{in}$  qui est introduite dans l'huile sous forme de bulles par la rotation du pignon (Cf. Figure II-16),
- $A_{out}$  l'air qui s'échappe du bain d'huile à la surface libre,
- $A_{sol}$  la quantité d'air qui se dissout dans l'huile.

La dernière quantité d'air concerne en effet une partie de l'air qui se trouve sous forme de bulles dans le bain d'huile et qui va se dissoudre dans l'huile. Une méthode standardisée ASTM [63] permet d'évaluer la quantité d'air sous forme dissoute qu'une huile est capable d'absorber.

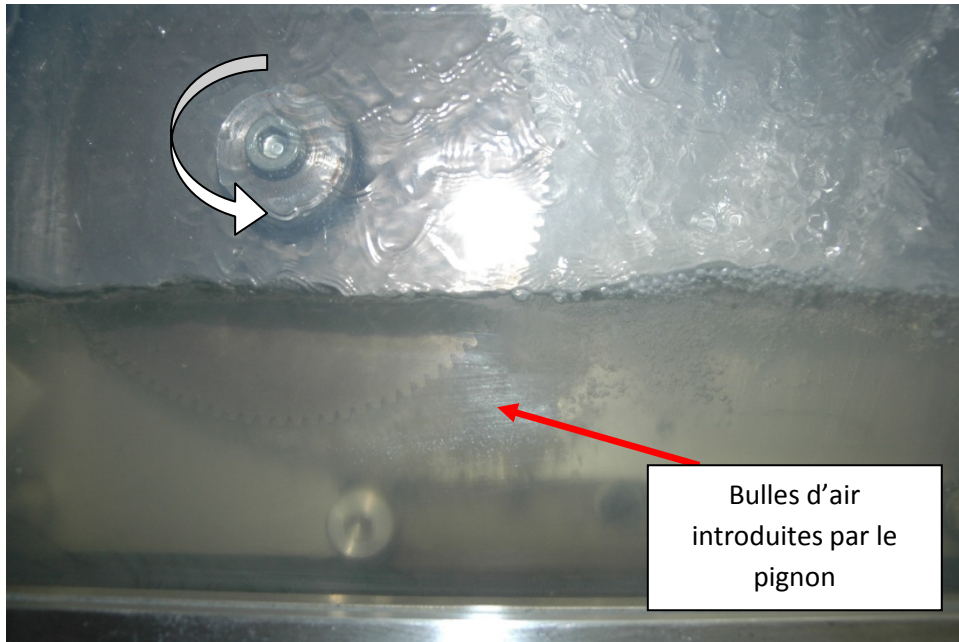


Figure II-16 Introduction d'air par la denture dans de l'essence F

La Figure II-17 illustre schématiquement l'équilibre qui prend place dans le bain d'huile en fonction des différentes sources d'introduction ou d'évacuation de l'air dans le fluide. Si on considère que les quantités  $A_{in}$  et  $A_{out}$  sont constantes en fonction de la température, alors, tant que l'aération reste inférieure à la solubilité de l'air dans l'huile, l'huile est capable de dissoudre suffisamment d'air pour que le nombre de bulles reste constant. A l'inverse, quand l'aération devient égale à la solubilité, l'huile est saturée et l'introduction d'air dans le fluide devient plus importante que l'air qui s'en échappe. Donc lorsque l'aération devient supérieure à la solubilité, le nombre de bulles croît.

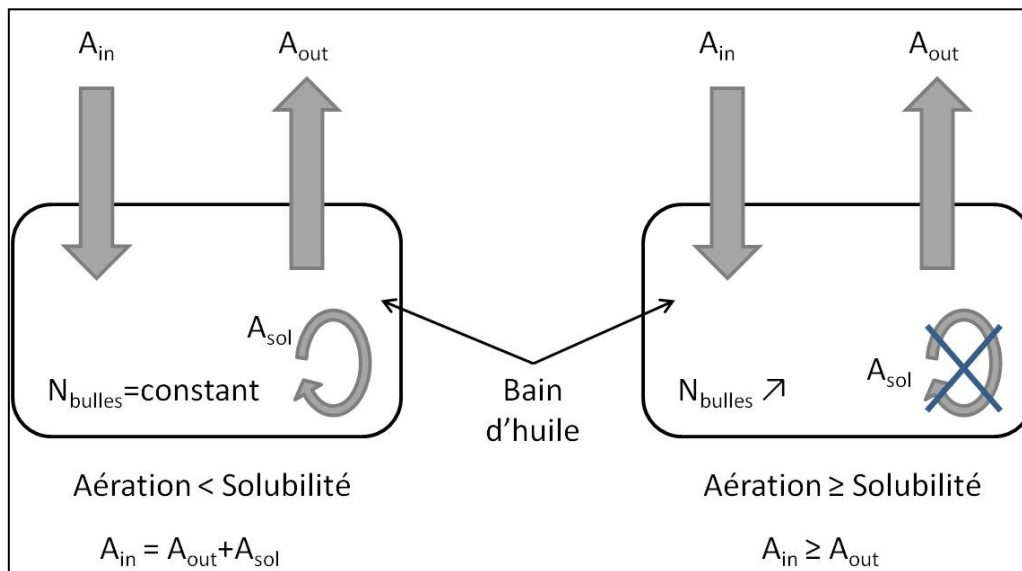


Figure II-17 Cycle de l'équilibre conduisant à un certain niveau d'aération

Le modèle d'aération considérant un nombre de bulles constant ne permet donc pas de traduire l'évolution de l'aération sur l'ensemble de la plage de température 20-110°C. Toutefois, il faut noter que la formulation (II-28) permet de déterminer la valeur d'aération  $A_0$  à partir de laquelle l'aération génère des pertes qui n'étaient pas prise en compte dans les modèles initiaux (équation (II-8)). Ainsi,

l'intersection entre l'équation (II-28) et la solubilité de l'air dans l'huile conduit à la valeur de  $A_0$ . La méthode de calcul de la solubilité de l'air dans l'huile est décrite dans l'annexe n°3. La solubilité de l'air étant ensuite exprimée en volume d'air par rapport au volume d'huile, la comparaison entre l'aération et la solubilité pour une huile donnée est possible.

La Figure II-18 montre la solubilité des huiles 1 et 4 en fonction de la température ainsi que l'aération d'après la formulation (II-28). Les résultats présentés sur ce graphique montrent que les valeurs de  $A_0$  sont différentes pour les deux huiles. Cela entraîne de fait une température  $T_0$  à partir de laquelle le modèle (II-24) sera pris en compte.

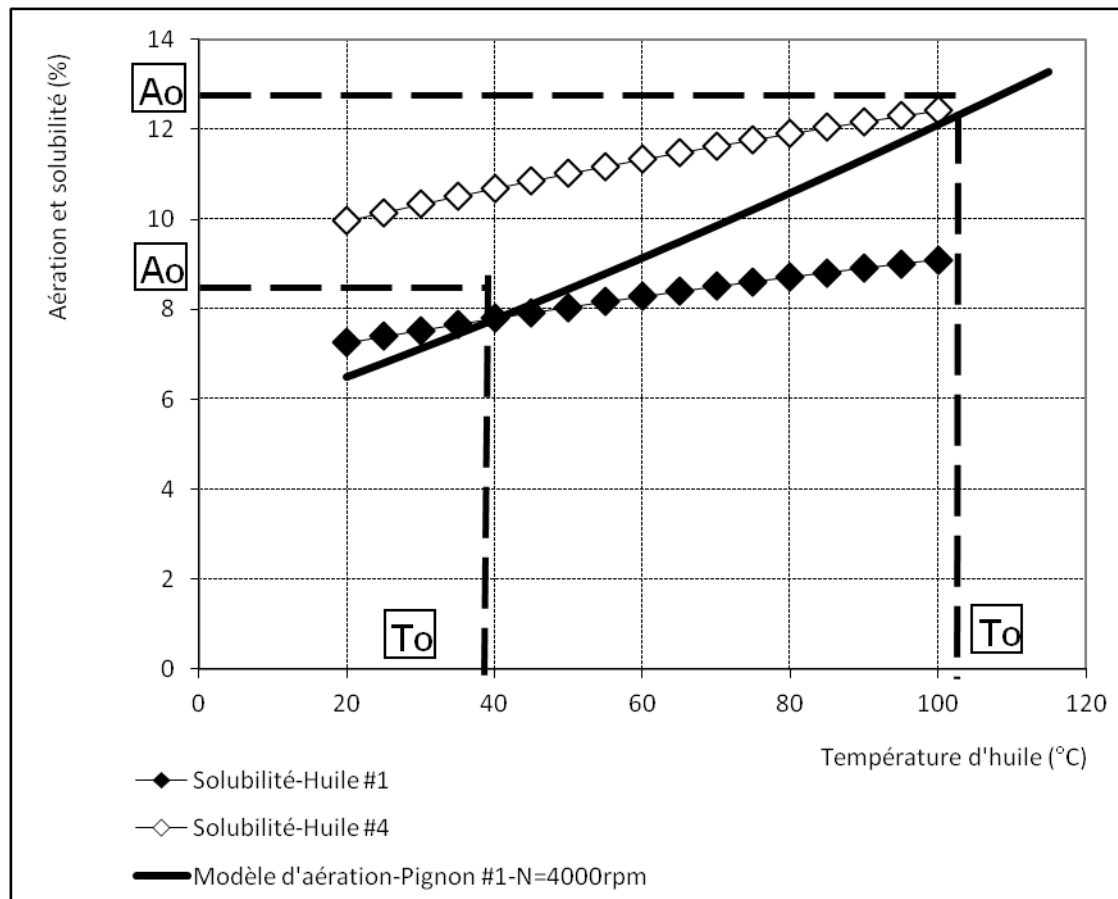


Figure II-18 Détermination de  $A_0$  pour deux huiles différentes

La Figure II-18 illustre le fait que les lubrifiants présentent des solubilités différentes en fonction de leurs propriétés chimiques. Ainsi deux huiles pourront présenter des valeurs de  $A_0$  différentes et donc des niveaux de pertes différents en fonction de la température, même si leurs tensions superficielles sont sensiblement identiques. Comme le montre le calcul de la solubilité dans l'annexe n°3, la pression de vapeur saturante du lubrifiant est une propriété qui peut intervenir sur les pertes par barbotage à travers l'aération.

L'ensemble des variables de l'équation (II-24) peut maintenant être calculé. Seules les mesures expérimentales de l'aération seront utilisées dans ce modèle afin de calculer les pertes correspondantes. Le paragraphe suivant présente quelques résultats du modèle, sur différents pignons ou lubrifiants.

## II.5 Résultats

La Figure II-19 montre les pertes mesurées et les pertes calculées en prenant en compte ou non l'aération de l'huile. Pour la vitesse de 4000 tr/mn, on observe une bonne corrélation entre les pertes mesurées et le modèle sans aération car les niveaux d'aération sont inférieurs à la solubilité jusqu'à 70°C environ. Les pertes supplémentaires engendrées par l'aération restent donc faibles et le modèle (II-24) évalue correctement ce faible niveau de perte. A l'inverse, pour une vitesse plus importante (6000 tr/mn), l'aération est plus importante. Un écart important entre les pertes mesurées et le modèle (II-8) à partir de 50 °C environ apparaît. La formulation développée précédemment, qui prend en compte une partie de l'aération mesurée, permet d'obtenir une bonne évaluation des pertes par barbotage.

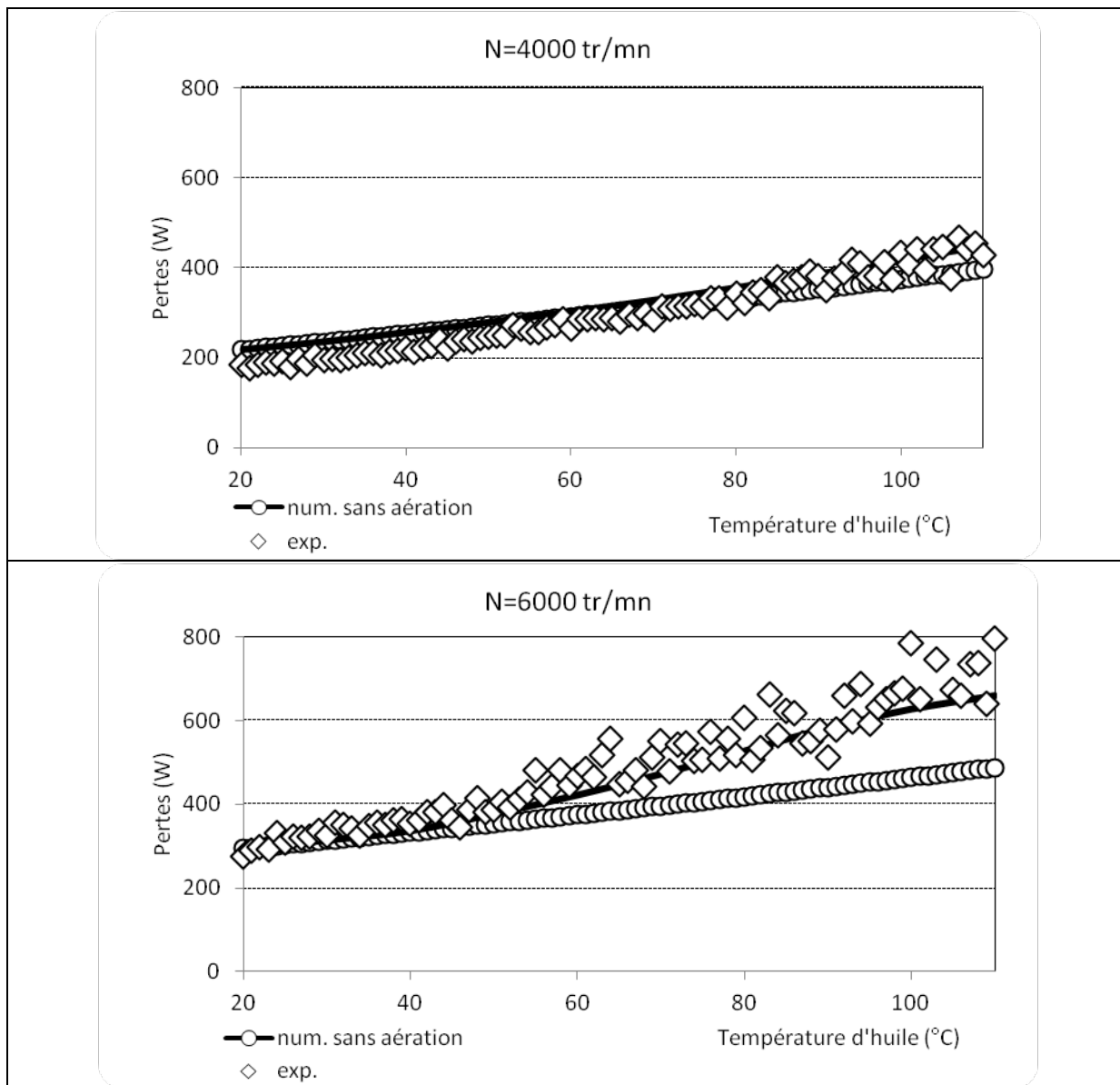


Figure II-19 Résultats du modèle pour deux vitesses différentes (pignon n°1, huile n°1, h/R=0,5)

Des pertes ont également été évaluées par le modèle à partir d'une autre huile cette fois-ci, l'huile n°4 pour une vitesse de rotation de 6000 tr/mn. Ici encore, tant que l'aération est inférieure à  $A_0 = 7\%$ , l'aération n'est pas prise en compte et les modèles avec ou sans aération sont égaux (Figure II-20).

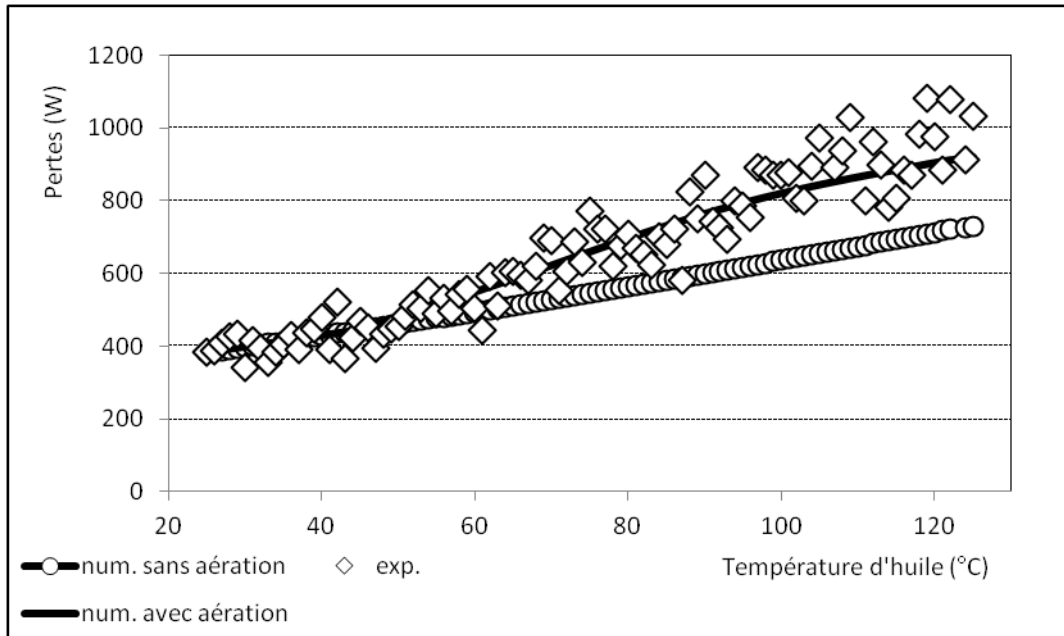


Figure II-20 Résultat du modèle pour l'huile n°4 (pignon n°1,  $N=6000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

La Figure II-21 montre les résultats obtenus pour le pignon n°5 d'une largeur de 14 mm. Cette plus faible largeur comparée à celle du pignon n°1 (Figure II-19) permet de valider que l'influence du volume  $V_{pig}$  est évalué à sa juste valeur. En effet, ce volume est directement relié à la largeur du pignon. Ce volume étant plus faible que celui des essais avec le pignon n°1, les niveaux de pertes calculées au moyen de l'aération correspondent à l'écart entre les pertes mesurées et les pertes calculées par le modèle (II-8).

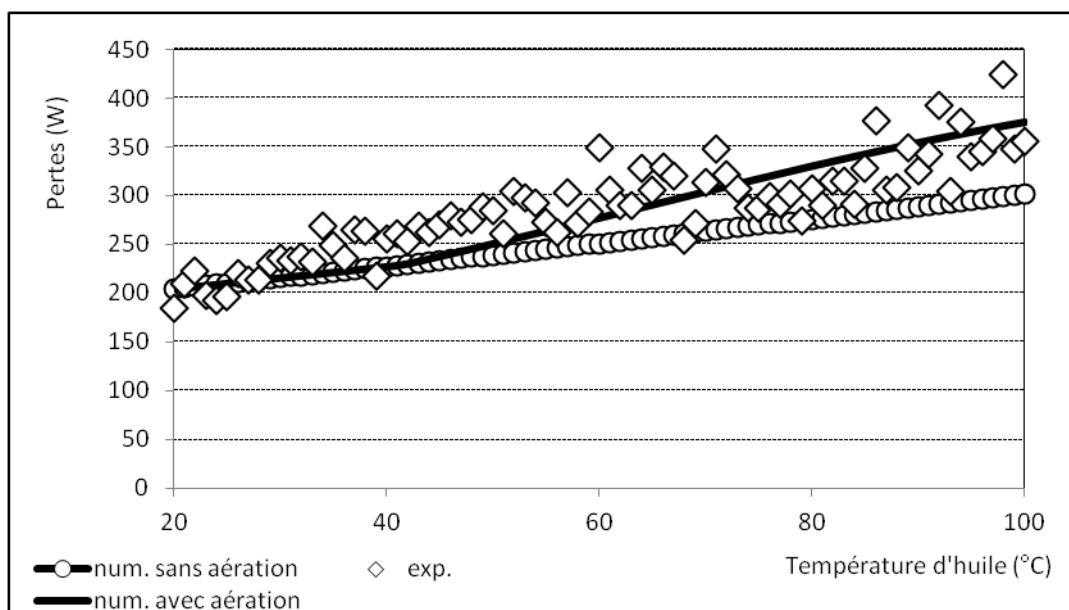


Figure II-21 Résultat du modèle pour le pignon n°5 ( $b=14$ mm, huile n°1,  $N=7000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

La formulation (II-8) ayant été validée pour des pignons à dentures hélicoïdales, il paraît intéressant de valider le modèle prenant en compte l'aération pour une denture de ce type. La Figure II-22 présente les résultats obtenus. Sur toute la plage de température de l'essai (20-100 °C), la formulation (II-8) sous-estime les pertes mesurées. En prenant en compte l'aération sur l'ensemble de cette plage de température, c'est-à-dire dès la température de 20 °C, l'aération est supérieure à la solubilité, le modèle permet alors une bonne corrélation avec les mesures expérimentales.

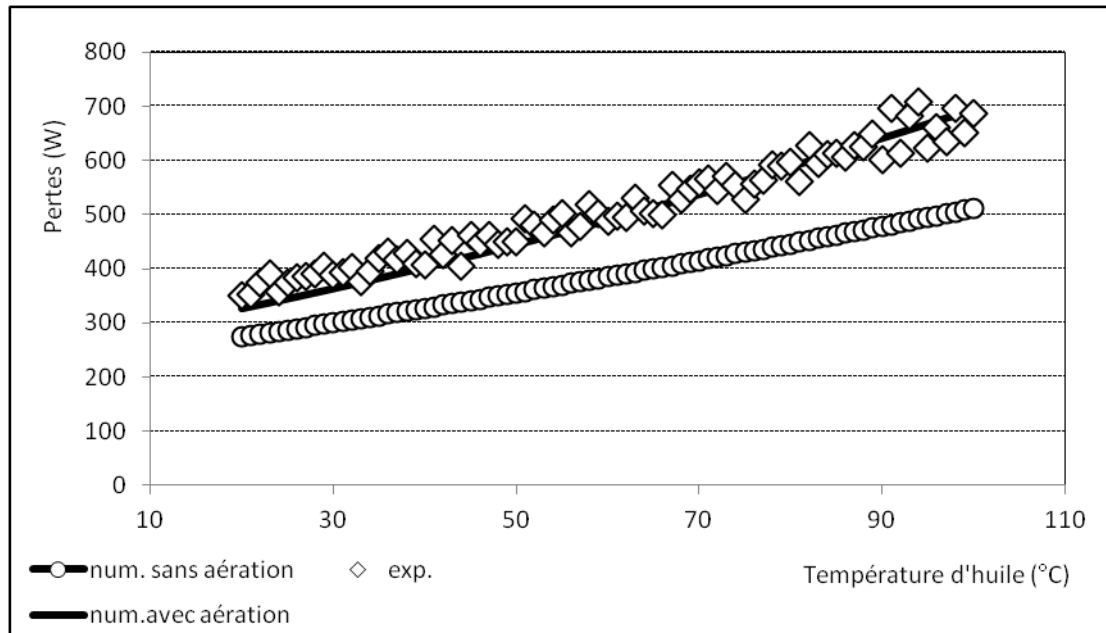


Figure II-22 Résultats pour une denture hélicoïdale (pignon n°2, huile n°1,  $N=6000$  tr/mn,  $h/R=0,5$ )

Enfin, le

Tableau II-10 présente un ensemble de 28 conditions d'essais différentes en termes de géométries des pignons, types de lubrifiant, immersion et vitesse de rotation. La formulation (II-24) a été testée sur l'ensemble de ces conditions à une température de 100 °C car comme cela a été montré précédemment dans ce chapitre, c'est pour les températures testées les plus élevées que les niveaux d'aération sont les plus importants.



Tableau II-10 Caractéristiques des essais

Numéro d'essais	N° de pignon	N° d'huile	h/Rp	N (tr/mn)
1	1	1	0,5	2000
2	1	1	0,5	4000
3	1	1	0,5	6000
4	1	4	0,5	6000
5	1	3	0,5	4000
6	1	4	0,5	4000
7	1	2	0,5	4000
8	1	2	0,5	6000
9	1	5	0,5	4000
10	1	5	0,5	6000
11	1	6	0,5	4000
12	1	6	0,5	6000
13	2	1	0,5	6000
14	3	1	0,5	4000
15	3	1	0,5	6000
16	4	5	0,5	4000
17	4	5	0,5	6000
18	4	6	0,5	4000
19	4	6	0,5	6000
20	5	1	0,5	4000
21	5	1	0,5	6000
22	4	1	0,5	2000
23	4	1	0,5	4000
24	4	1	0,5	6000
25	1	1	0,3	4000
26	1	1	0,3	6000
27	1	4	0,25	4000

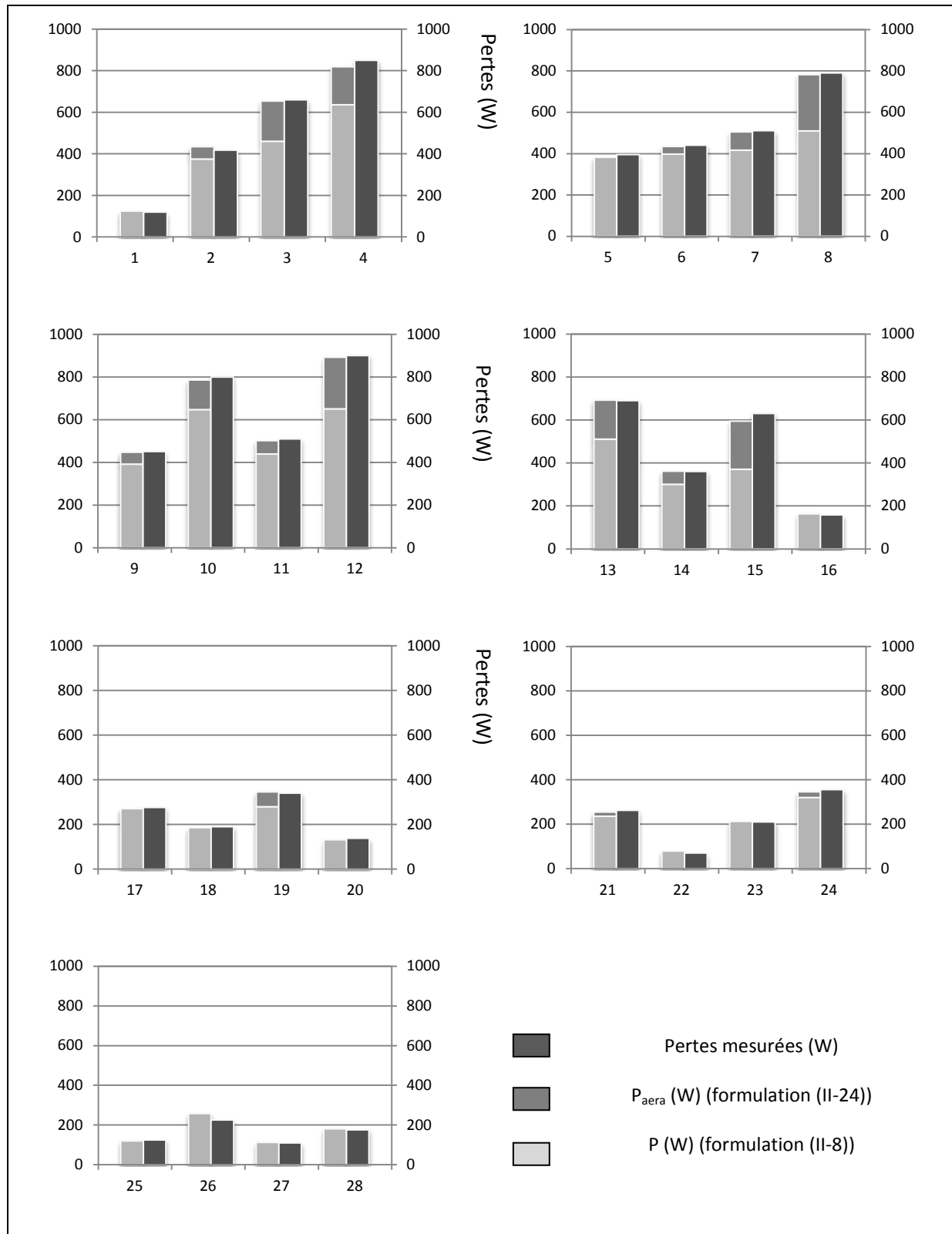
---

28	1	4	0,25	6000
----	---	---	------	------

Dans le tableau suivant sont représentés pour chaque essai (Tableau II-11) les pertes mesurées expérimentalement en parallèle des pertes calculées avec la formulation (II-25). La représentation des pertes calculées se décomposent en deux parties : les pertes sans la prise en compte de l'aération (formulation (II-8)) et les pertes  $P_{aera}$  (équation (II-24)) si les niveaux d'aération justifient que celles-ci soient prises en compte dans le modèle.

Le phénomène de barbotage entraîne inévitablement l'aération du bain d'huile, quelles que soient les conditions d'essais. Pourtant, le modèle de pertes (II-8) intègre dans sa formulation une partie de cette aération. Ainsi, comme le montre les résultats présentés dans le Tableau II-11, pour certains essais, par exemple les essais n°25 à 28 qui présente une immersion relative inférieure à 0,3, le modèle (II-8) propose une bonne évaluation des pertes mesurées. Pour des essais à une immersion relative plus importante et une vitesse de 6000 tr/mn, donc une aération plus importante, les écarts entre le modèle (II-8) et les mesures sont significatifs. Les essais n°3, 4, 8 et 12 montrent très bien cet écart. La prise en compte du niveau d'aération à travers l'équation (II-24) permet de compenser les écarts observés. Par ailleurs, si ces écarts sont plus faibles (essais n°9 et 11 où la vitesse de rotation est de 4000 tr/mn), le modèle (II-24) évalue à sa juste valeur les écarts entre les pertes expérimentales et le modèle (II-8).

Tableau II-11 Résultats du modèle à une température de 100°C



Finalement, l'ensemble des résultats présentés dans ce paragraphe montre que le modèle (II-8) est satisfaisant pour des conditions d'essais n'entraînant pas une aération du lubrifiant trop importante (généralement inférieure à 10 %). Au-delà d'une telle aération, le modèle  $P_{barbo}$  ne présente plus

une bonne corrélation avec les mesures expérimentales et la prise en compte de l'aération est nécessaire pour expliquer ces écarts. Le modèle heuristique développé permet de calculer ces écarts et les nombreux essais sur lesquels le modèle a été éprouvé montrent sa robustesse.

## **II.6 Conclusion**

Les travaux présentés dans ce chapitre concernent les pertes par barbotages et les modèles de prédiction associés. Il a été montré que les modèles n'utilisant que la masse volumique et la viscosité du lubrifiant s'avéraient insuffisants pour évaluer les pertes sur une plage de conditions de fonctionnement la plus large possible. En effet, pour certaines conditions de fonctionnement, notamment à fortes vitesses de rotation ou pour des températures élevées, les modèles classiques sous-estiment les pertes mesurées.

L'utilisation d'un banc d'essais, permettant à la fois la mesure de la perte par barbotage et la mesure de l'aération du lubrifiant, a rapidement mis en avant le rôle de l'aération sur les pertes par barbotage. Il a ainsi été montré qu'à viscosité identique, un lubrifiant qui s'aère plus fortement qu'un autre génère plus de pertes par barbotage.

Un modèle semi-empirique a donc été développé permettant de prendre en compte l'aération du lubrifiant directement dans un modèle de pertes par barbotage. L'établissement de ce modèle n'aurait pas été possible sans un certain nombre d'hypothèses. Toutefois, la bonne corrélation entre le modèle et les mesures expérimentales accrédite les hypothèses effectuées. Enfin, ce modèle montre que la prise en compte de propriétés comme, la tension superficielle, la pression de vapeur saturante, ou encore le moment dipolaire s'avère nécessaire afin de rendre compte de l'interaction complexe pouvant s'établir entre un pignon et le bain d'huile dans lequel il barbote.



**Chapitre III**  
**Etude des débits d'huile projetée**

### III.1 Introduction

Ce chapitre présente le travail mené sur les débits d'huile projetés par un pignon en situation de lubrification par barbotage [64]. En premier lieu, le dispositif expérimental mis au point pour cette étude sera présenté ainsi que le principe de mesure. La fiabilité du processus de mesure ayant été montrée, les principaux résultats issus d'une vaste campagne de mesures seront décrits et analysés. Un modèle analytique sera développé à partir de ces résultats et les prédictions de ce modèle seront comparées aux mesures expérimentales. Enfin une extension est proposée afin d'adapter le modèle aux dentures hélicoïdales.

### III.2 Dispositif expérimental

Le banc de mesure de pertes par barbotage (voir Figure II-1), présenté au chapitre précédent, a été adapté afin de pouvoir réaliser des mesures du débit d'huile projeté par un pignon en situation de barbotage.

#### III.2.1 Architecture du banc d'essais

L'adaptation du banc d'essais a été réalisée de sorte que les principales caractéristiques de fonctionnement du banc soient conservées. Ainsi le moteur électrique entraîne toujours, par l'intermédiaire d'une courroie, un arbre à l'extrémité duquel peuvent être montés différents pignons. Le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** présente les caractéristiques géométriques des pignons et disques qui ont été retenus pour l'étude des débits de projection.

Tableau III-1 Caractéristiques des mobiles testés

	m (mm)	Dp (mm)	b (mm)	$\beta$ (°)
Pignon 1	1,5	153	14	0
Pignon 2	3	159	24	0
Pignon 3	5	150	24	0
Pignon 4	3	90	24	0
Pignon 5	3	158,4	24	15
Disque 1	0	161	25	0
Disque 2	0	160	1	0

Afin de réaliser des mesures du débit d'huile projetée lors de la rotation du pignon partiellement immergé dans le bain d'huile, un réservoir a été installé dans le carter du banc d'essais. Ce réservoir permet de recueillir une partie de l'huile projetée. Un capteur de niveau à flotteurs implanté dans le réservoir permet de mesurer le temps de remplissage de ce réservoir. Le volume du réservoir ayant été déterminé par mesure, le débit volumique peut être obtenu à partir du temps de remplissage.

Un circuit hydraulique (Figure III-1) est associé au banc permettant à la fois le remplissage en huile du carter et la vidange du réservoir à l'instant où ce dernier est rempli. Les mesures devant être effectuées à une immersion constante du pignon au cours du temps, l'huile présente dans le réservoir est pompée puis réinjectée dans le carter au moyen de la pompe n°2. Le volume du réservoir (192 ml) étant faible au regard du volume du bain d'huile (de 3 à 4 l suivant l'immersion), le remplissage du réservoir n'induit pas de diminution significative du niveau du bain d'huile. La pompe n°1 est une pompe à impulseurs en nitriles et assure le rôle de remplissage du banc au niveau souhaité. La pompe n°2 est quant à elle une pompe à engrenages. Cette pompe délivre un débit de 24,5 l/mn pour de l'eau à 20 °C sous 5 m de perte de charge (Cf. annexe n°4).

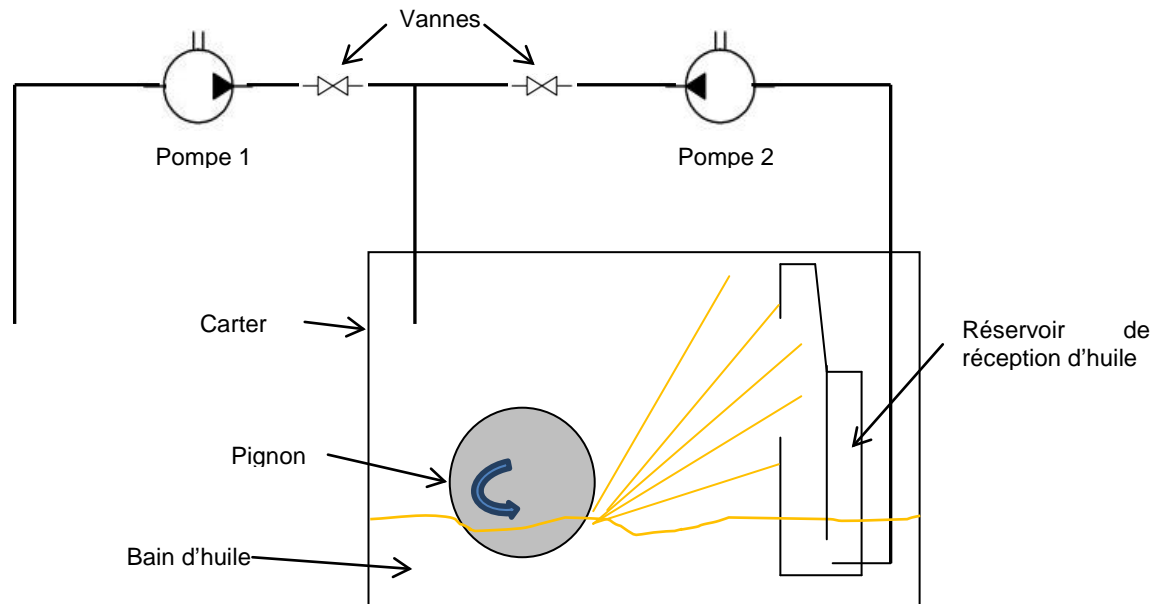


Figure III-1 Schéma hydraulique du banc d'essais

La Figure III-1 présente le principe de fonctionnement du banc de mesures. Lors de la rotation du pignon dans le bain d'huile, ce dernier va projeter une quantité d'huile en dehors du bain. Une partie de cette huile va passer au travers de la fenêtre de réception (Figure III-2) et être récupérée dans le réservoir. La conception même du réservoir permet de mesurer un débit d'huile à travers une zone précise (fenêtre de réception) de l'espace. Ce principe de mesure permet de se rapprocher de la configuration interne des boîtes de vitesses. Un seul pignon est utilisé dans ce banc d'essais car une boîte de vitesses en position véhicule est inclinée et, très souvent, il n'y a qu'une ligne d'arbre où les pignons barbotent, ce qui fait qu'en première approximation le rôle de l'engrènement peut être négligé. Dans une boîte, des goulottes sont placées en regard des pignons projetant de l'huile. Le lubrifiant récupéré dans ces goulottes est ensuite acheminé vers les éléments à lubrifier ou refroidir. L'idée à travers la conception du réservoir est donc d'être en mesure d'analyser le débit de fluide susceptible d'être projeté à une hauteur suffisante pour retomber dans les goulottes. Le débit mesuré au moyen de ce dispositif d'essais est donc un débit partiel et devra toujours être lié à la position de la fenêtre pendant la mesure.



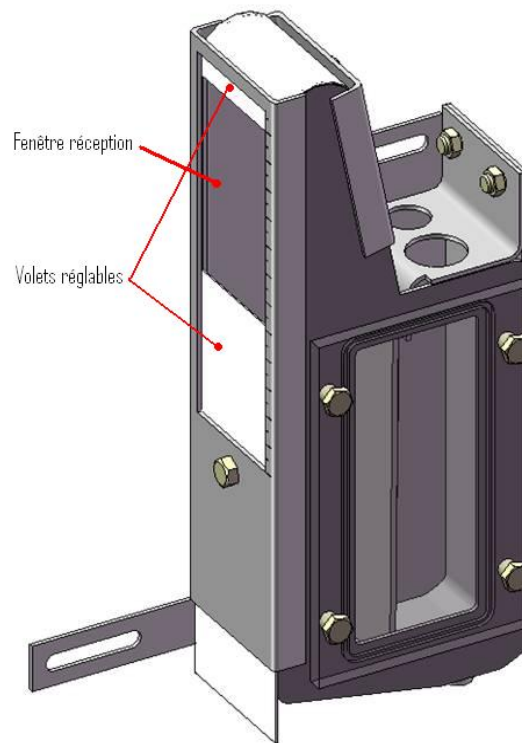


Figure III-2 Réservoir de réception d'huile

Le réservoir de réception de l'huile, réalisé en tôles soudées assurant ainsi l'étanchéité de la partie basse du réservoir qui est immergée dans le bain d'huile, est constitué de deux parties communiquant dans le bas du réservoir. La partie gauche, qui reçoit les projections d'huile, a un niveau d'huile très agité. La partie droite du réservoir, qui sert de chambre de tranquillisation, dispose ainsi d'un niveau d'huile moins fluctuant. Ceci permet d'accroître la précision de mesure du capteur de niveau. En effet, la mesure de débit s'effectue par l'intermédiaire d'une mesure de temps de remplissage entre un niveau bas et un niveau haut (Figure III-3). Le volume du réservoir entre les deux flotteurs est de  $192 \pm 2$  ml.

Lorsque le niveau haut est atteint, la pompe n°2 assure la vidange du réservoir jusqu'à atteindre le niveau bas. La pompe s'arrête quelques millisecondes après le signal du niveau bas afin de s'assurer que le niveau d'huile dans le réservoir est bien inférieur au niveau de déclenchement du capteur de niveau bas.

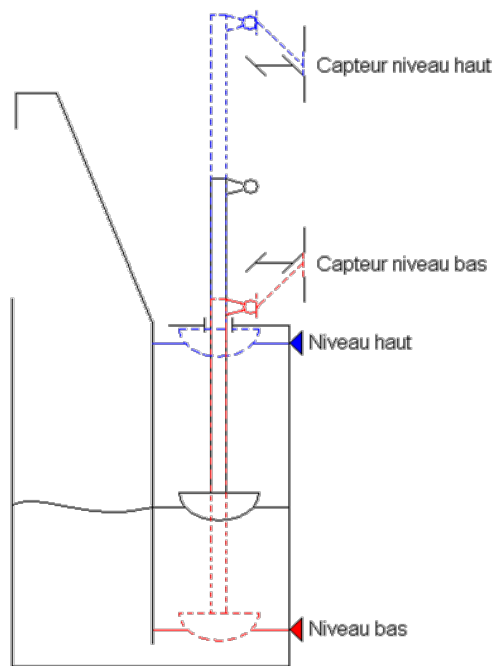


Figure III-3 Principe de fonctionnement de la mesure du niveau d'huile

La Figure III-4 représente le réservoir de réception de l'huile et sa position par rapport à l'axe du pignon. La longueur  $L$  caractérise la distance entre l'axe de rotation du pignon et le réservoir. La position du réservoir est réglable jusqu'à une distance maximale de  $L=130$  mm. La dimension  $H$  représente la hauteur de la fenêtre par rapport à l'axe de rotation. La distance  $H$  varie de 0mm, la hauteur de la fenêtre vaut alors 115 mm, jusqu'à 115 mm, la fenêtre étant alors totalement obturée. La largeur de la fenêtre est de 40 mm. D'un point de vue axial, le pignon est centré par rapport au réservoir.

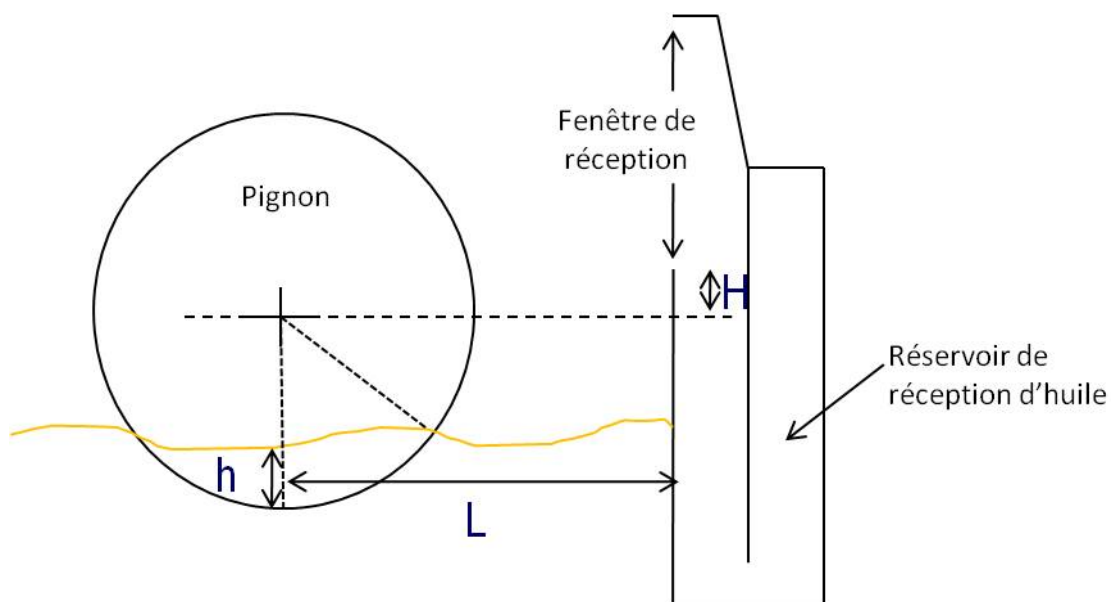


Figure III-4 Disposition du réservoir par rapport au pignon

### III.2.2 Validation du fonctionnement et mise en place d'une procédure d'essai

Le banc de mesure de débit étant fonctionnel, il convient maintenant de caractériser son fonctionnement en termes de répétabilité, d'erreur de mesures, etc. afin de définir une procédure de mesures à la fois fiable et robuste.

La définition d'une procédure de mesure passe avant toute chose par le choix du nombre d'acquisitions à réaliser pour une configuration donnée (type de pignon, vitesse de rotation, immersion, température, position de la fenêtre...). Il apparaît nécessaire d'effectuer une moyenne sur plusieurs mesures car le phénomène de projection est assez fluctuant. En effet les vitesses de rotation mises en jeu entraînent des perturbations à la surface libre du bain d'huile qui se manifestent par le mouvement d'ondes gravitaires. Des séries de mesures ont donc été réalisées afin de rendre compte de l'influence du nombre d'acquisitions (Figure III-5).

Ainsi, cinq séries de mesures, comportant respectivement 10, 20, 50, 100, et 200 acquisitions, sont effectuées dans des conditions d'essais similaires. Une acquisition correspond à un cycle de remplissage du réservoir suivi de l'évacuation de l'huile dès que le capteur de niveau haut du réservoir est déclenché. Ainsi, plus le nombre d'acquisitions est important, plus la durée de mesure s'accroît. Le phénomène de barbotage engendrant le réchauffement du bain d'huile, si la durée d'une série d'acquisition est trop importante, une différence de température de plusieurs degrés peut être observée entre les premières et les dernières acquisitions.

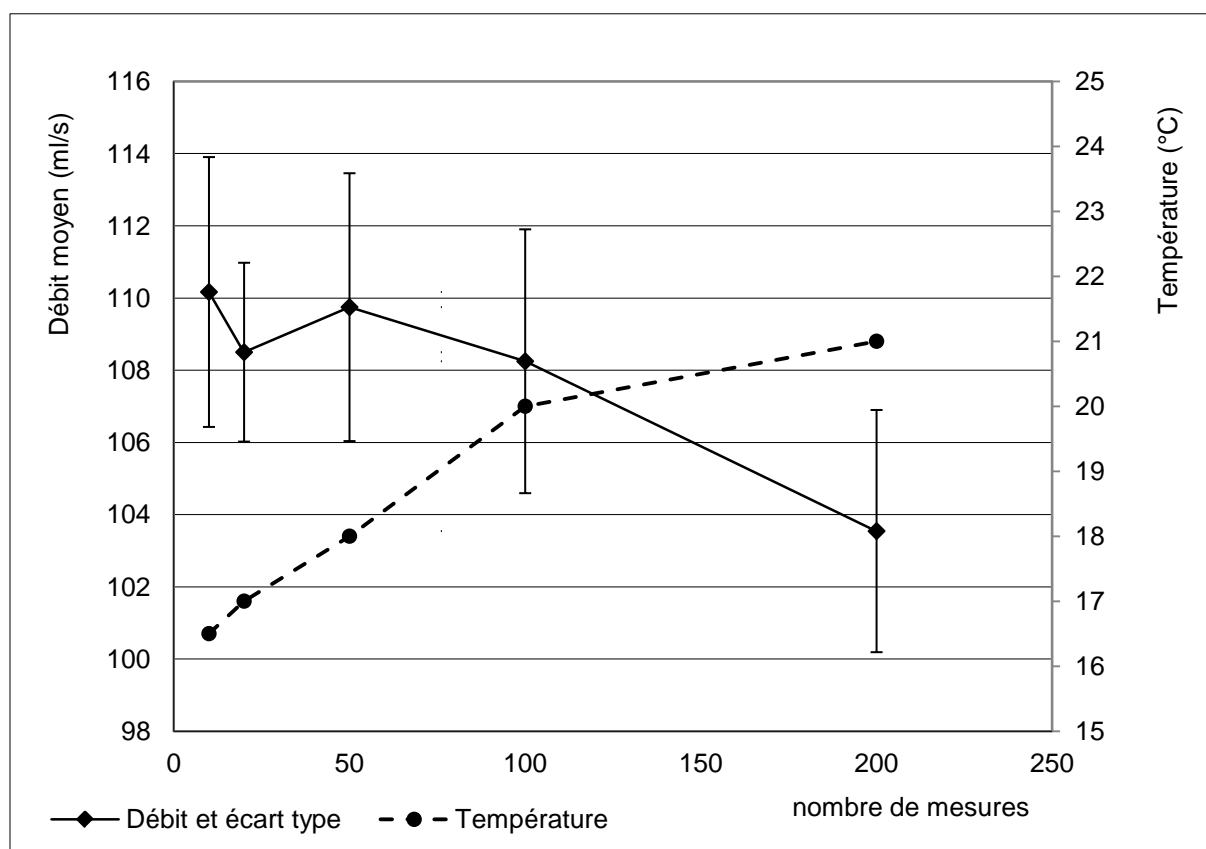


Figure III-5 Influence du nombre d'acquisitions sur le débit moyen et la température de l'huile (pignon 1,  $h/R=0,3$ ,  $N=1500\text{tr/mn}$ ,  $L=110\text{mm}$ ,  $H=10\text{mm}$ )

La température ayant une influence sur le débit projeté (Cf. Figure III-6), il est important de s'assurer que celle-ci soit la plus constante possible au cours d'une série de mesures. Ce phénomène de diminution du débit mesuré est particulièrement observé pour la série comportant 100 acquisitions sur la Figure III-6. Entre les premières et les dernières acquisitions, on peut observer une différence d'environ 5 ml/s.

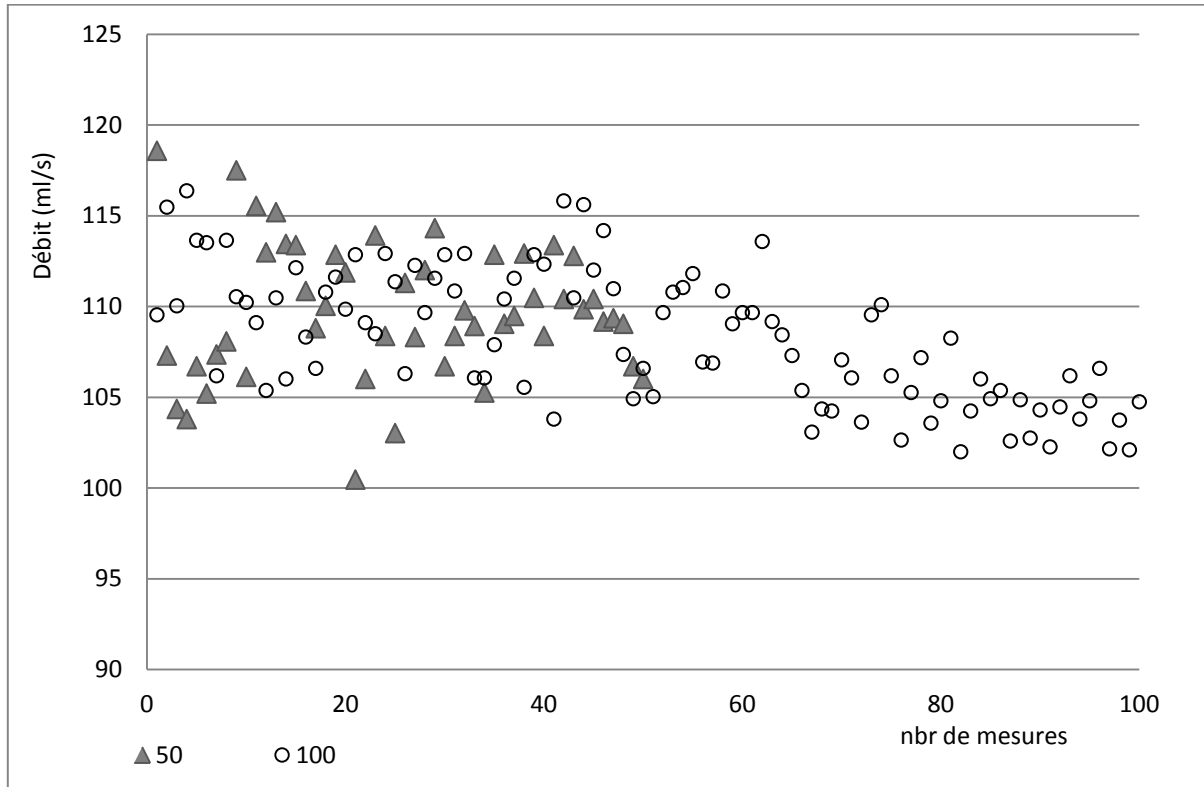


Figure III-6 Influence du nombre d'acquisitions (pignon 1,  $h/R=0,3$ ,  $N=1500\text{tr/mn}$ ,  $L=110\text{mm}$ ,  $H=10\text{mm}$ )

Par ailleurs, la Figure III-6 montre que le phénomène de projection reste un phénomène relativement fluctuant. Dans ces conditions le nombre d'acquisitions a été fixé à 50. Cette valeur présente l'avantage d'offrir un nombre d'acquisitions suffisamment important sans engendrer une montée en température trop sensible pour affecter la valeur mesurée : le temps de mesure est compris entre 1 et 3 minutes pour les débits mesurés dans le cadre de cette étude.

Pour une configuration donnée du banc, des tests de répétabilité ont été effectués pour différentes vitesses de rotation. Ainsi le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** présente les résultats obtenus pour 3 séries de mesure en fonction de la vitesse de rotation. Ces résultats montrent que la répétabilité du système de mesure est tout à fait satisfaisante et que les écarts maximums mesurés sont de l'ordre de 8% avec une moyenne à 2,9 %.

Tableau III-2 Répétabilité des mesures en fonction de la vitesse de rotation ((pignon 1,  $h/R=0,25$ ,  $L=105\text{mm}$ ,  $H=20\text{mm}$ )

N (tr/mn)	Débit (ml/s)			Moyenne	Ecart type
	1	2	3		
500	174	168	166	169,3	4,16
1000	119	118	119	118,7	0,58
2000	86	88	93	89,0	3,61
3000	79	80	81	80,0	1,00

Sur l'ensemble des mesures réalisées durant la campagne d'essais, l'écart type mesuré est en moyenne de 4,9 ml/s. Cette valeur est relativement faible au regard des débits qui sont mesurés (compris généralement entre 50 et 200 ml/s), l'incertitude sur les mesures reste donc acceptable en vue d'une analyse des résultats. En outre l'incertitude sur le volume compris entre les deux capteurs de niveau a été évaluée au moyen de plusieurs mesures. On obtient un volume de  $192 \pm 2$  ml, soit une erreur de 1%.

### III.3 Campagne de mesures

La caractérisation du banc a permis d'établir une procédure de mesure fiable et robuste. Une vaste campagne d'essais a donc fait suite.

#### III.3.1 Définition des paramètres des essais

Les pignons utilisés sont décrits dans le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**. L'ensemble des pignons et disques utilisés lors des essais permettent de mettre en avant les effets du diamètre, de la largeur, du module de denture, de l'angle d'hélice et du rôle de la denture grâce aux disques lisses.

Les vitesses de rotation testées évoluent de 500 à 3500 tr/mn. Deux fluides ont été utilisés : une huile minérale ( $\nu_{40^\circ\text{C}}=45,11$  cSt et  $\nu_{100^\circ\text{C}}=7,75$  cSt,  $\rho_{21^\circ\text{C}} = 885 \text{ kg/m}^3$ ) et de l'eau. Les essais avec l'huile ont été effectués aux températures de 20 et 50 °C. Enfin la position du réservoir ( $L$ ) et la hauteur de la fenêtre ( $H$ ) ont permis de réaliser des essais pour différentes positions de la fenêtre de réception par rapport au bain d'huile. Les valeurs des dimensions  $L$  et  $H$  seront rappelées sur les figures présentant les résultats. Pour une distance  $L$  donnée, plusieurs hauteurs  $H$  de la fenêtre de réception ont été testées.

#### III.3.2 Différents régimes de projection

La Figure III-7 représente le débit mesuré en fonction de la vitesse de rotation pour le pignon n°2 (module=3 mm, et  $D_p=159$  mm). La distance  $L$  a été fixée pour ces essais à 130 mm. Le niveau d'huile pour ces essais est de 60 mm sous l'axe de rotation et correspond donc à une immersion relative  $h/R=0,25$ . Quatre hauteurs de fenêtre ont été testées (10, 20, 30 et 40 mm).

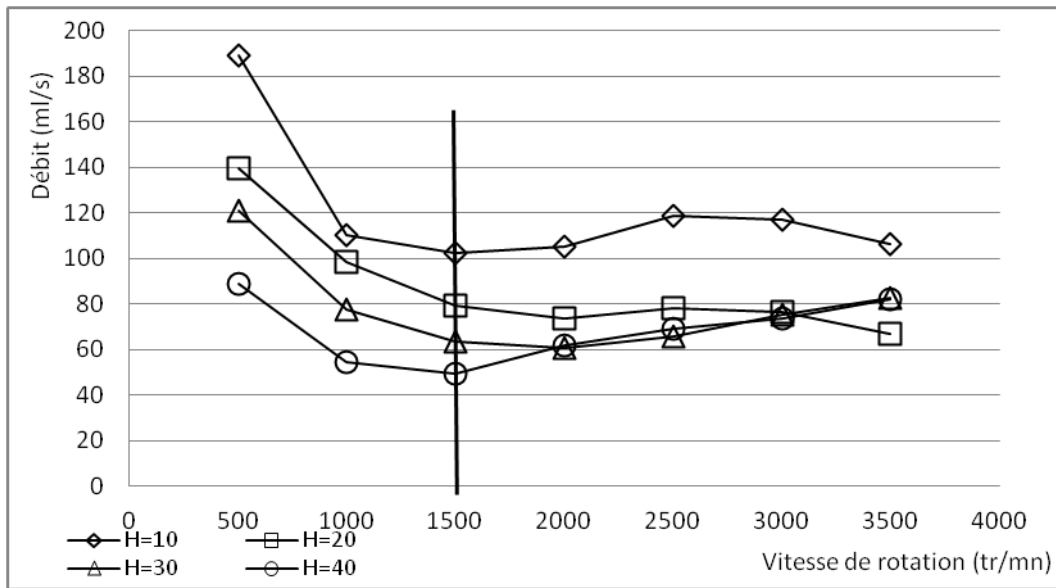


Figure III-7 Influence de la position de la fenêtre et de la vitesse de rotation (pignon n°2, L=130, h/R=0,25)

En premier lieu il apparaît que plus la hauteur de la fenêtre est importante par rapport au bain d’huile, moins le débit d’huile mesuré est important. La seconde constatation concerne l’évolution du débit en fonction de la vitesse de rotation. Il est en effet observé principalement deux régimes d’évolution du débit en fonction de la vitesse. De 500 à environ 1500 tr/mn, le débit mesuré chute pour ensuite se stabiliser autour d’une valeur malgré l’augmentation de la vitesse. L’évolution du débit sur cette plage de vitesse de rotation est donc très éloignée du comportement d’une pompe à engrenages. En effet, le débit d’une pompe à engrenages est caractérisé par une évolution linéaire du débit en fonction de la vitesse de rotation [2].

L’évolution du débit mesuré en fonction de la vitesse de rotation (Figure III-7) peut plutôt être mise en parallèle des mesures de pertes dues à la projection de lubrifiant réalisées par Terekhov [33]. La Figure III-8 montre en effet l’évolution des pertes en fonction de la vitesse de rotation pour des fluides de différentes viscosités. Pour chaque viscosité, un maximum des pertes est relevé pour une vitesse de rotation inférieure ici à 400 tr/mn. Au-delà de cette vitesse, les pertes dues à la projection diminuent et tendent vers une valeur constante.

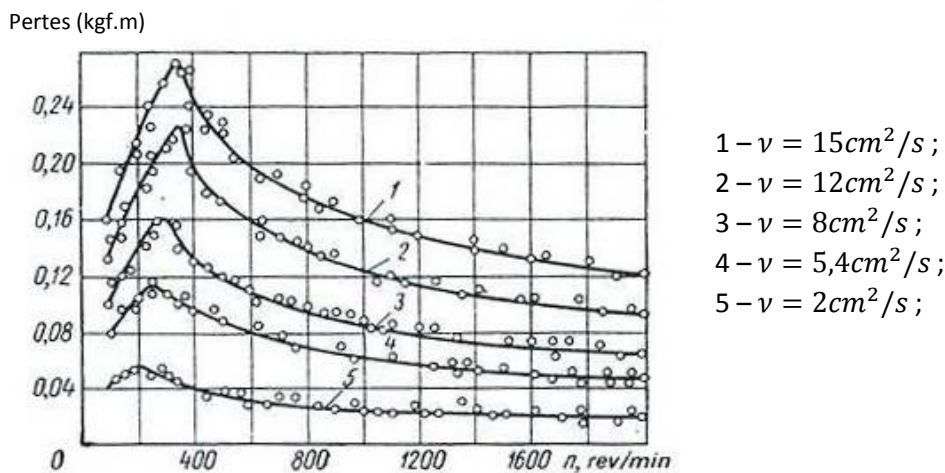


Figure III-8 Perte par projection mesurées par Terekhov [33]

Les explications apportées par Terekhov sont les suivantes : dans un premier temps, les pertes augmentent avec la vitesse de rotation car l'engrenage joue le rôle d'une pompe, le volume inter-dent se remplit de lubrifiant et est ensuite projeté. Lorsque le maximum de perte est atteint, la vitesse de rotation augmentant, le volume inter-dent ne se remplit plus complètement d'huile ce qui génère moins de perte due à la projection. Ces explications laissent donc supposer que plus la vitesse de rotation augmente, moins le débit projeté par la denture sera important. L'étude des écoulements de fluide est donc nécessaire afin de comprendre, qualitativement dans un premier temps, les phénomènes qui conditionnent la projection.

Le banc d'essais possédant une paroi vitrée en face avant (voir Figure II-1), l'observation des projections au cours des mesures est rendue possible. Ainsi différents régimes de projection ont pu être observés. La Figure III-9 présente 6 régimes de projection qui se différencient par des conditions opératoires sur la vitesse de rotation et l'immersion. De manière qualitative, car pouvant varier en fonction du mobile testé ou de la température de l'huile par exemple, les conditions opératoires pour chacun des régimes sont les suivantes :

- cas n°1 : Très faible immersion, de l'ordre de quelques millimètres. Vitesse de rotation de 1500 à 3500 tr/mn. Le phénomène de projection est quasiment inexistant. Seul le film d'huile présent sur la périphérie du mobile en sortie du bain est projeté sous forme de gouttelettes.
- cas n°2 : Immersion légèrement plus importante que le cas n°1 ( $h/R \approx 0,1$ ). La vitesse de rotation est semblable au cas précédent. Du fait de l'immersion plus importante, les projections deviennent plus importantes, à la fois en terme de débit mais également en terme de distance et de hauteur atteintes par l'huile projetée par rapport au bain d'huile.
- cas n°3 : La plage de vitesse est identique aux cas 1 et 2. L'immersion commence à devenir suffisamment importante ( $h/R > 0,15$ ) pour projeter l'huile à une hauteur comprise entre le rayon et le diamètre du mobile.
- cas n°4 : Ce régime de projection est très différent des trois cas précédents. L'immersion est ici supérieure à celle du cas n°3 ( $h/R > 0,25$ ), mais les vitesses mises en jeu sont plus faibles, comprises environ entre 300 tr/mn et 1000 à 1200 tr/mn. Dans ce cas l'huile n'est pas projetée à une distance importante du disque, mais plutôt vers le haut. En effet, la vitesse de rotation étant relativement faible, les forces centrifuges sont limitées. Par ailleurs, l'immersion étant élevée, l'angle formé entre la surface du bain d'huile et la tangente à la périphérie du mobile en sortie du bain d'huile est important, ce qui a pour conséquence que la projection de l'huile s'effectue de manière prépondérante dans la direction verticale  $y$ . Une partie de l'huile reste même en contact avec la périphérie du mobile durant un tour complet. Les quantités d'huile mises en jeu dans ce régime sont assez importantes.
- cas n°5 : ce régime de projection est surprenant et correspond à une plage de vitesses allant de quelques dizaines à quelques centaines de tours par minute (environ 300 tr/mn). Toutefois l'immersion est encore plus importante ( $h/R > 0,5$ ). Ces conditions réunies ont pour conséquence d'annuler la remontée verticale d'huile comme illustrée dans le cas n°4. L'ensemble de l'huile soulevée du bain reste alors « accrochée » sur la périphérie et retombe dans le bain à l'opposé du point de sortie.
- cas n°6 : ce régime rassemble les conditions d'immersions des cas n°4 et n°5 mais pour des vitesses de rotation plus importantes. Les forces centrifuges étant plus importantes, on retrouve une projection dominante dans la direction  $x$  à l'image du cas n°3.

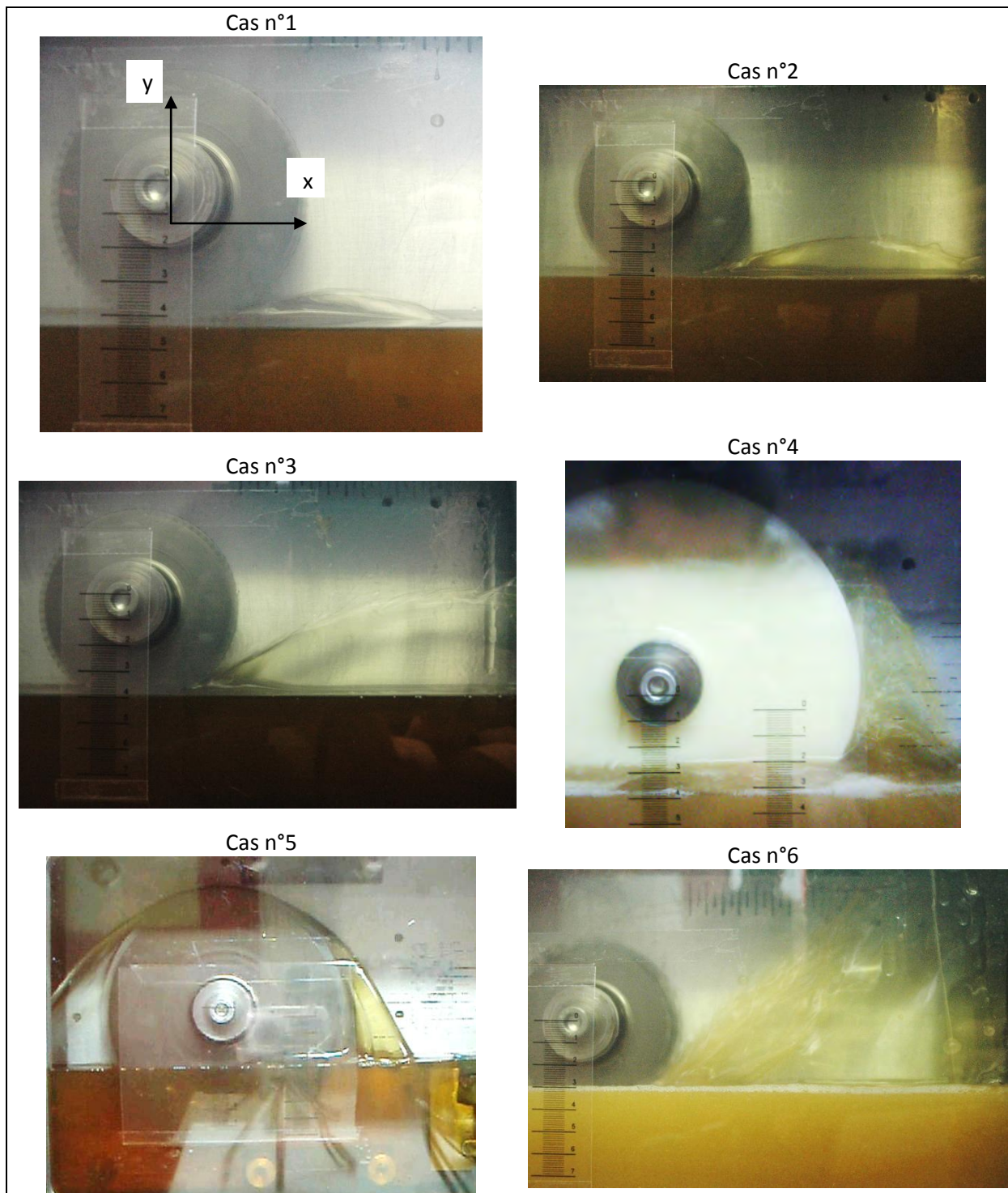


Figure III-9 Différents régimes de projection

Les résultats présentés à la Figure III-7 correspondent au cas n°4 pour les vitesses de 500 et 1000 tr/mn et au cas n°6 pour les vitesses au-delà de 1000 tr/mn car l'immersion relative vaut environ 0,25. Ceci explique pourquoi les débits mesurés sont plus importants à faible vitesse. En effet, dans le cas n°4, des quantités importantes (appréciation visuelle) sont projetées dans une direction à dominante verticale. Ainsi un débit important est en mesure d'atteindre la position de la fenêtre de réception du réservoir. Lorsque la vitesse de rotation augmente (au-delà de 1000 tr/mn), la projection ne parvient pas à atteindre une hauteur aussi importante que dans le cas n°4. Le débit mesuré est alors inférieur bien que le débit global puisse être plus important.



Il faut rappeler que le dispositif de mesure ne permettant pas de capter l'intégralité du débit, les résultats obtenus ne traduisent pas l'évolution du débit global qui peut être projeté par le pignon en rotation. Toutefois les débits mesurés sont tout de même assez importants, de 200 ml/s à 50 ml/s.

La Figure III-10 présente les mesures de débits pour deux des mêmes positions de la fenêtre que les résultats de la figure précédente. L'immersion relative vaut ici 0,22, la largeur du pignon est de 14 mm (contre 24 mm pour le pignon n°2) et le module de 1,5 mm (3 mm pour le pignon n°2). Malgré une hauteur de denture et une largeur plus faibles, les débits mesurés sur la plage de vitesse 1500-3500 tr/mn sont sensiblement équivalents à ceux mesurés pour le pignon n°2. Ces constatations laissent penser que la denture n'apparaît pas comme l'élément géométrique fondamental sur les débits projetés. Afin de vérifier cette hypothèse, il est possible de calculer un débit de projection générée par la denture d'après les formulations développées par Blok [41].

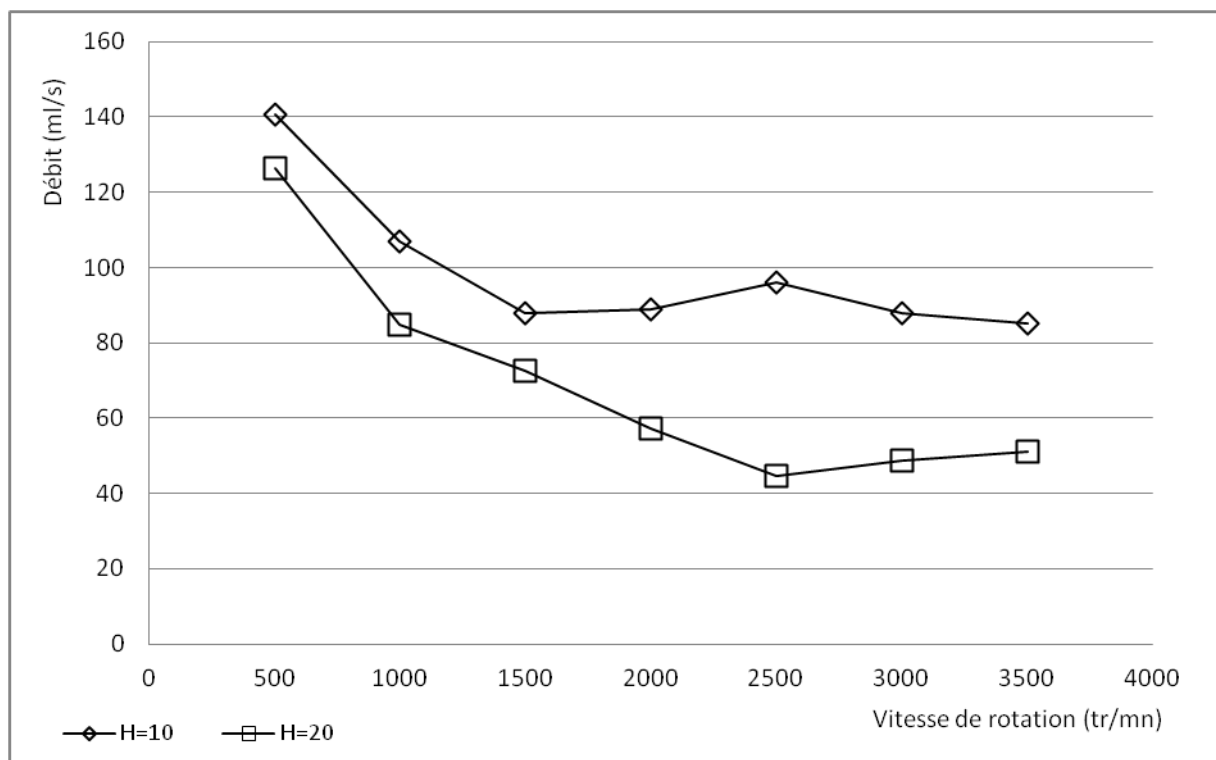


Figure III-10 Mesures de débit pour différentes positions de la fenêtre (pignon n°1, h/R=0,22, L=130 mm)

### III.3.3 Calcul d'un débit d'après les travaux de Blok [41]

Les travaux menés par Blok sur la transmission de chaleur par projection centrifuge d'huile permettent d'estimer un débit d'huile qui serait projeté par la denture d'un pignon. À partir de la configuration étudiée par Blok, à savoir un film d'huile sur le flanc des dents, un calcul présenté en annexe n°5 permet d'estimer un débit moyen projeté par la denture d'un pignon partiellement immergé. A partir de l'équilibre des forces dans le film d'huile et d'un profil de vitesse parabolique, la vitesse moyenne dans le film d'huile en sommet de dent est obtenue :

$$U_{moy} = \frac{\omega^2 R h_{oil}^2}{3\nu} \quad (III-1)$$

Les travaux de Blok permettent d'estimer l'épaisseur du film d'huile en sommet de dent :

$$h_{oil} = \sqrt{\frac{\nu H_{dent}}{\omega^2 R \theta}} \quad (III-2)$$

Il est alors possible de calculer un débit moyen d'huile projeté par la denture :

$$Q_{moy} = U_{moy} \cdot h_{oil} \cdot b \cdot Z \quad (III-3)$$

où  $b$  est la largeur du pignon,  $h_{oil}$  l'épaisseur du film d'huile,  $Z$  le nombre de dent et  $U_{moy}$  la vitesse moyenne dans le film d'huile en sommet de dent.

Cette formulation permet d'estimer le débit pour le pignon n°2, pour une immersion relative de 0,25, une vitesse de rotation de 1900 tr/mn et une température de 20°C ( $\nu=117$  cSt). Un débit de 9,4 ml/s est obtenu, ce qui est environ 8 à 10 fois inférieur au débit mesuré (Cf. Figure III-7), qui ne représente dans notre cas qu'un débit partiel. De plus la formule (III-3) traduit une augmentation linéaire du débit avec la vitesse de rotation, ce qui n'est pas observé expérimentalement. Ce résultat montre que les phénomènes décrits par Blok ne correspondent pas aux projections d'huiles qui sont étudiées ici. Il apparaît alors évident que la seule action de la denture, telle que décrite par Blok, ne peut conduire à des valeurs de débit en cohérence avec ceux mesurés.

### III.3.4 Influence de la denture : cas limite du disque

Afin de visualiser clairement l'influence du module, des essais ont été réalisés avec un disque présentant les mêmes grandeurs que le pignon n°2 (même largeur et diamètre extérieur). Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure III-11.

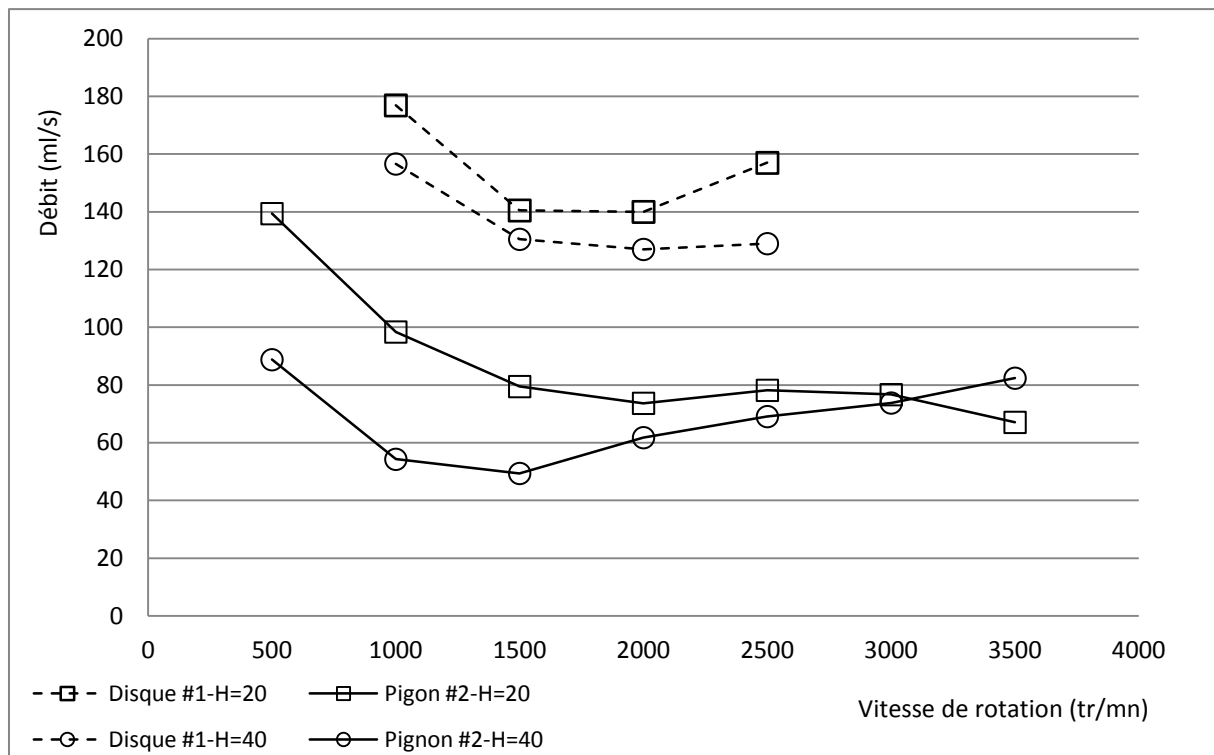


Figure III-11 Comparaison des débits mesurés pour le pignon n°2 et le disque n°1 ( $h/R=0,25$ ,  $L=130$  mm)

Toutes les grandeurs étant identiques entre le pignon n°2 et le disque n°1, ainsi que l'immersion relative et la position du réservoir, ces résultats permettent de comparer le phénomène de

projection : les débits mesurés avec le disque sont presque deux fois supérieurs à ceux mesurés pour le pignon. Bien que ces résultats ne permettent pas de tirer de conclusion sur le débit global (le dispositif expérimental mesure un débit partiel), les deux hypothèses suivantes peuvent néanmoins être émises..

Premièrement l'entraînement du lubrifiant par les surfaces du mobile en rotation, puis la projection de celui-ci lorsque la surface émerge du bain d'huile, apparaît comme le phénomène prépondérant dans le mécanisme de projection. Cette première hypothèse est tout à fait en accord avec les résultats obtenus et présentés à la Figure III-11, car la denture seule ne permet pas d'expliquer les projections d'un pignon en situation de lubrification par barbotage.

La seconde hypothèse concerne le rôle de la denture sur la direction prise par les projections. Sans pouvoir le confirmer expérimentalement, considérons que le débit global projeté par le pignon n°2 est identique à celui projeté par le disque n°1. La présence de la denture pourrait induire un angle de projection différent. En effet, la denture peut être modélisée comme une turbomachine [61], ce qui implique une composition des vitesses au niveau de la denture. La Figure III-12 illustre la composition des vitesses et montre que du fait de la présence d'une vitesse relative par rapport aux dents, la direction de la vitesse de l'huile projetée est portée d'avantage par la vitesse absolue  $V_{abs}$  que la vitesse périphérique  $U$ .

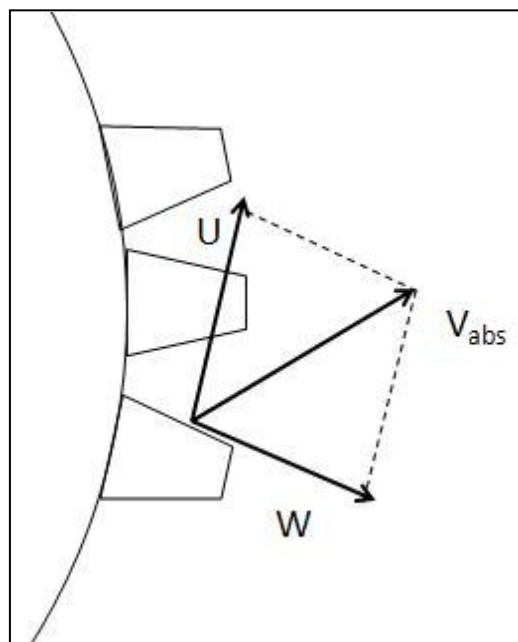


Figure III-12 Composition des vitesses au niveau de la denture

La direction principale des projections peut ainsi être modifiée par la présence de la denture. La position de la fenêtre de réception étant fixe entre les essais, si l'angle de projection est plus faible dans le cas du pignon, moins d'huile est susceptible d'atteindre une hauteur donnée de la fenêtre. Cette hypothèse est illustrée à la Figure III-13 et expliquerait les différences de débits mesurés entre le pignon et le disque précédents.

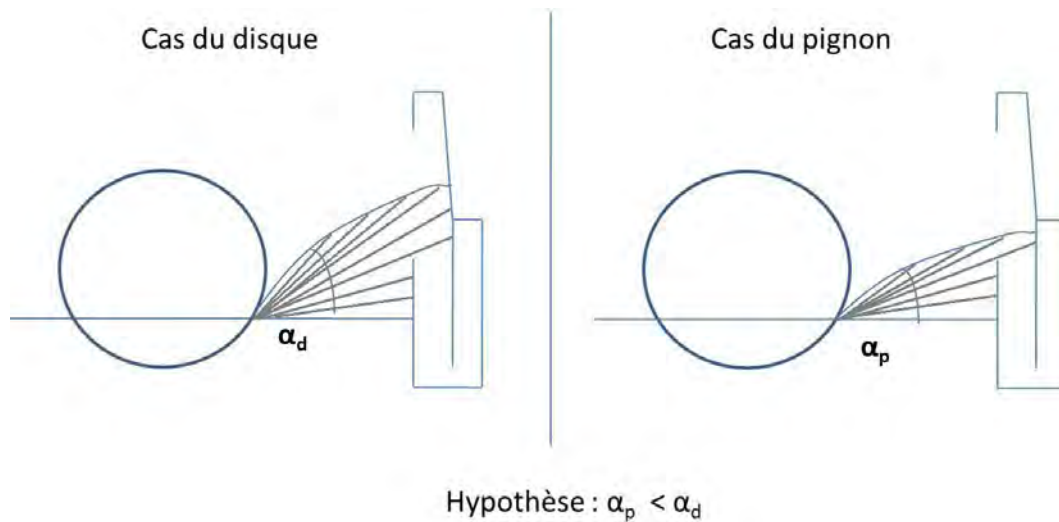


Figure III-13 Comparaison des angles de projection d'un disque et d'un pignon

Après avoir montré le rôle de la périphérie du mobile à travers une comparaison entre un pignon et un disque de même géométrie, il est intéressant d'essayer de mettre en avant le rôle joué par les flancs. Car, à l'image des observations précédentes conduisant à dire que la périphérie du mobile entraîne un débit d'huile par adhérence, les flancs immergés sont également des surfaces en mouvement susceptibles de générer un débit. Afin de visualiser au mieux l'influence de la largeur dans le débit projeté, deux essais ont été réalisés dans les mêmes conditions pour le disque n°1 et n°2, de largeur respectivement 25 mm et 1 mm. Comme les parois du carter sont suffisamment éloignées des flancs du mobile pour considérer que ces parois n'ont pas d'influence sur les écoulements s'établissant à proximité du mobile [45], ces essais pourront être comparés et permettront de savoir si les flancs génèrent un débit significatif. Le rapport des largeurs des disques n°1 et n°2 vaut 25, ayant pour conséquence *a priori* un débit projeté 25 fois plus important pour le disque n°1 comparativement à celui du disque n°2. On observe néanmoins une augmentation plus faible, le rapport des débits éjectés valant 4, et non 25 (Figure III-14). Ainsi les flancs participent de façon significative au phénomène de projection, et doivent donc être impliqués dans l'élaboration d'un modèle de débit de projection.

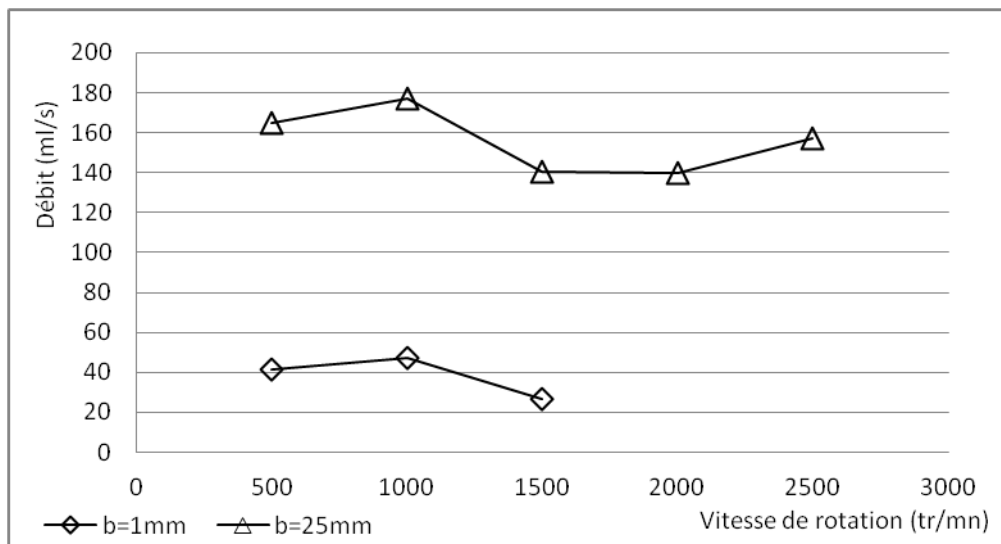


Figure III-14 Mesures de débits pour des disques de largeur différente (disques n°1 et n°2,  $L=130$  mm,  $H=20$  mm,  $h/R=0,25$ )

Toutefois, comme le montre la Figure III-15, il faut noter que la largeur de la fenêtre de réception est constante et vaut 40 mm. Les essais ne permettront donc pas de conclure sur le rapport entre le débit généré par la périphérie et celui généré par les flancs. En effet, à la vue du schéma concernant le disque de largeur 25 mm sur la Figure III-15, si un débit est généré par les flancs du mobile, il est n'est pas forcément récupéré totalement dans la fenêtre de réception.

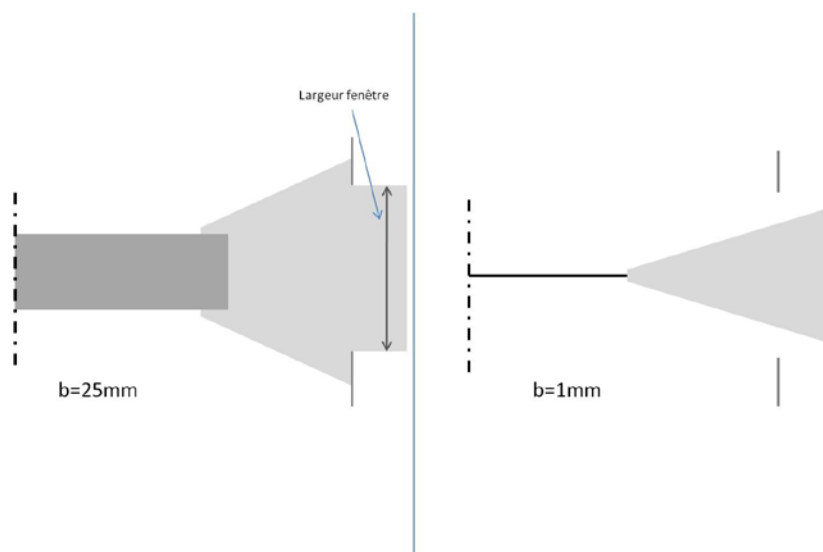


Figure III-15 Relation entre la largeur de la fenêtre et celle du disque

Les essais sur les disques ont montré que pour calculer un débit de projection il était nécessaire de considérer à la fois que la denture ne joue pas le même rôle que dans une pompe à huile, et que les flancs participent également au phénomène de projection. Les résultats précédents ont souligné également le fait que l'huile projetée en dehors du bain est extraite de ce dernier par entraînement. Ainsi les phénomènes d'adhérence semblent prépondérants dans ce mécanisme de projection.

### III.3.5 Estimation du débit projeté basé sur le concept de couche limite

Les résultats précédents ont montré le lien entre le débit d'huile projetée et les phénomènes d'adhérence qui interviennent entre le fluide et les surfaces du disque en rotation. Le débit est donc probablement lié à l'épaisseur d'une couche limite de fluide se développant sur les surfaces du disque, avant d'être projetée par effet centrifuge. Dans le cas particulier d'une plaque plane (Figure III-16) une analyse des ordres de grandeur des termes de l'équation de mouvement du fluide [65] permet d'atteindre une relation entre l'épaisseur de la couche limite, notée  $\delta$ , et le nombre de Reynolds :

$$\frac{\delta}{l} \sim \frac{1}{\sqrt{Re}} \quad (\text{III-4})$$

où  $Re = \rho V l / \mu$  est le nombre de Reynolds exprimé à partir de la distance entre le point d'arrêt et le point d'estimation de l'épaisseur,  $l$ . Cette formulation reste vraie dès lors que l'épaisseur reste négligeable devant la distance  $l$  (tant que  $Re < 5 \times 10^5$ ). On se propose de développer une formulation du débit projeté basée sur ce concept et adaptée au cas d'un disque partiellement immergé (Figure III-17). Il s'agit-là évidemment d'une hypothèse très forte étant donnée la différence des écoulements dans les deux cas (interface air/huile, courbure, etc.).

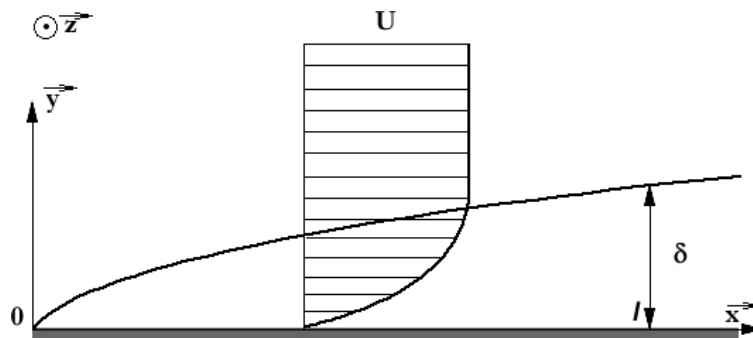


Figure III-16 Couche limite dans le cas d'une plaque plane

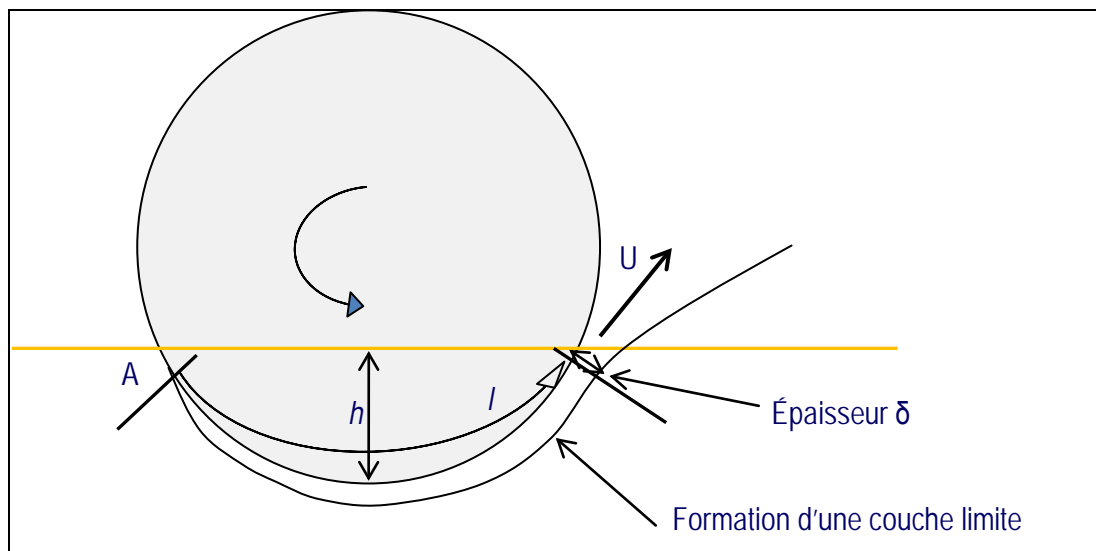


Figure III-17 Schéma de la couche limite en périphérie

### III.3.5.1 Couche limite sur la périphérie

Le long de l'arc immergé  $l$ , l'épaisseur  $\delta$  de la couche limite augmente, et on fera l'hypothèse qu'une valeur maximale est atteinte au niveau de la sortie du bain d'huile. Le débit associé à la couche limite se formant sur la périphérie du mobile s'exprime de la façon suivante :

$$Q_{\text{périphérie}} = b \cdot \delta \cdot U \quad (\text{III-5})$$

où  $b$  est la largeur du pignon,  $\delta$  l'épaisseur de la couche limite et  $U$  la vitesse linéaire à la périphérie du mobile. Pour les dentures, la périphérie sera considérée comme le diamètre de tête. Bien qu'il existe un gradient de vitesse dans la couche limite, ce dernier est négligé pour le calcul du débit et seule la vitesse périphérique égale à  $R_a \cdot \omega$  sera prise en compte. L'épaisseur de la couche limite est estimée à partir de la relation (III-4) et de la longueur de l'arc approchée par la relation :

$$l = \cos^{-1} \left( \frac{D_a/2 - h}{D_a/2} \right) \cdot D_a \quad (\text{III-6})$$

Si on considère les conditions expérimentales entraînant l'épaisseur de couche limite maximale, à savoir le disque n°1 avec une immersion relative égale à 0,5, d'une part les valeurs d'épaisseur pour une longueur  $l=185$  mm sont environ cent fois inférieures à  $l$ , permettant ainsi de valider l'hypothèse effectuée plus haut (i.e.  $\delta \ll l$ ). D'autre part l'évolution de l'épaisseur de la couche limite avec la vitesse est similaire à l'évolution des débits mesurés (Figure III-18), tant en fonction de la vitesse de rotation que de la température du lubrifiant.

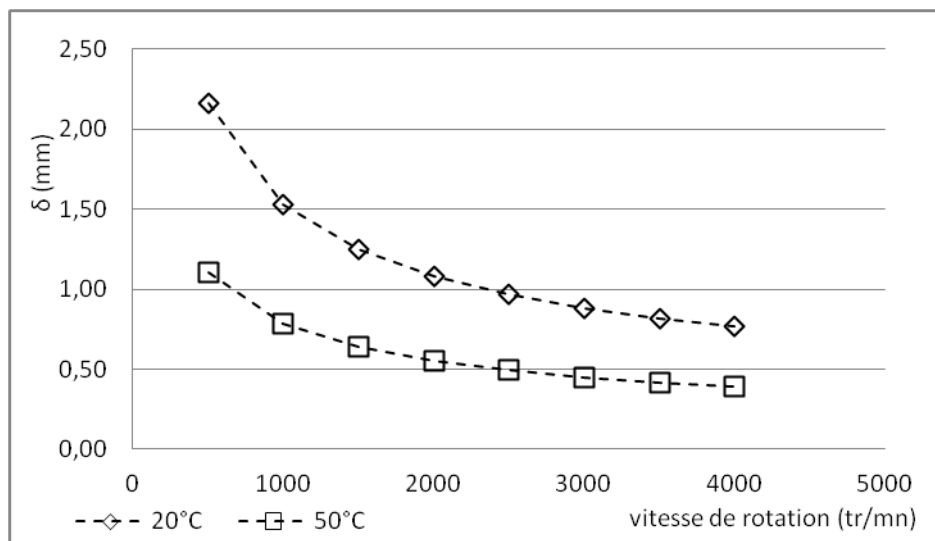


Figure III-18 Epaisseur de la couche limite pour différente température (disque n°1,  $h/R=0,5$ )

Finalement le débit généré par la périphérie du mobile peut être exprimé sous la forme suivante :

$$Q_{\text{périphérie}} = \sqrt{\left( \frac{2 \cdot b^2 \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_a^2}{\rho} \right)} \cdot \cos^{-1} \left( \frac{R_a - h}{R_a} \right) \quad (\text{III-7})$$

La formulation (III-7) prend en compte plusieurs paramètres remarquables tels que la largeur, la vitesse de rotation ou encore la viscosité. Ces paramètres traduisent donc en partie les phénomènes physiques tels que les effets d'inertie ou encore l'entraînement du fluide par cisaillement à travers la viscosité.

### III.3.5.2 Couche limite sur les flancs

Une couche limite est susceptible de se développer sur la partie immergée des flancs des mobiles à l'image de celle présente sur la périphérie. Une approche similaire peut donc être utilisée ici. La contribution des flancs dans le débit total éjecté ne semble pas être négligeable. En effet, si on considère le cas du disque n°2 d'épaisseur très faible et égale à 1 mm, on note dans les conditions suivantes :

- disque n°2 (diamètre = 161 mm, largeur = 1 mm) ;
- immersion relative  $h/R=0,44$  ;
- température d'huile de 20°C ( $\nu=117$  cSt) ;
- vitesse de rotation : 1500 tr/mn ;

un débit proche de 100 ml (Figure III-19) alors que le débit éjecté par la périphérie estimé à partir de l'expression (III-8) prévoit dans ces conditions une valeur égale à 15,27 ml/s.

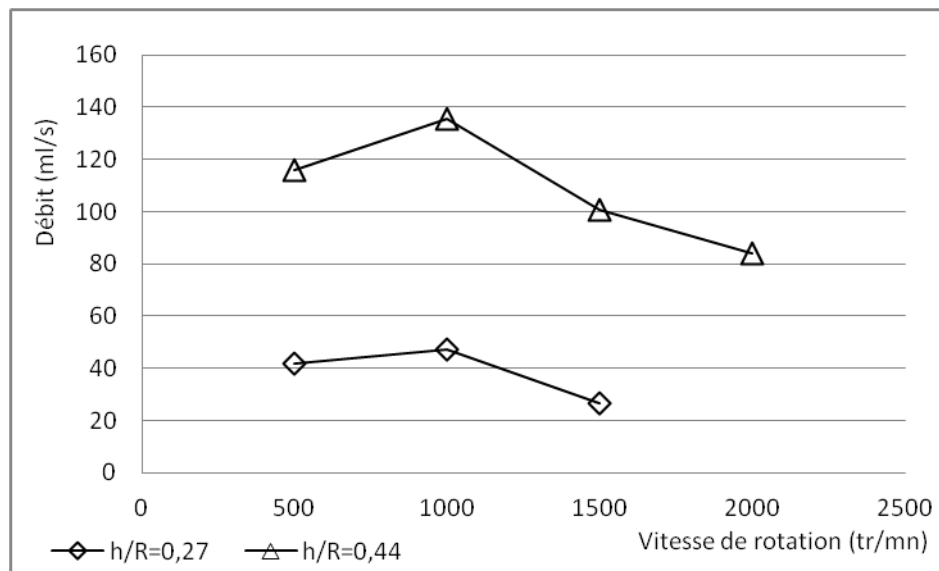


Figure III-19 Importance de l'immersion sur le débit mesuré dans le cas d'un disque de largeur 1 mm (disque n°2, L=130 mm, H=20 mm)

Ce résultat met ainsi en évidence la nécessité de considérer le rôle joué par les flancs dans le phénomène de projection. Le débit théorique généré par la formation d'une couche limite sur les flancs du mobile est calculé par intégration sur la partie immergée (Cf. Figure III-20) car la vitesse linéaire et l'épaisseur de la couche limite dépendant de la distance à l'axe de rotation :

$$Q_{flancs} = 2 \cdot \int_{R-h}^R \delta(r) \cdot U(r) \cdot r \cdot dr \quad (III-8)$$

Où  $\delta(r)$  représente l'épaisseur de la couche limite au sortir du bain d'huile et en fonction du rayon  $r$ ,  $U(r)$  est la vitesse linéaire et est définie comme suit :

$$U(r) = \omega \cdot r \quad (III-9)$$



L'épaisseur de la couche limite, à la différence du cas pour la périphérie où la distance  $l$  était constante, s'exprime ici en fonction du rayon  $r$  :

$$\delta(r) = l(r) \cdot \left[ \frac{\mu}{\rho \cdot U(r) \cdot l(r)} \right]^{1/2} \quad (\text{III-10})$$

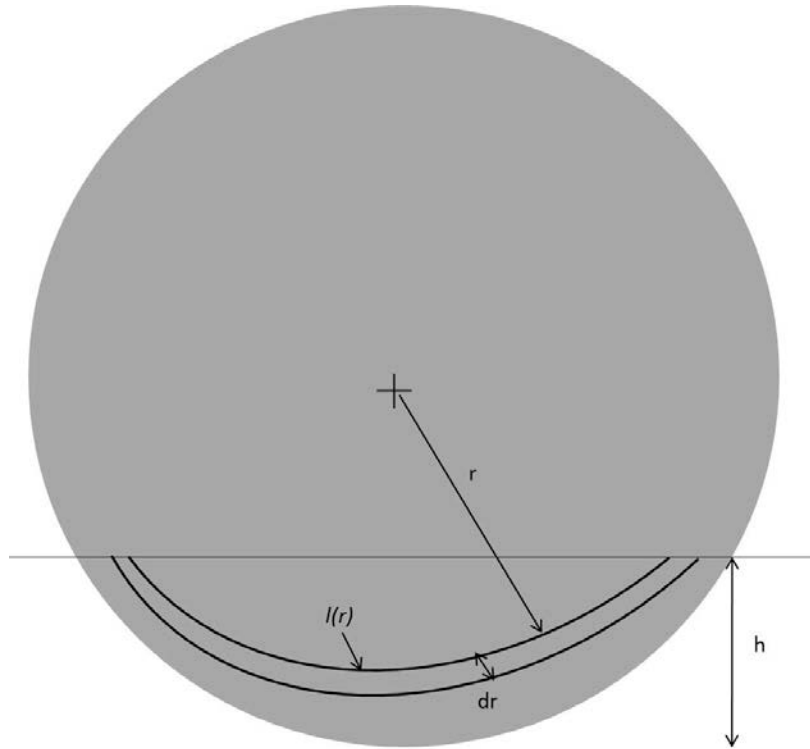


Figure III-20 Paramètres d'intégration de la couche limite sur les flancs

La longueur de l'arc immergé  $l$  dépend de l'immersion relative du mobile dans le bain d'huile et s'exprime par :

$$l(r) = 2 \cdot r \cdot \text{acos} \left( \frac{R-h}{r} \right) \quad (\text{III-11})$$

Finalement le débit peut être déterminé de la façon suivante :

$$Q_{flancs} = \sqrt{\frac{8 \cdot \omega \cdot \mu}{\rho}} \int_{R-h}^R \sqrt{\text{acos} \left( \frac{R-h}{r} \right)} \cdot r^2 \cdot dr \quad (\text{III-12})$$

La formulation (III-12) est évaluée par intégration numérique et permet de calculer le débit généré par la partie immergée des flancs. La Figure III-21 présente le débit mesuré et calculé ( $Q_{périphérie} + Q_{flancs}$ ) pour le disque n°2. Ces résultats montrent que même si l'ordre de grandeur des débits calculés est similaire à celui des mesures, l'évolution du débit en fonction de la vitesse donnée par les équations (III-7) et (III-12) ne correspond pas à celle observée expérimentalement.

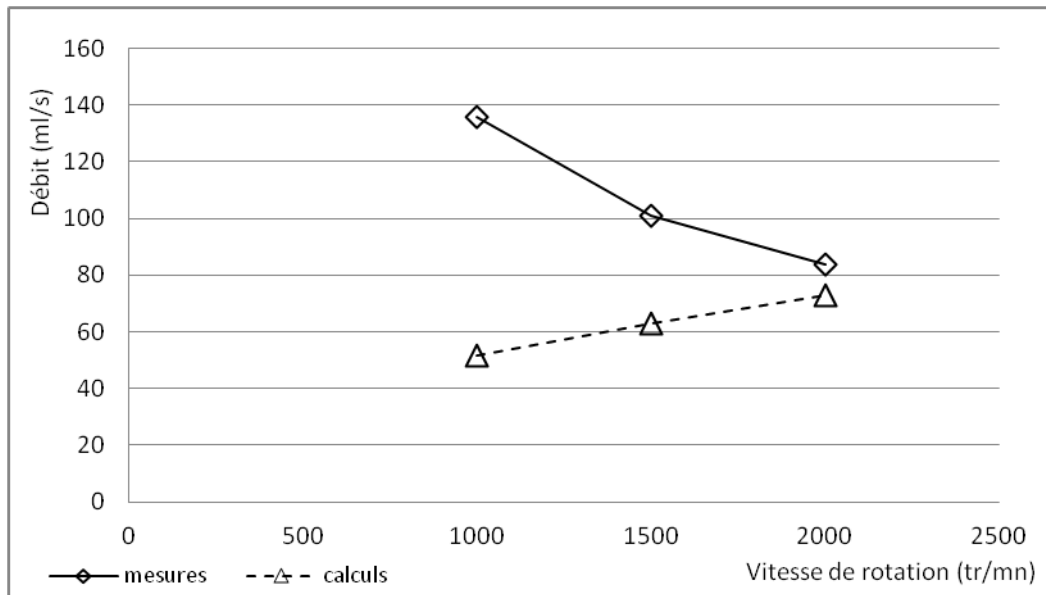


Figure III-21 Comparaison entre mesures et calculs (disque n°2,  $T_{\text{huile}}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $h/R=0,44$ )

Ainsi même en considérant la somme des débits générés par la périphérie et les flancs, cette approche sous-estime le débit et ne semble pas permettre de reproduire l'évolution du débit en fonction de la vitesse de rotation. Bien que l'approche menée au moyen de la couche limite de fluide semble être la plus appropriée pour décrire le phénomène physique en jeu lors de la projection d'huile, les hypothèses nécessaires à l'établissement d'un modèle purement théorique s'avèrent trop restrictives pour décrire fidèlement la physique du phénomène. De plus, les formulations (III-7) et (III-12) ne permettent pas de prendre en compte l'influence du positionnement de la fenêtre de réception des projections. Fort de ce constat, le problème sera traité au moyen d'une analyse dimensionnelle.

### III.4 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle a pour but de formuler des groupes sans dimension caractérisant le problème physique traité, ici le débit éjecté par le pignon partiellement immergé. L'écriture de ces groupes repose uniquement sur les paramètres ayant une influence sur ce débit. Cette méthode ne propose pas de relation entre ces groupes, celle-ci étant atteinte ensuite par une analyse des résultats expérimentaux.

#### III.4.1 Paramètres influents

Les résultats présentés plus haut ont montré que la denture n'était pas un paramètre de premier ordre dans le phénomène de projection, le module est donc écarté des paramètres influents. 10 paramètres liés au pignon, au fluide, à la dynamique du processus, ou encore à la position de la fenêtre de réception sont listés :

- paramètres géométriques d'un pignon à denture droite :
  - Diamètre de tête :  $D_a$
  - largeur :  $b$
  - immersion :  $h$
- paramètres liés à la position de la fenêtre :
  - distance par rapport à l'axe de rotation :  $L$

- hauteur de la fenêtre par rapport à l'axe : H
- paramètres liés au fluide :
  - viscosité dynamique :  $\mu$
  - masse volumique :  $\rho$
  - tension de surface :  $\sigma$
- paramètres dynamiques :
  - vitesse de rotation :  $\omega$
  - constante gravitationnelle : g

Certains des paramètres seront utilisés afin d'exprimer le débit mesuré sous forme adimensionnée : la vitesse de rotation  $\omega$ , le diamètre  $D$  et la viscosité dynamique  $\mu$ , grandeurs qui contiennent les unités fondamentales de masse, de longueur et de temps. D'après le théorème de Vaschy-Buckingham, le débit adimensionné est fonction de  $10-3=7$  nombres adimensionnés :

$$\bar{Q} = f c \left( R_e, F_r, W_e, \frac{b}{D_a}, \frac{h}{D_a}, \frac{L}{D_a}, \frac{H}{D_a} \right) \quad (\text{III-13})$$

Le débit est adimensionné au moyen d'un débit théorique calculé à partir de l'approche développée précédemment sur les couches limites. Cette approche semble en effet la mieux à même de décrire les phénomènes physiques à l'origine des projections d'huile. Le débit adimensionné peut alors s'exprimer sous la forme suivante :

$$\bar{Q}_{exp} = \frac{Q_{exp}}{Q_{flancs} + Q_{périphérie}} \quad (\text{III-14})$$

Cette approche se révèle intéressante à plusieurs titres. Tout d'abord, la méthode de calcul d'un débit par le développement d'une couche limite peut s'appliquer à la fois à des pignons et des disques. Ensuite, le fait de prendre en compte un débit généré par les flancs du mobile permet d'expliquer que le disque n°2 produit un débit de projection significatif au regard de sa très faible largeur (1 mm). Enfin l'utilisation de la viscosité dans le calcul de l'épaisseur de la couche limite permet de rendre compte de l'effet d'entraînement par adhérence.

Cette approche semble donc être la plus proche des phénomènes physiques mis en jeu lors de la projection de débit.

#### III.4.2 Simplification du nombre de paramètres

Le paragraphe précédent a permis d'écrire 7 groupes sans dimension basés *a priori* sur des paramètres influençant la projection d'huile. On vérifie dans cette partie si ces groupes sont indépendants les uns des autres et s'ils influencent réellement le phénomène de projection.

L'influence du nombre de Reynolds est mise en évidence à partir d'essais réalisés avec l'huile n°1 (voir Tableau II-3) aux températures de 20 et 50 °C. Les résultats présentés à la Figure III-22 montrent que la diminution de la viscosité de l'huile entraîne une diminution du débit mesuré. De plus quelques mesures ont été effectuées avec de l'eau qui présente une viscosité beaucoup plus faible que l'huile. Comme l'eau présente une tension de surface différente de celle de l'huile (respectivement environ 72 et 30 mNm), ces fluides diffèrent à la fois par la viscosité et la tension de surface. L'exploitation des résultats présentés à la Figure III-22 permet de vérifier l'influence ou non de la tension de surface.

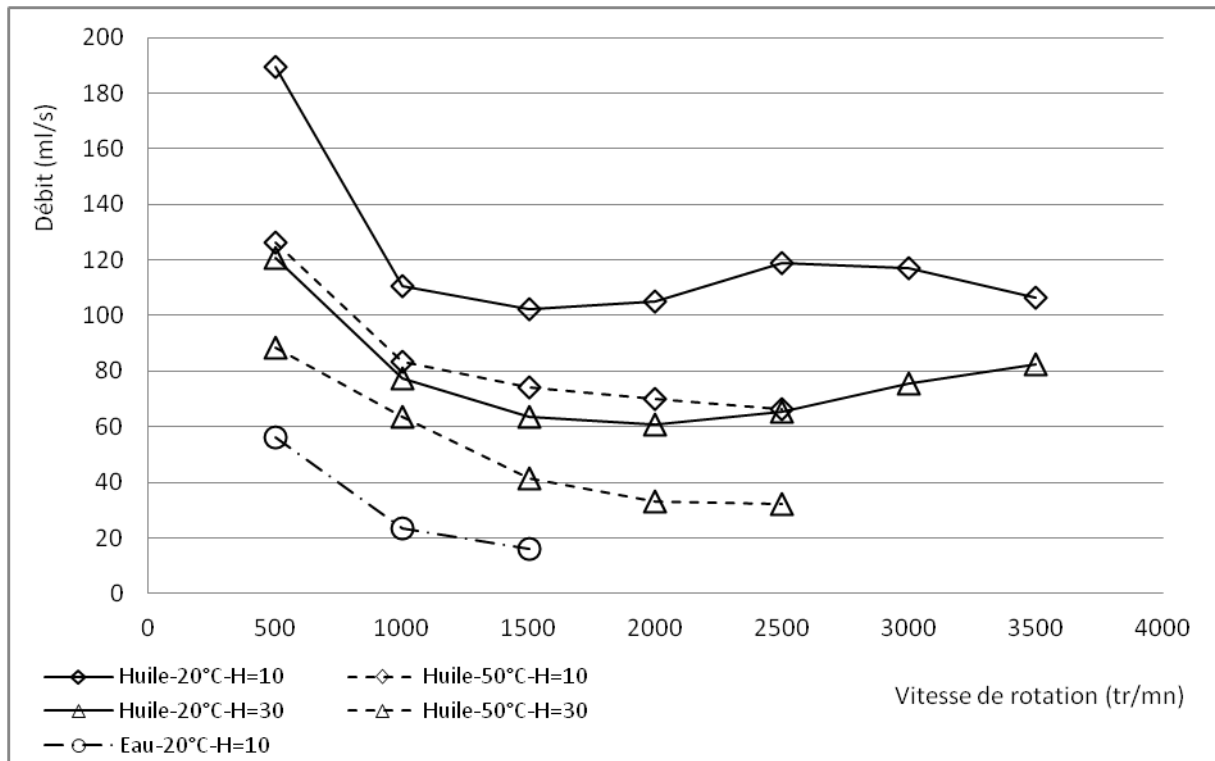


Figure III-22 Influence de la viscosité sur le débit mesuré (pignon n°2, h/R=0,25)

Il convient de déterminer en premier lieu l'influence de la viscosité au travers du nombre de Reynolds avant de pouvoir conclure sur l'influence de la tension de surface. L'analyse des essais réalisés sur l'huile à 20 et 50 °C (voir annexe n°6) conduit à un exposant de 0,17 pour la contribution du nombre de Reynolds sur le débit adimensionné. Si la tension de surface n'est pas un paramètre influent, alors le débit adimensionné  $\bar{Q}_{eau}$  est obtenu comme suit :

$$\bar{Q}_{eau} = \frac{\bar{Q}_{huile}}{(Re_{huile}/Re_{eau})^{0,17}} \quad (III-15)$$

Les valeurs obtenues pour différentes vitesses de rotation peuvent ainsi être comparées aux résultats expérimentaux qui sont adimensionnés suivant la formulation (III-15). Les résultats obtenus sont présentés à la Figure III-23. Hormis les résultats à la vitesse de rotation de 500 tr/mn pour laquelle le régime de projection est assez fluctuant et instable du fait de la faible vitesse, la corrélation entre les débits mesurés et calculés au moyen de l'équation (III-15) s'avère très bonne et montre que la seule prise en compte de la viscosité permet d'expliquer les résultats obtenus avec l'eau.

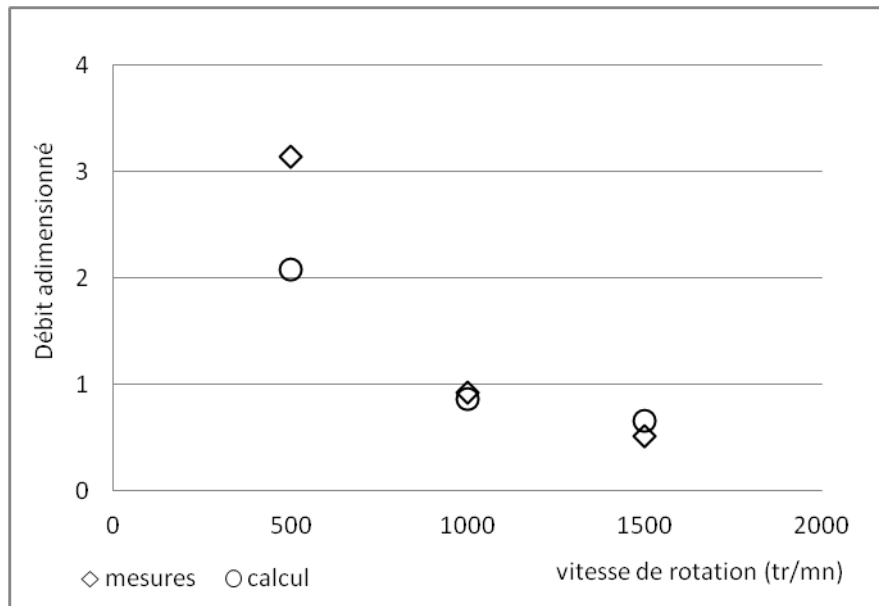


Figure III-23 Evolution du débit adimensionné pour de l'eau (pignon n°2,  $h/R=0,25$ )

La Figure III-24 montre le débit mesuré pour le pignon n°3 et une immersion relative de 0,33, pour quatre hauteurs de fenêtre et trois distances  $L$ . Il apparaît qu'aucune fonction ne peut directement rendre compte du débit en fonction des paramètres de position de la fenêtre. Cette constatation a donc motivé l'utilisation de la tangente de l'angle  $\psi$  pour caractériser la relation entre la position de la fenêtre et l'immersion du pignon.

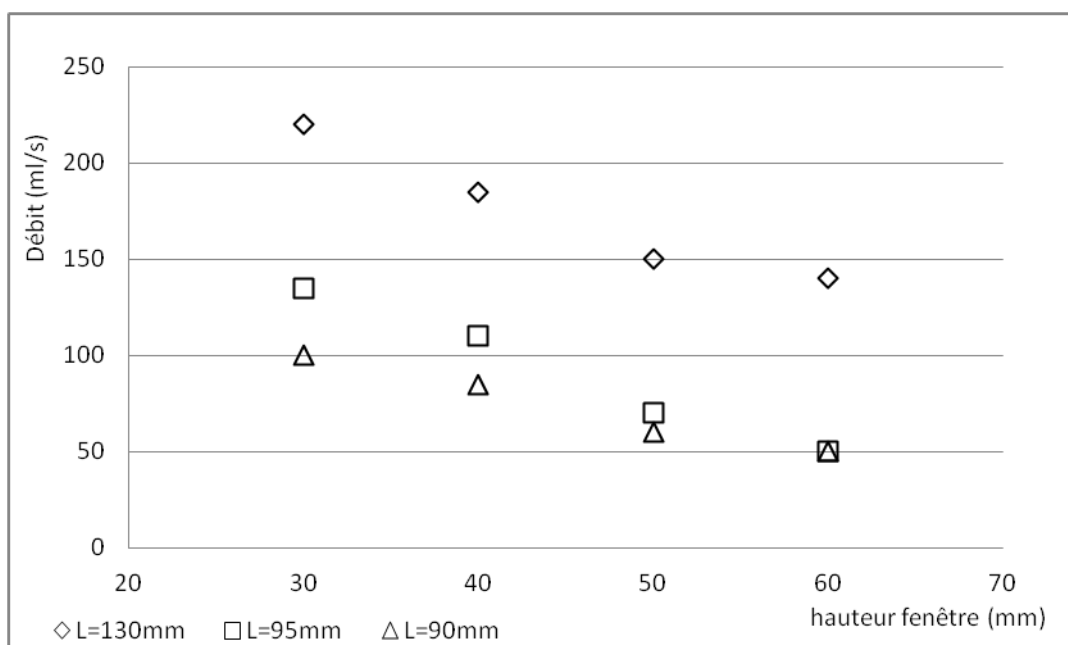


Figure III-24 Débit exprimé en fonction des paramètres de position de la fenêtre (pignon n°3,  $h/R=0,33$ )

Les nombres sans dimensions  $\frac{h}{D_a}$ ,  $\frac{L}{D_a}$  et  $\frac{H}{D_a}$ , qui expriment respectivement l'immersion, la distance entre l'axe de rotation et le réservoir de réception, et la hauteur de la fenêtre ramenées au diamètre du mobile, peuvent être combinés pour ne former qu'un seul nombre. La Figure III-25 permet de rendre compte des trois distances  $h$ ,  $L$  et  $H$  et de l'angle  $\psi$  dont la tangente s'exprime en fonction de ces trois distances.

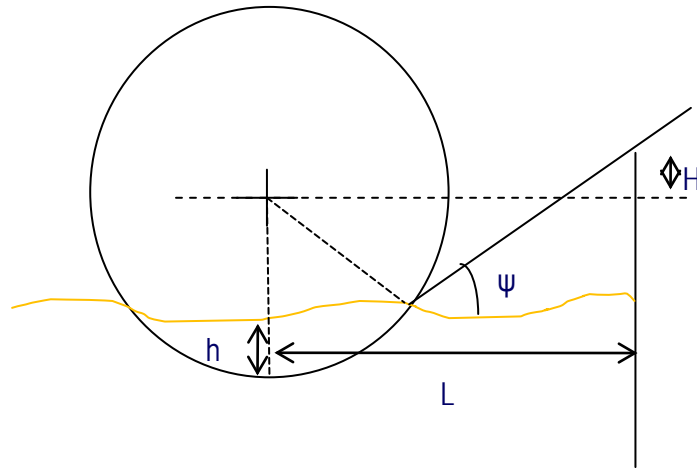


Figure III-25 Relation entre la position du réservoir et l'immersion

La formule (III-16) est utilisée pour exprimer la tangente de l'angle  $\psi$  :

$$\tan(\psi) = \frac{(R_a - h + H)}{L - \left( R_a \cdot \sin \left( \cos^{-1} \left( 1 - \frac{h}{R_a} \right) \right) \right)} \quad (\text{III-16})$$

La Figure III-26 présente les mêmes résultats que ceux de la mais le débit est cette fois-ci représenté en fonction de la tangente de l'angle  $\psi$ . L'échelle logarithmique est utilisée afin de rendre compte de la relation du débit vis-à-vis de la tangente de l'angle  $\psi$ .

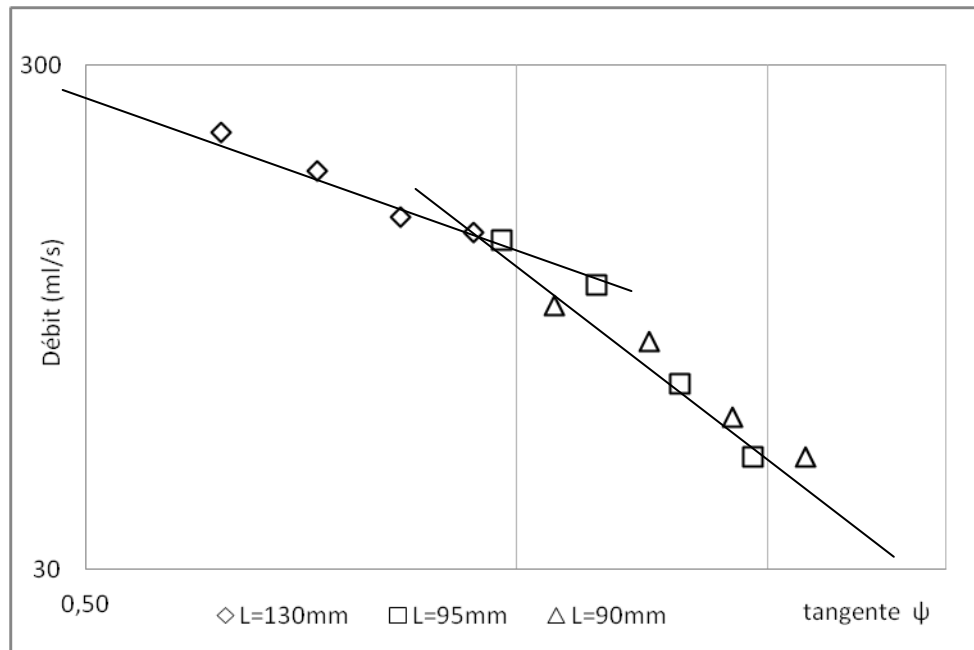


Figure III-26 Débit exprimé en fonction de la tangente de l'angle  $\psi$  (Pignon n°3 ,  $h/R=0,33$ )

Concernant l'influence de la largeur, il faut noter que ce paramètre est pris en compte dans le calcul du débit théorique généré par la périphérie (voir paragraphe III.3.5.1). Le débit adimensionné pour les disques 1 et 2 (de largeur respectivement 25 et 1 mm) d'après la formulation (III-15), à la vitesse de 1000 tr/mn est de 0,83 pour le disque n°1 et de 1 pour le disque n°2. Les débits adimensionnés pour ces deux disques sont proches au regard de la différence significative de largeur. Comme il a été souligné à la Figure III-15, l'influence de la largeur du pignon, ou du disque testé, est à considérer en rapport avec la largeur de la fenêtre de réception. Etant donné que l'architecture du banc de mesures impose ici une largeur de fenêtre fixe et que le débit mesuré ne représente qu'un débit partiel, il est d'autant plus difficile de prendre en compte l'influence de la largeur au-delà de ce qui est fait lors du calcul du débit généré par la formation d'une couche limite sur la périphérie du mobile. Ainsi l'influence de la largeur sera traduite par l'intermédiaire du calcul du débit généré par la périphérie (formulation (III-7)).

Finalement, l'ensemble de ces simplifications dans la prise en compte des nombres sans dimension permet d'exprimer le débit adimensionné en fonction des trois nombres suivants : le nombre de Reynolds  $R_e$ , le nombre de Froude  $F_r$  et la tangente de l'angle  $\psi$ .

A partir de ces constatations, on peut écrire l'expression du débit adimensionné sous la forme :

$$\bar{Q} = \gamma_1 \cdot R_e^{\gamma_2} \cdot F_r^{\gamma_3} \cdot \tan(\psi)^{\gamma_4} \quad (\text{III-17})$$

où les termes  $\gamma_i$  sont déterminés à partir des valeurs numériques obtenues lors des mesures (Annexe n°6).

Comme il a été montré plus haut deux formulations sont nécessaires pour tenir compte des paramètres géométriques (i.e.  $\tan(\psi)$ ). D'autre part il a été mis en évidence lors de l'étude de l'influence de la position de la fenêtre et de la vitesse de rotation une variation dans l'évolution du débit dès lors que la vitesse de rotation devient supérieure à 1500 tr/mn (Figure III-7). Deux

formulations sont donc nécessaires pour la prise en compte de la vitesse de rotation. Finalement quatre formulations du débit sont proposées en fonction de la valeur de tous ces paramètres.

### III.4.3 Modèle de débit

L'analyse dimensionnelle permet de quantifier la contribution des différents nombres sans dimension sur le débit. Ainsi, les résultats obtenus conduisent à un modèle de débit adimensionné fractionné en 4 régimes en fonction de la vitesse de rotation du pignon, de la position du réservoir et de l'immersion. Rappelons que les formulations proposées ici se limitent en termes d'application à ce qui a pu être testé sur le banc tant en termes de position de la fenêtre du réservoir que de vitesses de rotation du pignon ou de géométrie. Les bornes d'application du modèle sont donc les suivantes :

- Vitesses de rotation du pignon : 500 à 3500 tr/mn ;
- Position du réservoir : L de 90 à 130 mm, H de 10 à 60 mm ;
- Immersion relative h/R de 0,2 à 0,5 ;
- Géométrie pignon : largeur de 1 à 25 mm, diamètre de 90 à 160 mm, avec ou sans denture droite (si denture module compris entre 1,5 et 5 mm) ;
- Viscosité cinématique du fluide comprise entre 120 cSt (huile à 20 °C) et 1,06 cSt (eau à 20 °C).

Ainsi, pour ces bornes d'application, le modèle proposé est le suivant :

Pour  $\tan(\psi) > 0,88$  :

$$500 < N < 1500 \text{ tr/mn} \quad \bar{Q} = 0,72 \cdot R_e^{0,17} \cdot F_r^{-0,6} \cdot \tan(\psi)^{-1,5} \quad (\text{III-18})$$

$$N > 1500 \text{ tr/mn} \quad \bar{Q} = 0,20 \cdot R_e^{0,17} \cdot F_r^{-0,3} \cdot \tan(\psi)^{-1,5} \quad (\text{III-19})$$

Pour  $\tan(\psi) < 0,88$  :

$$500 < N < 1500 \text{ tr/mn} \quad \bar{Q} = 1,60 \cdot R_e^{0,17} \cdot F_r^{-0,6} \cdot \tan(\psi)^{-1} \quad (\text{III-20})$$

$$N > 1500 \text{ tr/mn} \quad \bar{Q} = 0,35 \cdot R_e^{0,17} \cdot F_r^{-0,3} \cdot \tan(\psi)^{-1} \quad (\text{III-21})$$

Concernant le débit pour les vitesses de rotation inférieures à 500 tr/mn, celui-ci peut être évalué de la façon suivante :

$$N < 300 \text{ tr/mn} \quad \bar{Q} = 0 \quad (\text{III-22})$$

Enfin, une interpolation linéaire peut être effectuée entre la formulation (III-22) et les formulations (III-20) ou (III-18) pour la plage de vitesse de 300 à 500 tr/mn.



### III.5 Résultats du modèle

Les nombreux essais réalisés ont permis de conduire une analyse dimensionnelle aboutissant au modèle présenté dans le paragraphe précédent. Il convient maintenant de confronter les résultats donnés par le modèle aux valeurs expérimentales.

#### III.5.1 Dentures droites

Les résultats sont présentés sous la forme du débit adimensionné (Cf. formulation (III-14)). La Figure III-27 montre le débit adimensionné mesuré et calculé en fonction de la vitesse de rotation pour le pignon n°1 et deux positions de la fenêtre de réception. Ces premiers résultats permettent de valider le comportement du modèle en fonction de la vitesse de rotation. En effet, de 500 à 3500 tr/mn deux régimes ont été développés et caractérisent les différentes évolutions du débit. L'adéquation entre les débits mesurés et calculés est tout à fait satisfaisante (erreur moyenne de 11 %), à la fois en fonction de la vitesse de rotation mais également pour les différentes positions de la fenêtre. La relation entre les grandeurs caractérisant la position de la fenêtre traduite par  $\tan(\psi)$  permet donc de rendre compte des différences de débits mesurés.

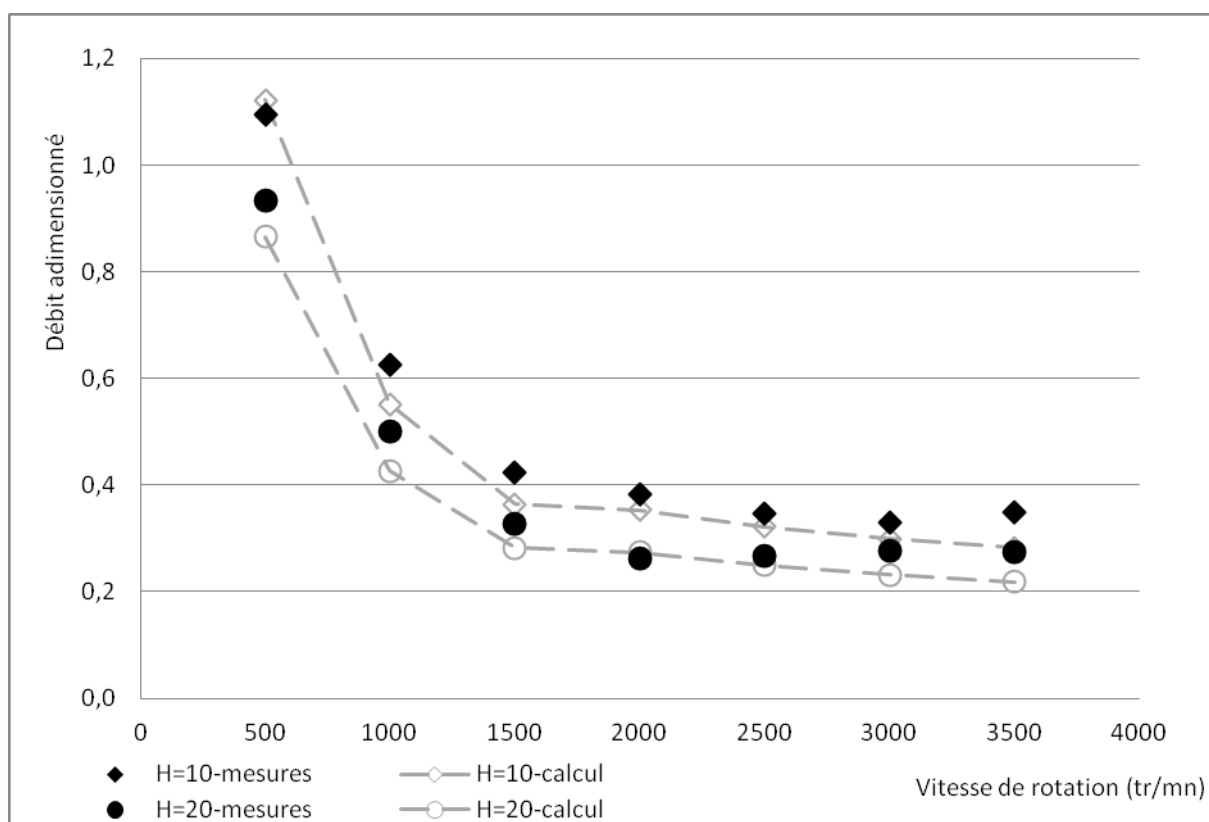


Figure III-27 Evolution du débit mesuré et calculé pour deux positions de la fenêtre (pignon n°1,  $T_{\text{huile}}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $h/R=0,36$ ,  $L=130\text{ mm}$ )

Les résultats présentés à la Figure III-28 concerne le pignon n°2 qui possède une largeur de 24mm contre seulement 14mm pour le pignon n°1 (Figure III-27). L'immersion relative est ici de 0,25. La prise en compte de la largeur dans le calcul de la couche limite sur la périphérie est donc suffisante (écart relatif égal à 16 %) pour une première approche afin de traduire l'influence de ce paramètre géométrique.

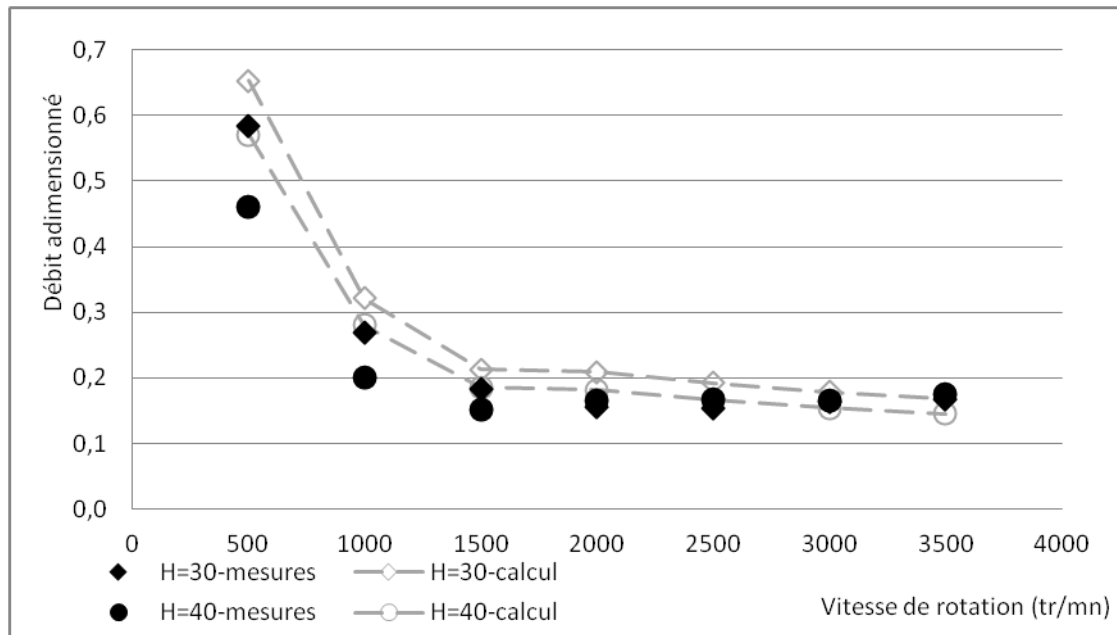


Figure III-28 Résultats du modèle (pignon n°2,  $T_{\text{huile}}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $h/R=0,25$ ,  $L=130$  mm)

L'influence du module avait été écartée (Cf. paragraphe III.3.4) et ce paramètre n'apparaît donc pas dans la formulation du débit adimensionné. Les résultats présentés à la Figure III-29 concernent le pignon de module 5mm. Ici encore, comme les résultats présentés à la Figure III-27 et à la Figure III-28, une bonne corrélation entre les mesures et le modèle est observée (écart relatif égal en moyenne à 11 %), ce qui confirme que la denture a peu d'influence dans le débit projeté pour la gamme de vitesses étudiée.

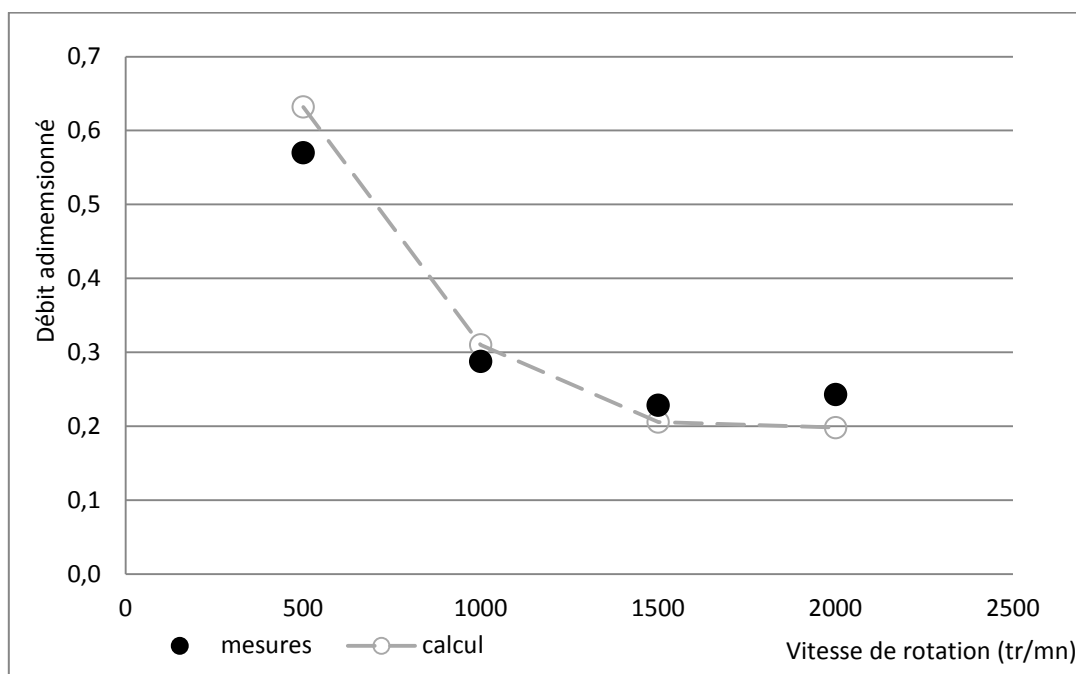


Figure III-29 Résultats du modèle (pignon n°3, module=5 mm,  $T_{\text{huile}}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $h/R=0,2$ ,  $L=130$  mm,  $H=40$  mm)

Enfin l'influence de la température sur le débit est montrée à la Figure III-30. La comparaison entre les mesures expérimentales et le modèle de débit adimensionné à une température de 50 °C montre que le poids accordé à la viscosité dans le modèle est satisfaisant.

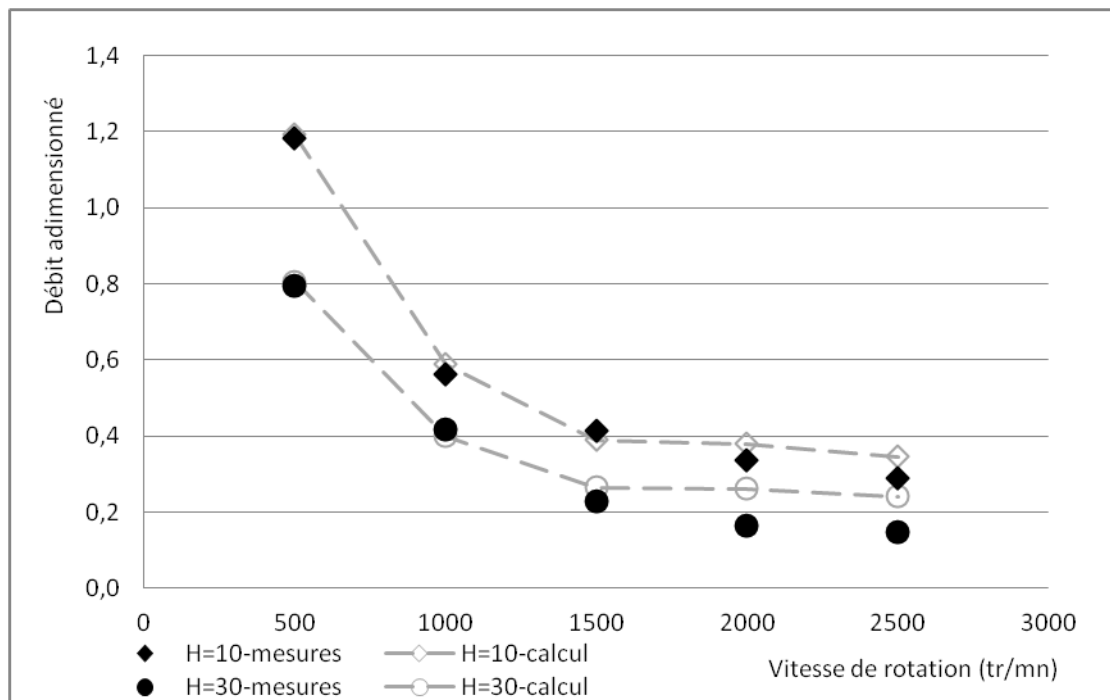


Figure III-30 Comparaison entre mesures et modèle pour une température d'huile de 50°C (pignon n°2,  $h/R=0,25$ ,  $L=130$  mm)

Le modèle développé dans ce chapitre au moyen d'essais expérimentaux permet ainsi d'évaluer le débit projeté par un pignon ou un disque dans une zone donnée de l'espace. Toutefois les résultats présentés ci-dessus concernent des pignons à dentures droites. L'objectif premier de cette étude étant de pouvoir évaluer les débits de projection mis en jeu dans la lubrification d'une boîte de vitesses, il convient d'adapter le modèle aux dentures hélicoïdales. C'est pourquoi une première adaptation du modèle sera proposée au paragraphe suivant.

### III.5.2 Approche pour dentures hélicoïdales

Quelques mesures de débit ont été réalisées sur le pignon n°5 dont la denture possède un angle d'hélice de 15°. La Figure III-31 présente les résultats expérimentaux obtenus ainsi que le modèle développé pour les dentures droites.

La présence de l'angle d'hélice induit un comportement différent de l'évolution du débit en fonction de la vitesse de rotation : la phase de décroissance avec la vitesse n'est plus mise en évidence et seul le régime où le débit reste constant semble exister. C'est pourquoi la corrélation entre le modèle et les mesures n'est pas aussi bonne que ce qui a pu être montré au paragraphe précédent. Partant de ce constat et n'ayant pas réalisé de mesures sur des pignons présentant des angles d'hélice différents, une adaptation du modèle est proposée pour les dentures hélicoïdales.

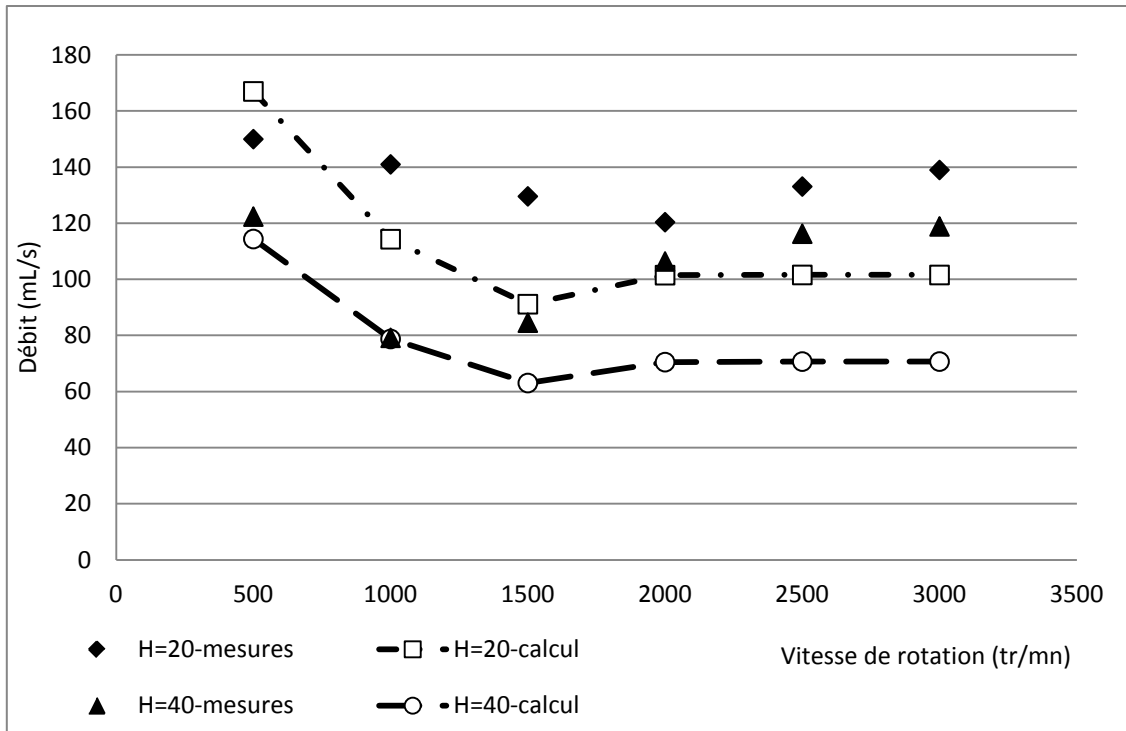


Figure III-31 Comparaison entre le modèle pour denture droite et les mesures avec une denture hélicoïdale (pignon n°5,  $h/R=0,25$ ,  $L=130\text{mm}$ )

Les mesures présentées à la Figure III-31 montrent que les valeurs de débits peuvent être, en première approche, modélisées par un débit constant en fonction de la vitesse de rotation. Il est à noter qu'un seul pignon à denture hélicoïdale a été testé et que donc il n'est pas possible de faire apparaître l'influence de l'angle d'hélice dans la formulation. Le paramètre  $\gamma_1$  est réévalué de manière à obtenir la meilleure corrélation possible avec les mesures. Le modèle proposé pour évaluer les débits projetés pour des pignons présentant une denture hélicoïdale est exprimé ainsi :

$$\text{Pour } 500 < N < 3500 \text{ tr/mn : } \quad \bar{Q} = 0,28 \cdot R_e^{0,17} \cdot F_r^{-0,3} \cdot \tan(\psi)^{-1,5} \quad (\text{III-23})$$

Pour  $N < 300$  tr/mn, le débit adimensionné sera considéré égal à 0. Cette formulation ne constitue bien évidemment qu'une première évaluation. Même si toutes les conditions d'essais n'ont pas été testées avec ce pignon, l'hypothèse est faite que les bornes d'applications sont les mêmes que pour le modèle pour dentures droites. Il faut remarquer que le débit adimensionné pour une denture hélicoïdale ne fait ressortir qu'un seul régime en fonction de la tangente de l'angle  $\psi$ . Ceci vient du fait que les deux essais réalisés sur ce pignon l'ont été pour des valeurs de  $\tan(\psi) > 1$ , soit supérieure à la limite de 0,88 entre les deux régimes établis pour la denture droite.

La Figure III-32 montre les résultats obtenus avec les formulations (III-14) et (III-23). Le débit adimensionné calculé est quasiment constant en fonction de la vitesse de rotation. Des essais complémentaires sont maintenant nécessaires afin d'évaluer les débits projetés en fonction de l'angle d'hélice de la denture.

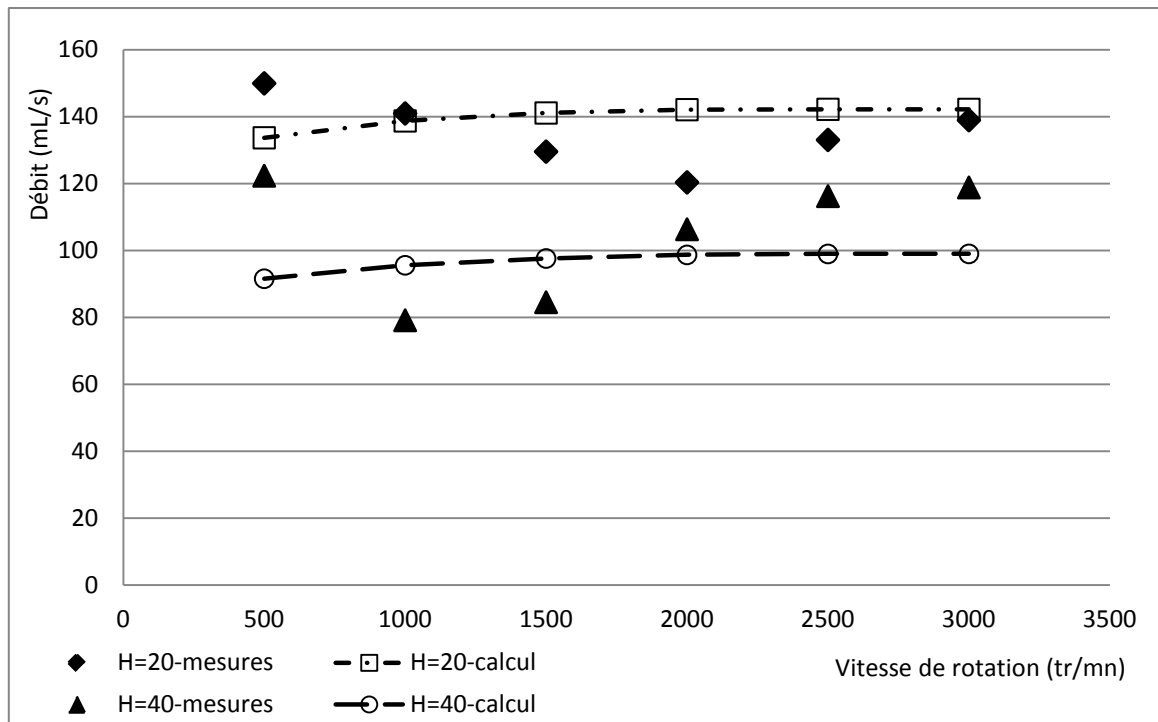


Figure III-32 Résultat du modèle développé pour un pignon à denture hélicoïdale (pignon n°5,  $h/R=0,25$ ,  $L=130$  mm)

### III.6 Conclusion

L'adaptation du banc de mesure de barbotage a permis de mettre en place un système de mesure du débit projeté par un pignon en situation de lubrification par barbotage. Ce système est donc capable de fournir des informations sur le débit projeté qui parvient à atteindre une zone définie de l'espace. Ainsi les résultats de mesures présentés dans ce chapitre ne concernent qu'une partie du débit qui est projeté. C'est toutefois cette information qui est à prendre en compte dans le cadre de la lubrification par barbotage dans les boîtes de vitesses puisqu'on s'intéresse à la quantité de lubrifiant susceptible d'atteindre les goulottes par exemple.

Les nombreux essais réalisés sur le banc ont conduit à mieux comprendre le phénomène de projection. L'influence de la denture, qui pouvait apparaître en premier lieu comme l'élément géométrique moteur du phénomène de projection, a finalement été écartée au profit d'une approche basée sur le développement de couche limite sur les surfaces immergées du pignon. D'autre part, les essais ont montré que des éléments lisses étaient en mesure de projeter un débit d'huile important. Ce résultat est intéressant en vue de l'application à la lubrification des boîtes de vitesses puisque des éléments mécaniques cylindriques peuvent participer pour beaucoup aux projections de lubrifiant.

Pour l'élaboration d'un modèle, une approche purement analytique a montré ses limites. De ce fait, le choix a été fait de traiter le problème au moyen d'une analyse dimensionnelle. Cette méthode permet de combiner des résultats expérimentaux et des approches analytiques qui traduisent la physique du phénomène. Le modèle développé se décompose en plusieurs régimes qui caractérisent notamment les effets de la vitesse ou encore du type de dentures (droites ou hélicoïdales).

# Chapitre IV

## Applications

## IV.1 Introduction

Les chapitres deux et trois traitent de l'interaction entre un pignon en rotation et le fluide dans lequel il se trouve partiellement immergé. Cette interaction a été traitée du point de vue des pertes de puissance dues au phénomène de barbotage, mais également du point de vue de la lubrification et donc des projections. En intégrant les modèles développés dans un code de calculs qui permet de rendre compte du comportement énergétique d'une transmission par engrenages, ce dernier chapitre se penche sur l'influence des propriétés du lubrifiant sur le rendement global d'une boîte de vitesses. Dans une première étape les résultats numériques obtenus sont validés par rapport à des mesures de pertes réalisées sur un banc d'essais. Ensuite une étude de sensibilité est effectuée et l'impact d'une huile présentant une aération importante est notamment quantifié. Enfin, les modèles de projection de débit développés au chapitre trois permettent de traiter un aspect de la lubrification de la boîte de vitesses étudiée.

## IV.2 Description de la boîte de vitesses étudiée

La boîte de vitesses choisie est une boîte DCT (*Dual Clutch Transmission*), c'est-à-dire une transmission comportant un double embrayage. La Figure IV-1 présente le schéma cinématique de la boîte étudiée. La présence de deux arbres secondaires est à noter ainsi que celle d'un arbre primaire qui est emboîté dans un arbre chaussette. Chacun de ces arbres supportent une partie des rapports de la boîte : l'arbre secondaire 1 (AS1) comporte les rapports de 1<sup>ère</sup>, 2<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> ; l'arbre secondaire 2 (AS2) comporte les rapports de 3<sup>ème</sup>, 4<sup>ème</sup> et marche arrière. Les rapports sont par ailleurs répartis alternativement sur l'arbre primaire (AP), (1<sup>ère</sup>, 3<sup>ème</sup> et 5<sup>ème</sup>) et l'arbre chaussette (2<sup>ème</sup>, 4<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup>). Le Tableau IV-1 détaille les rapports de démultiplication de la boîte de vitesses.

Tableau IV-1 Démultiplication de la boîte de vitesses étudiée

Rapport	Nombre de dents	
	Pignon moteur	Pignon récepteur
1 <sup>ère</sup>	13	56
2 <sup>ème</sup>	21	56
3 <sup>ème</sup>	37	65
4 <sup>ème</sup>	49	54
5 <sup>ème</sup>	41	39
6 <sup>ème</sup>	49	38
Pont 1	20	71
Pont 2	18	71

Les pignons récepteurs, pignons fous des arbres secondaires, sont montés sur des douilles à aiguilles. Les roulements qui supportent les arbres de cette boîte sont de différents types. Ainsi les roulements de l'arbre primaire sont des roulements à billes. Les arbres secondaires sont supportés par des roulements à billes et à rouleaux cylindriques alors que l'arbre du différentiel repose sur des roulements à rouleaux coniques. Chacun des deux arbres secondaires comporte un pignon moteur

qui engrène sur la couronne du différentiel. Cette architecture de boîte de vitesses permet en outre de présélectionner un rapport, supérieur ou inférieur à celui qui est engagé, au moyen d'actionneurs pilotés. Par exemple, si le rapport de 4<sup>ème</sup> est engagé et celui de 5<sup>ème</sup> présélectionné, c'est l'arbre chaussette qui transmet le couple à l'arbre secondaire n°2 puis au différentiel. A son tour la rotation du différentiel entraîne l'arbre secondaire n°1 puis l'arbre primaire car le rapport de 5<sup>ème</sup> est présélectionné. Ce fonctionnement entraîne donc des vitesses différentielles entre l'arbre primaire et l'arbre chaussette mais également entre les pignons fous et les arbres secondaires. Toutefois une boîte de vitesses DCT présente l'avantage, si le principe de présélection de rapport est utilisé, de limiter la rupture dans la transmission du couple entre le moteur et les roues à chaque changement de rapport

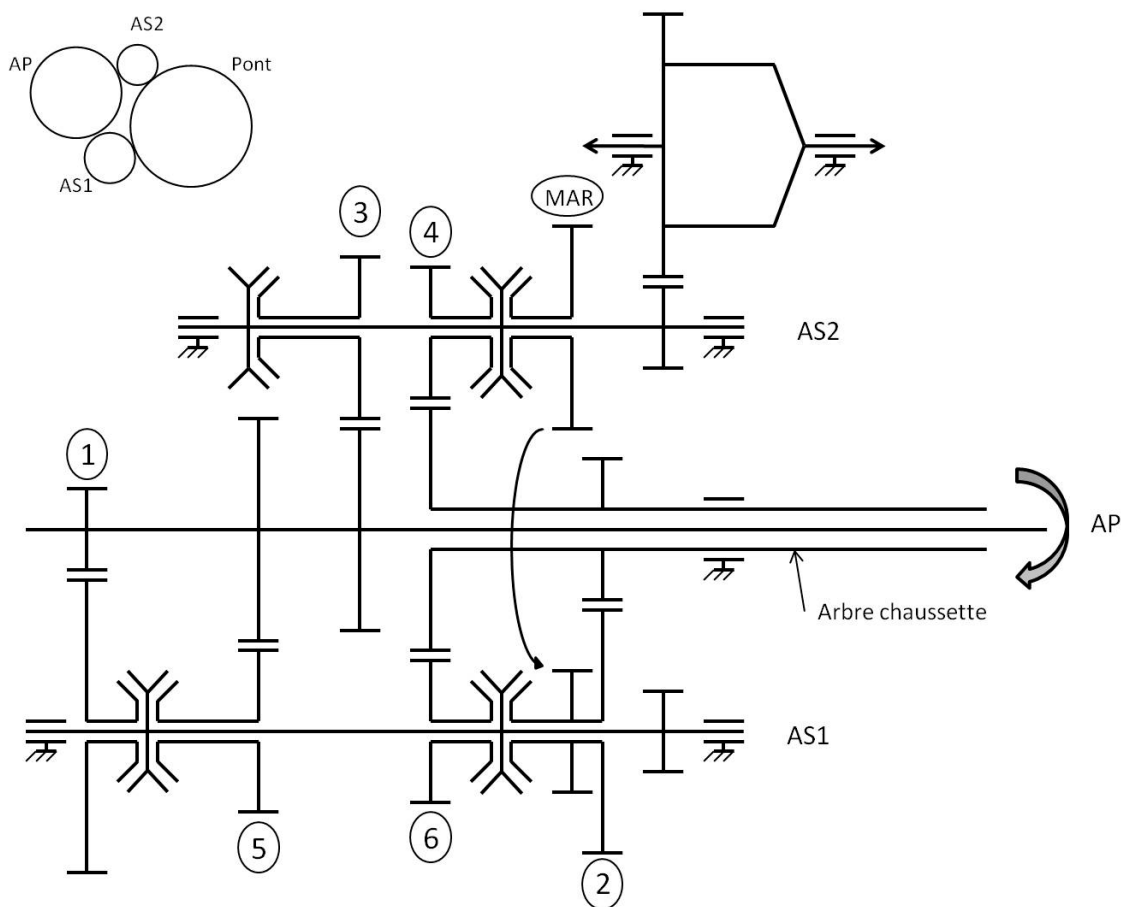


Figure IV-1 : Schéma cinématique de la boîte DCT

#### IV.2.1 Réseau thermique de la boîte DCT

Le code de calcul grâce auquel seront effectués les calculs de pertes mécaniques et de températures est basé sur le principe des réseaux thermiques [44]. Ce code a été développé au sein du laboratoire de mécanique et d'énergétique de l'ECAM dans le but d'évaluer les pertes dans les boîtes de vitesses. La boîte DCT a été modélisée sous cet environnement de calculs afin de mener des estimations de pertes.

Cette boîte de vitesse est décomposée en 48 éléments (Cf. Tableau IV-3). L'élément n°1, à savoir l'air ambiant, permet de quantifier les échanges de chaleur entre la boîte de vitesses et le milieu



extérieur. L'huile de la boîte est scindée en deux éléments distincts, l'huile contenue dans le carter du différentiel et l'huile de la boîte, afin de rendre compte d'un éventuel gradient de température entre ces deux zones. De façon plus classique, chaque élément mécanique de la boîte, comme les roulements, les pignons ou encore les synchroniseurs, est représenté par un seul nœud. La modélisation du carter est par ailleurs très simplifiée puisque ce dernier est décomposé en deux éléments. En effet, l'objectif étant ici d'évaluer des températures moyennes pour déterminer des coefficients globaux d'échange, ce type de modélisation est suffisant.

Chaque élément étant considéré comme isotherme, les échanges de chaleur entre les éléments sont quantifiés au moyen de résistances thermiques, qui peuvent être de conduction, de convection ou encore de rayonnement. La Figure IV-4 montre le réseau thermique de la boîte DCT qui reprend donc l'ensemble des 48 éléments présentés dans le Tableau IV-3. Ces éléments sont reliés entre eux par différents types de résistances thermiques. Le réseau est ici donné pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé car les éléments n°27 et n°36 (respectivement pignon moteur de 4<sup>ème</sup> et de 6<sup>ème</sup> et pignon récepteur de 6<sup>ème</sup>) sont connectés à l'élément n°40 (engrènement de la boîte) par deux résistances dites de striction qui permettent de modéliser l'étranglement du flux de chaleur au niveau du contact entre les dentures. Pour un autre rapport engagé, le réseau est bien sûr modifié et l'élément n°40 doit être relié par les deux résistances de striction aux deux pignons du rapport considéré.

Les différentes sources de pertes sont injectées dans le réseau au niveau des éléments correspondants. Ainsi les pertes dans les roulements sont injectées aux nœuds n°6 à 15, les pertes au niveau des pignons fous sont imputées aux nœuds n°30 à 36. Les pertes par frottement à l'engrènement sont injectées aux nœuds modélisant l'engrènement, c'est-à-dire les nœuds n°40 et 41. Les pertes dans les synchroniseurs sont injectées aux nœuds n°42 à 48. Enfin, les pertes par barbotage sont par ailleurs imputées aux deux éléments représentant l'huile.

L'étude menée sur les projections d'huile par un pignon trouve également sa place dans le réseau thermique. La circulation d'un débit d'huile entre le carter du différentiel et le carter de la boîte est assurée par la rotation de la couronne du différentiel (Figure IV-2). L'échange de chaleur entre les deux éléments constitutifs de l'huile (n°4 et 5) peut s'exprimer de la façon suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}C(T_4 - T_5) \quad (\text{IV-1})$$

où  $\dot{Q}$  représente le flux de chaleur,  $\dot{m}$  le débit massique d'huile,  $C$  la capacité calorifique massique et  $T_4$  et  $T_5$  respectivement la température de l'huile contenue dans la boîte et contenue dans le différentiel.

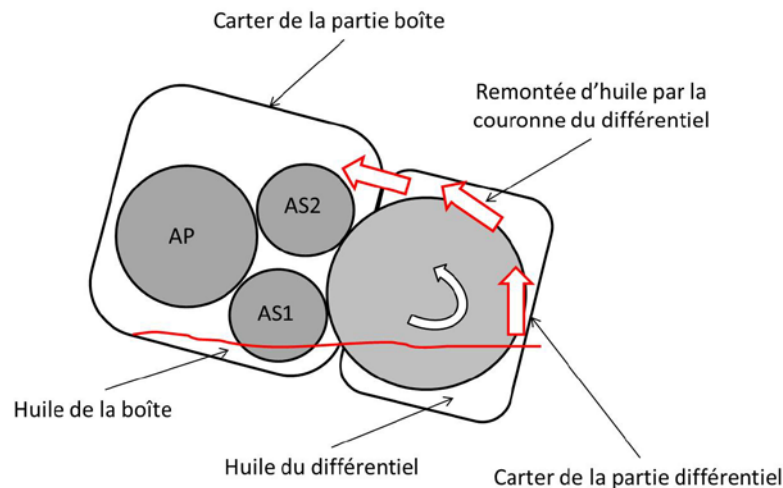


Figure IV-2 Schématisation de la circulation d'huile entre les carters de boîte et du différentiel

La résistance thermique  $R_{th}$  entre les éléments n°4 et 5 vaut donc  $R_{th} = \frac{1}{\dot{m}C}$ . Le débit massique  $\dot{m}$  peut être évalué au moyen des formulations développées au chapitre 3. Jusqu'alors sans informations quantitatives sur les débits d'huile circulant entre le carter de boîte et le carter du différentiel, cette valeur de résistance avait été fixée à une valeur de 0,02 °C/W. Il est donc maintenant possible d'évaluer cette résistance en fonction du débit d'huile circulant entre ces deux carters. La géométrie des carters étant très complexe, le problème est simplifié et les paramètres suivants sont retenus afin de calculer le débit d'huile projeté par la couronne du différentiel :  $h/R=0,7$ ,  $L=130$  mm,  $H=80$  mm (Cf. Figure IV-3).

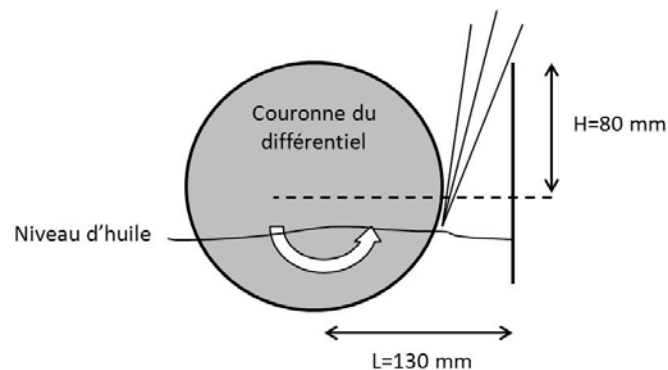


Figure IV-3 Paramètres géométriques utilisés pour évaluer le débit de la couronne du différentiel

Pour une vitesse de rotation du différentiel supérieure à 500 tr/mn, le débit projeté vaut environ 150 ml/s. La résistance thermique entre les éléments n°4 et 5 (respectivement l'huile de boîte et l'huile de différentiel) vaut donc 0,0037°C/W. Par ailleurs, pour des vitesses de rotation faibles, la couronne du différentiel n'assure plus la circulation de l'huile du carter de différentiel vers le carter de boîte. Dans cette configuration, le débit est nul et la résistance thermique devient infinie. Un gradient de température peut alors se créer entre l'huile de boîte et l'huile du différentiel. Le Tableau IV-2 présente les températures calculées des deux éléments huiles pour différentes valeurs de la résistance thermique entre les nœuds n°4 et 5. Ces résultats montrent que la prise en compte du débit pour évaluer la résistance thermique modifie peu les valeurs de température calculées tant

que ce débit est significatif. A l'inverse lorsque la vitesse de rotation du différentiel est insuffisante pour assurer la circulation de l'huile, un gradient de température peut apparaître entre l'huile de la partie boîte et l'huile du différentiel.

Tableau IV-2 Températures d'huile calculé pour le carter de boîte et le carter du différentiel ( $T_{air}=20^{\circ}C$ )

	$R_{th}=0,02^{\circ}C/W$		$R_{th}=0,0037^{\circ}C/W$	
	Partie Boîte	Partie Différentiel	Partie Boîte	Partie Différentiel
cas n°1: 5ème engagée, N=3000 tr/mn, C=66 Nm	53,5 °C	52,5 °C	53,3 °C	53 °C
	$R_{th}=0,02^{\circ}C/W$		$R_{th}$ infinie (pas de circulation d'huile)	
	Partie Boîte	Partie Différentiel	Partie Boîte	Partie Différentiel
cas n°2: 3ème engagée, N=3000 tr/mn, C=66 Nm	42,9 °C	42,6 °C	44,1 °C	40,3 °C

La prise en compte du débit circulant entre la partie boîte et différentiel permet donc, suivant la vitesse de rotation de la couronne du différentiel, de déterminer les régimes de fonctionnement de la boîte (vitesse en entrée et rapport engagé) pour lesquels l'huile ne circule pas du carter du différentiel vers le carter de la boîte. Il est ainsi possible d'évaluer plus fidèlement au moyen du code de calculs les températures d'huile.

Tableau IV-3 Eléments du réseau thermique de la boîte DCT

Numéro	Nom de l'élément
1	Air
2	Carter de boîte
3	Carter de différentiel
4	Huile de boîte
5	Huile de différentiel
6 à 9	Roulements de l'arbre primaire et de l'arbre chaussette
10 et 11	Roulements de l'arbre secondaire 1
12 et 13	Roulements de l'arbre secondaire 2
14 et 15	Roulements du différentiel
16 et 17	Arbre primaire
18	Arbre chaussette
19 et 20	Arbre secondaire 1 (AS1)
21 et 22	Arbre secondaire 2 (AS2)
23	Arbre du différentiel
24 à 28	Pignons moteurs
29 et 30	Pignon de MAR sur AS1 et AS2
31 à 36	Pignons récepteurs
37 et 38	Pignon moteur différentiel sur AS1 et AS2
39	Pignon récepteur de différentiel
40 et 41	engrènement de la boîte et du différentiel
42 à 48	Synchroniseurs

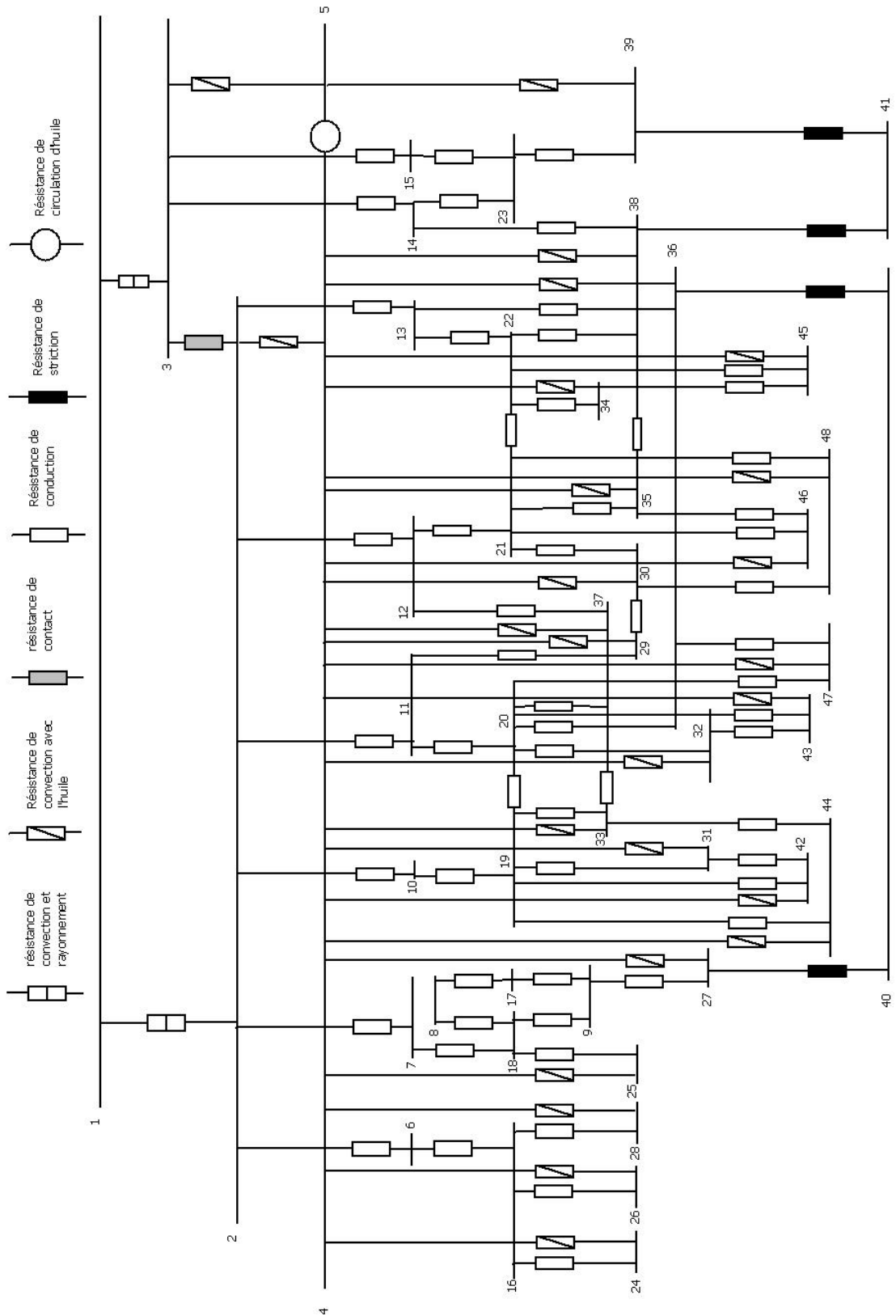


Figure IV-4 Réseau thermique de la boîte DCT pour le rapport de 6ème engagé

### IV.2.2 Pertes par traînée de la boîte DCT

Des mesures de pertes sur une boîte de vitesses peuvent être réalisées sur un banc d'essais de rendement. La Figure IV-5 représente le principe de fonctionnement du banc de rendement de PSA Peugeot Citroën situé sur le site de La Garenne Colombes. De façon très simple, un moteur électrique entraîne l'arbre primaire de la boîte de vitesses. En sortie de boîte, le différentiel est accouplé à un réducteur lui-même relié à un frein. La présence de ce frein est nécessaire afin d'induire un couple dans la boîte de vitesses. Deux couplemètres sont placés sur les arbres d'entrée et de sortie de boîte. Le couple de perte généré par la boîte est donc obtenu par différence des deux mesures fournies par les couplemètres. L'incertitude globale est d'environ 5 % sur le couple mesuré.

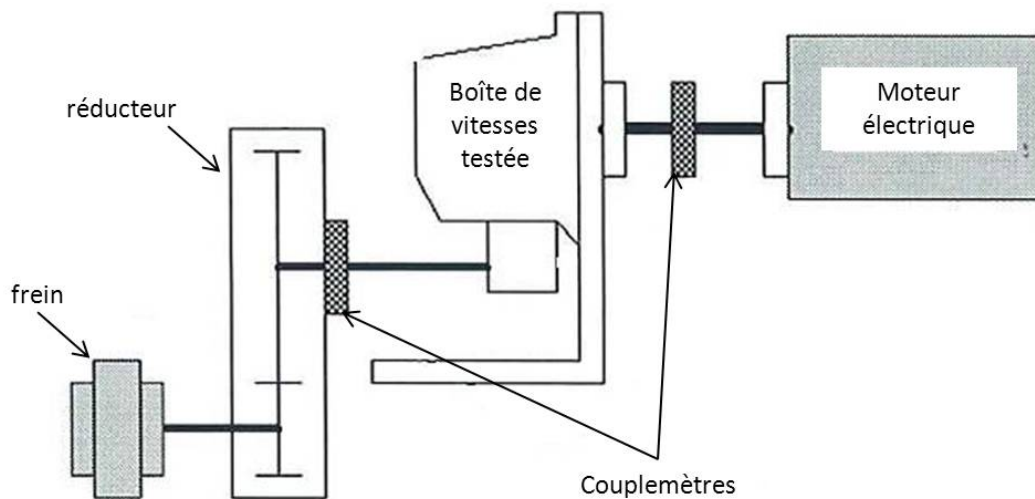


Figure IV-5 Banc d'essais de rendement de boîte de vitesses

Le Tableau IV-4 précise les propriétés de viscosité et de masse volumique du lubrifiant qui a été utilisé dans la boîte DCT lors des essais.

Tableau IV-4 Propriété de l'huile de la boîte DCT

Viscosité cinématique à 40 °C	Viscosité cinématique à 100 °C	Masse volumique à 15 °C
32,4 cSt	6,5 cSt	880 kg/m <sup>3</sup>

Des essais ont été réalisés sous un faible couple de charge, c'est-à-dire 20 Nm. Les vitesses de rotation en entrée de boîte sont de 1000, 2000 et 3000 tr/mn. Enfin, il faut noter que les mesures ont été effectuées pour les rapports engagés allant de la 2<sup>nd</sup> à la 6<sup>ème</sup> avec une présélection du

rapport supérieur hormis pour le rapport de 6<sup>ème</sup> où le rapport de 5<sup>ème</sup> est présélectionné. Les mesures de pertes sont effectuées pour une température régulée du bain d'huile.

La Figure IV-6 présente les résultats de pertes obtenues. Le couple de perte évolue de façon croissante avec l'augmentation du rapport engagé et les niveaux sont compris entre 1,5 Nm et 4 Nm. De façon attendue, pour chaque rapport, les pertes augmentent avec la vitesse de rotation.

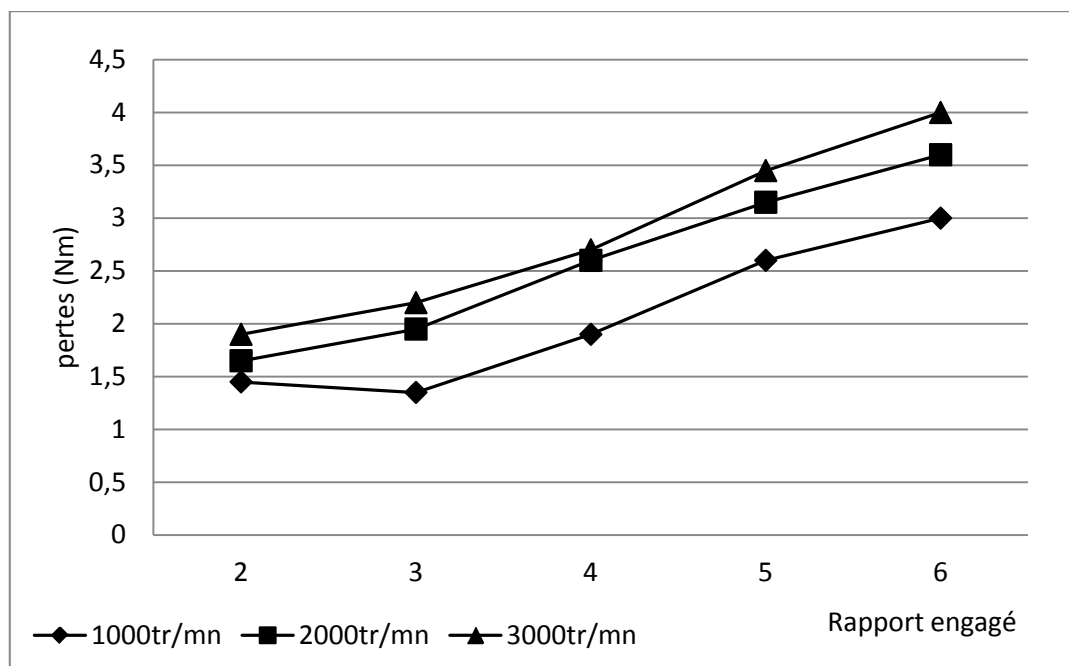


Figure IV-6 Evolution des pertes mesurées dans la boîte DCT ( $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ , couple en entrée de 20 Nm)

Les mesures réalisées sur le banc de rendement permettent d'évaluer le rendement d'une boîte pour différentes conditions de fonctionnement en termes de charge, de vitesse de rotation ou encore de température du lubrifiant. Toutefois, ce type de mesures ne permet pas de remonter à la répartition des pertes dans la boîte suivant leurs sources telles qu'elles ont été mentionnées au paragraphe I.4 du chapitre 1. L'utilisation d'un code de calculs est donc intéressante pour obtenir des informations plus précises sur les sources de pertes en fonction des conditions opératoires. La rapidité des calculs permet en outre d'effectuer facilement une étude de sensibilité relative à l'influence des propriétés du lubrifiant sur les pertes.

### IV.2.3 Résultats du code de calcul

Les mesures de pertes présentées à la Figure IV-6 doivent être utilisées afin de valider les résultats obtenus par le code de calculs. Par ailleurs, ce code présentant la spécificité de coupler les pertes mécaniques et les échanges thermiques dans la boîte de vitesses, plusieurs types de calculs sont réalisables [16] :

- Un premier type de calcul consiste à ne pas prendre en compte les échanges thermiques. La température du lubrifiant est imposée à celle du bain d'huile régulée lors des essais, les propriétés sont calculées à cette température et les pertes peuvent être évaluées. Toutefois cette méthode présente l'inconvénient de ne pas reproduire les échauffements locaux qui peuvent intervenir aux niveaux des différents composants de la boîte.

- Le second type de calcul permet de prendre en compte ces échauffements locaux. Les propriétés du lubrifiant sont donc évaluées à la température effective de chaque pièce.

Les résultats présentés à la Figure IV-7 rendent compte de l'influence du couplage thermique sur les pertes calculées. Les pertes mesurées en fonction de la vitesse de rotation en entrée de boîte pour le rapport de 5<sup>ème</sup> engagé sont choisies afin de montrer l'influence des échanges thermiques sur les pertes calculées. Dans les deux types de calculs, avec ou sans couplage thermique, la température du bain d'huile est fixée à 30 °C.

Pour la vitesse de rotation de 1000 tr/mn, les pertes calculées avec ou sans couplage sont similaires et correspondent aux pertes mesurées. Ceci s'explique par le fait que la vitesse de rotation en entrée de boîte et le couple de charge étant relativement faibles, les frottements n'engendrent pas d'échauffement local d'huile au point de modifier significativement ses propriétés, notamment de viscosité. Ainsi la température maximale est calculée pour le synchroniseur du rapport de 1<sup>ère</sup> et vaut 36 °C, soit une augmentation de 6 °C par rapport à la température du bain d'huile.

A l'inverse, les vitesses de rotation de 2000 et 3000 tr/mn imposent des vitesses différentielles et donc des pertes plus importantes au niveau des synchroniseurs par exemple. Les résultats montrent que si le couplage thermique n'est pas pris en compte, les échauffements locaux du lubrifiant ne sont pas traduits. Ceci a pour conséquence une sur évaluation des pertes globales calculées par rapport aux mesures. Pour la vitesse de rotation de 3000 tr/mn, la température du synchroniseur de 1<sup>ère</sup> atteint 55 °C soit 25 °C de plus que la température du bain d'huile. Par ailleurs les gradients de température seront d'autant plus grands que le couple transmis sera important.

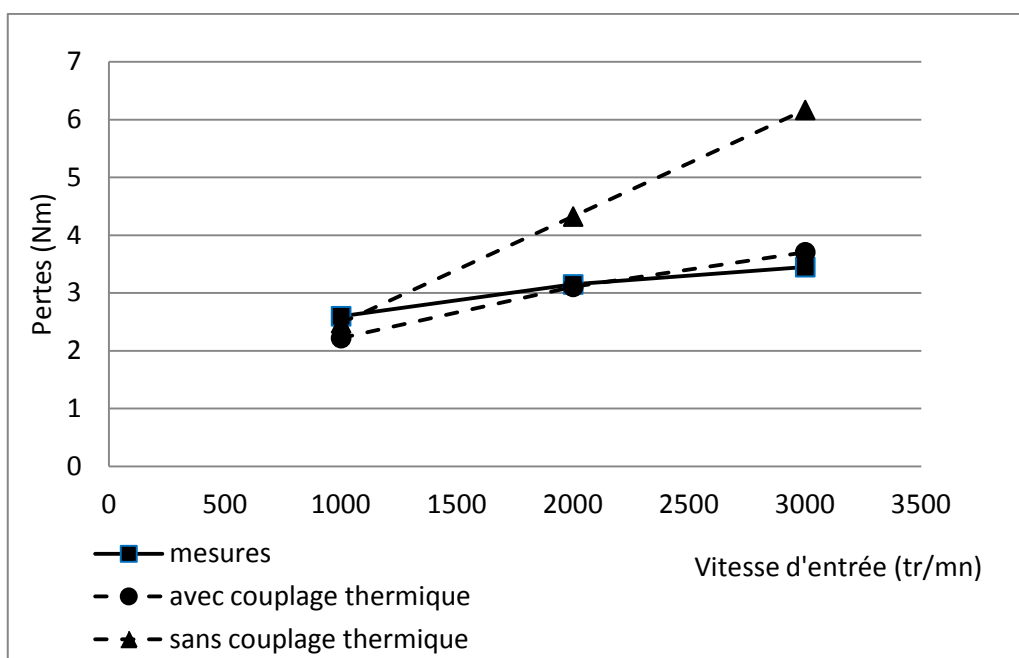


Figure IV-7 Influence du couplage thermique sur les pertes calculées (rapport de 5<sup>ème</sup> engagé,  $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ , 20Nm)

Finalement, ces résultats montrent la nécessité de prendre en compte le couplage thermique, d'autant plus que la température du lubrifiant (ici 30°C) est faible. La Figure IV-8 présente une comparaison des rendements mesurés et calculés pour différentes vitesses de rotation en entrée de boîte, ceci en fonction du rapport engagé. Les calculs sont effectués avec le couplage thermique et les écarts entre mesures et calculs n'excèdent pas 6 % (pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé et la vitesse de 3000 tr/mn en entrée). Les résultats obtenus valident donc l'utilisation du code de calcul en vue d'effectuer des calculs de pertes de puissance.

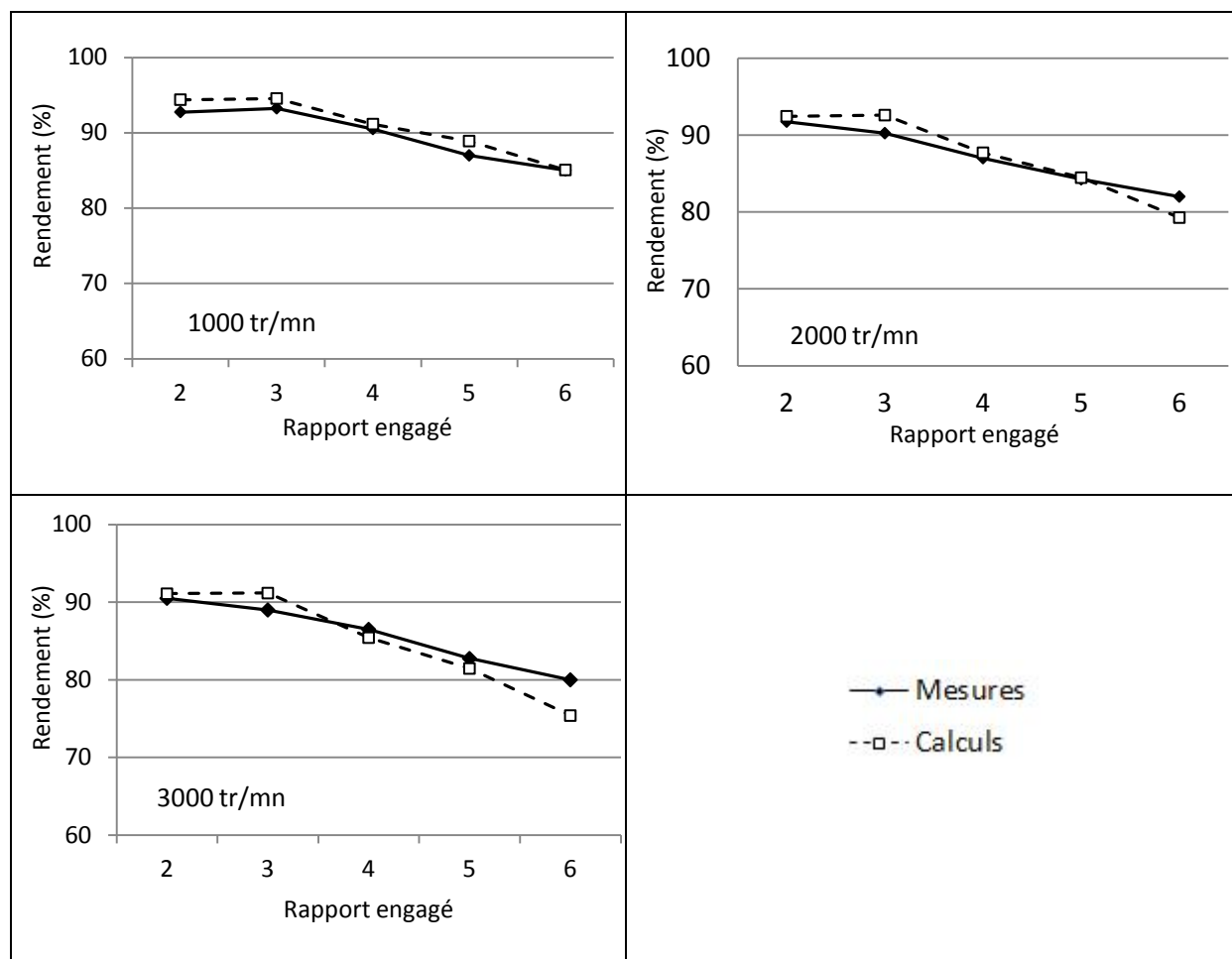


Figure IV-8 Evolution du rendement de la boîte DCT en fonction de la vitesse d'entrée ( $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ , 20Nm)

#### IV.2.3.1 Influence de la présélection d'un rapport

L'architecture d'une boîte de vitesses DCT permet de présélectionner un rapport en plus de celui qui est engagé. Les mesures et calculs présentés jusqu' alors l'ont été dans une configuration où le rapport supérieur est présélectionné (hormis pour le rapport de 6<sup>ème</sup> où le rapport de 5<sup>ème</sup> est présélectionné). Le code de calcul permet d'obtenir une évaluation des pertes dans le cas où aucun rapport n'est présélectionné. La Figure IV-9 illustre les écarts de pertes totales dans la boîte DCT suivant le mode de fonctionnement choisi : avec ou sans présélection.



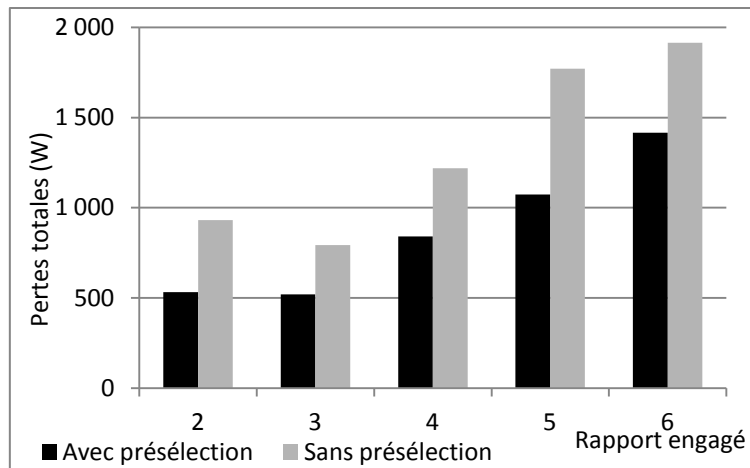


Figure IV-9 Influence de la présélection d'un rapport sur les pertes (N=3000 tr/mn, C=20 Nm, T<sub>huile</sub>=30°C)

Les résultats obtenus dans le cas où aucun rapport n'est présélectionné montrent une augmentation des pertes totales de la boîte de 35 % (rapport de 6<sup>ème</sup>) à 74 % (rapport de 2<sup>ème</sup>). L'observation de la répartition des pertes dans la boîte étudiée montre que cette augmentation de pertes est principalement imputable aux effets de cisaillement d'huile au niveau des synchroniseurs (Cf. Figure IV-10).

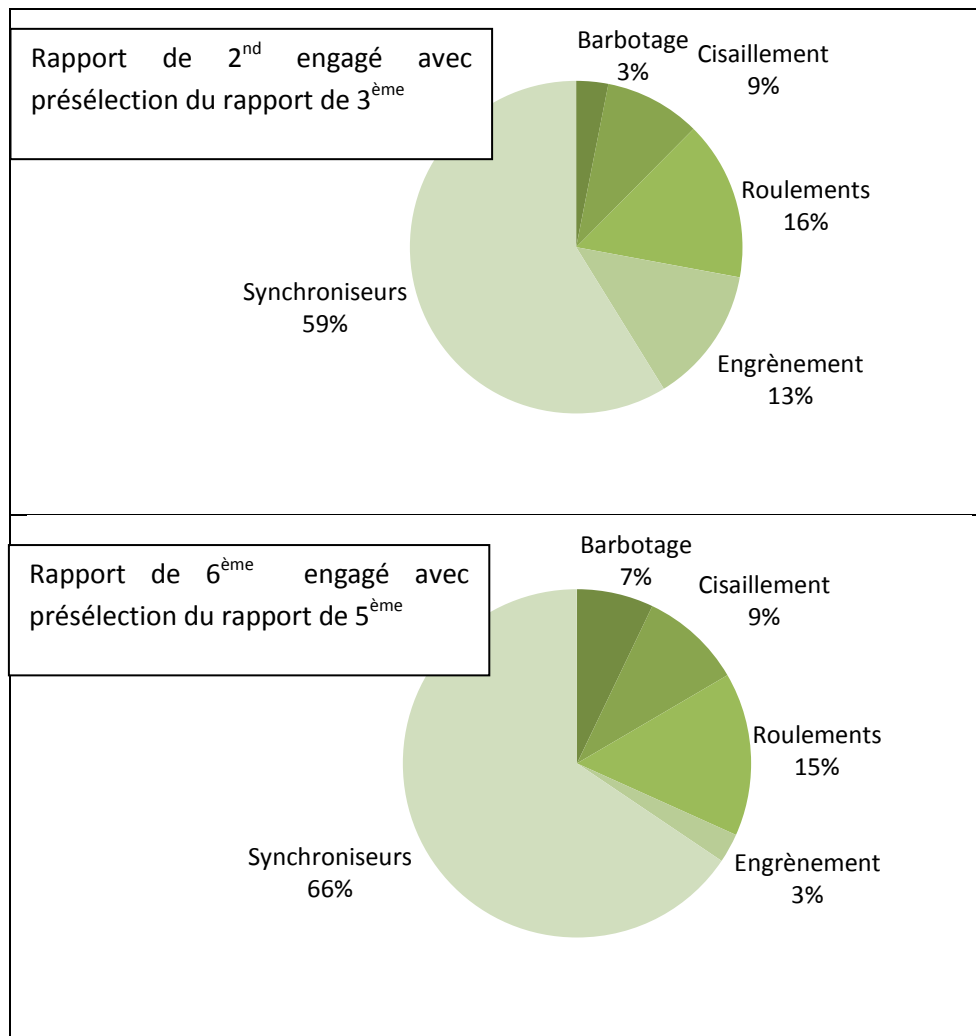


Figure IV-10 Répartition des pertes dans la boîte DCT

En effet, le fait de ne pas présélectionner de rapport engendre des vitesses différentielles importantes au niveau des synchroniseurs de l'arbre secondaire qui ne porte pas le pignon du rapport engagé. Ces résultats montrent donc la nécessité de faire fonctionner la boîte DCT en configuration de présélection d'un rapport afin de limiter les effets de cisaillement et donc les pertes.

### IV.3 Influence des propriétés classiques de l'huile

Les résultats précédents ont montré que le code était en mesure de fournir une évaluation suffisamment précise du rendement de la boîte étudiée. Sur cette base, une étude de sensibilité portant sur l'influence des propriétés de masse volumique et de viscosité du lubrifiant sur les pertes est maintenant proposée. L'utilisation d'un code de calculs par rapport à des mesures sur banc permet en effet de modifier indépendamment les propriétés du lubrifiant.

#### IV.3.1 Masse volumique

Les huiles classiquement utilisées dans les boîtes de vitesses présentent des masses volumiques entre 840 et 920 kg/m<sup>3</sup> [13]. De plus, la masse volumique décroît lorsque la température du lubrifiant augmente. Afin d'évaluer l'influence de cette propriété sur les pertes dans la boîte, des calculs ont été effectués dans des conditions similaires pour trois masses volumiques différentes : 840, 880 et 920 kg/m<sup>3</sup>. La viscosité cinématique a été fixée aux valeurs données dans le Tableau IV-4.

Le Tableau IV-5 présente les couples de pertes ramenés sur l'arbre moteur, obtenus pour les rapports de 2<sup>nd</sup> à 6<sup>ème</sup>. Les conditions de fonctionnement choisies sont les suivantes : vitesse en entrée de 3000 tr/mn, couple de 20 Nm et température de l'huile de 30 °C.

Les résultats montrent que l'augmentation de la masse volumique entraîne une augmentation des pertes. Ainsi, un accroissement de 80 kg/m<sup>3</sup> entraîne une augmentation de perte de 3,7 % pour le rapport de 2<sup>ème</sup> jusqu'à 4,7 % pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé.

Tableau IV-5 Pertes calculées pour différentes masses volumiques (N=3000 tr/mn, T<sub>huile</sub>=30°C, couple en entrée=20Nm)

Rapport	Masse Volumique (kg/m <sup>3</sup> )		
	840	880	920
	Couple de perte (Nm)		
2	1,75	1,78	1,82
3	1,73	1,77	1,80
4	2,85	2,91	2,98
5	3,62	3,71	3,79
6	4,81	4,92	5,03

Les variations de pertes calculées peuvent paraître faibles mais sont à replacer dans un contexte très concurrentiel dans lequel chaque amélioration du rendement contribue à diminuer les émissions polluantes. L'ensemble des sources de pertes dans la boîte ne présente pas la même sensibilité ni la même évolution vis-à-vis d'une augmentation de la masse volumique. En effet, les pertes par cisaillement, aux roulements et à l'engrènement ne sont pas affectées par les variations de masse volumique. Au contraire, une augmentation de la masse volumique entraîne une augmentation des

pertes par barbotage. Enfin, la source de perte prépondérante pour cette configuration de calculs, représentée par les synchroniseurs, présente un accroissement avec l'augmentation de la masse volumique (Cf. Tableau IV-6).

**Tableau IV-6 Evolution des pertes par barbotage et aux synchroniseurs (rapport de 6ème engagé,  $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $N=3000$  tr/mn,  $C=20$  Nm)**

	Masse Volumique ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )		
	840	880	920
Pertes par barbotage (W)	96,7	100,8	104,8
Pertes aux synchroniseurs (W)	900,3	928,5	956,1

Ces variations diverses des pertes ne sont pas dues aux mêmes effets. En effet, si l'augmentation des pertes par barbotage est directement liée à l'augmentation de la masse volumique, il n'en est pas de même pour les autres sources de pertes. La viscosité cinématique  $\nu$  ayant été fixée, une variation de la masse volumique  $\rho$  implique donc une variation de la viscosité dynamique  $\mu$  suivant la formulation suivante :

$$\mu = \rho \cdot \nu \quad (\text{IV-2})$$

La viscosité dynamique intervient notamment dans la formulation des pertes par cisaillement d'huile dans les synchroniseurs. C'est ce qui explique l'augmentation des pertes calculées avec une augmentation de la masse volumique. A l'inverse des résultats qui viennent d'être présentés, il peut être intéressant d'observer l'influence de la viscosité cinématique.

### IV.3.2 Viscosité cinématique

L'influence de la viscosité cinématique est étudiée à partir de l'huile utilisée dans la boîte DCT (huile n°1) et d'une huile présentant une viscosité plus faible à froid. Le Tableau IV-7 rappelle les valeurs de viscosité cinématique de ces deux huiles. La masse volumique est ici fixée à  $880 \text{ kg}/\text{m}^3$ .

**Tableau IV-7 Propriété de viscosité cinématique des huiles testées**

	Viscosité cinématique à $40^{\circ}\text{C}$ (cSt)	Viscosité cinématique à $100^{\circ}\text{C}$ (cSt)
Huile n°1	32,4	6,5
Huile n°2	24,8	7,9

De façon relativement attendue, l'huile n°2 qui présente une viscosité plus faible génère moins de pertes que l'huile n°1 (Figure IV-11). Les pertes dans les synchroniseurs notamment mais aussi dans les roulements, qui dépendent de la viscosité cinématique, sont en effet réduites lorsque les propriétés de l'huile n°2 sont utilisées pour les évaluer (une diminution de 6 % et de 18 % est respectivement calculée). Les pertes par barbotage et à l'engrènement ne se trouvent ici que très peu affectées par la différence de viscosité entre les deux huiles. Toutefois, les gains réalisés sur les

perdes en passant de l'huile n°1 à l'huile n°2 n'excèdent pas 0,4 Nm. Ceci peut s'expliquer par le fait que le couplage thermique est utilisé pour ces calculs. La courbe illustrant le couple de pertes pour l'huile 1 sans couplage thermique montre en effet que les pertes calculées sont bien plus importantes lorsque les propriétés du lubrifiant sont évaluées à la température de 30 °C. Lorsque le couplage thermique est utilisé, les échauffements locaux (température pouvant atteindre 60 °C au niveau du synchroniseur de 1<sup>ère</sup>) qui interviennent aux niveaux des sources de pertes induisent une diminution de la viscosité du lubrifiant. Les écarts entre les viscosités des deux lubrifiants ont donc tendance à s'amenuiser avec pour conséquence de limiter les écarts sur les pertes.

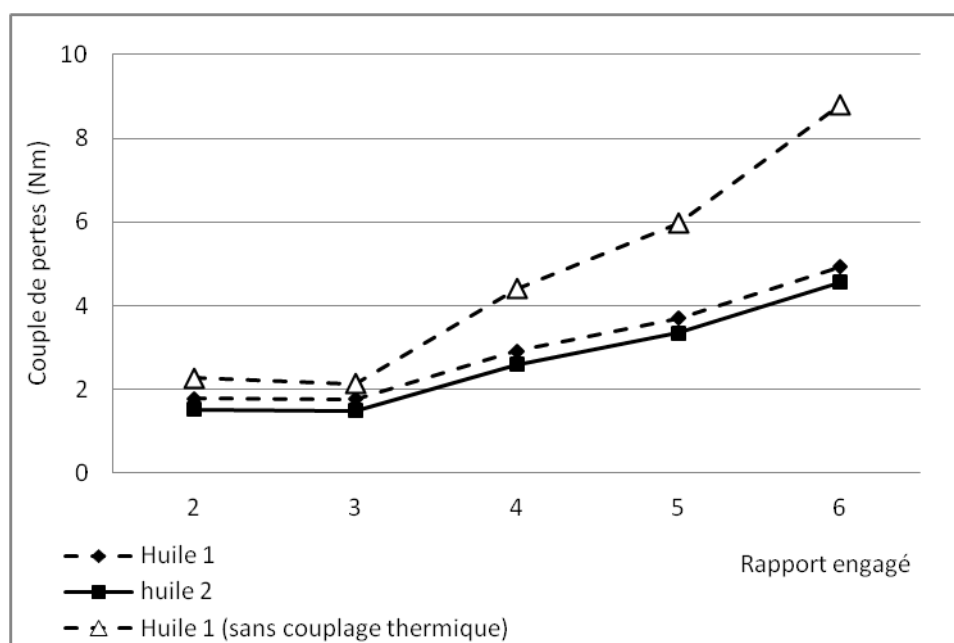


Figure IV-11 Influence de la viscosité (3000 tr/mn,  $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ , couple en entrée=20 Nm)

Les résultats présentés ci-dessus, tant sur l'influence de la masse volumique que de la viscosité cinématique, montrent que ces propriétés peuvent avoir un impact différent suivant les pertes considérées. Enfin, la prise en compte des aspects thermiques se révèle être indispensable afin de pouvoir évaluer les propriétés du lubrifiant aux températures effectives dans les contacts.

L'influence des propriétés propres aux échanges thermiques des lubrifiants, comme la conductivité thermique ou la capacité calorifique massique, a volontairement été écartée. En effet, comme cela a été montré dans le chapitre 1, ces propriétés évoluent très peu entre les huiles et une valeur moyenne similaire pour l'ensemble des huiles est considérée. L'incidence sur les températures calculées des éléments est donc minime. A titre d'exemple, et pour justifier le fait de considérer ces propriétés constantes dans le code de calculs, la température de masse du pignon récepteur du rapport de 1<sup>ère</sup> est calculée en considérant deux valeurs extrêmes de la conductivité thermique ; 0,135 et 0,18 W/m.K. Les conditions suivantes sont choisies :  $N=3000$  tr/mn,  $C=100$  Nm,  $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ , rapport de première engagé. La différence de température observée pour les deux valeurs de conductivité thermique est de 0,8 °C soit à peine 1 % de la température de masse du pignon considéré. Ce très faible écart de température n'impacte donc pas les pertes générées au niveau de cet engrenage.

#### IV.4 Influence de l'aération

Le paragraphe précédent a montré l'influence des propriétés de viscosité et de masse volumique sur le rendement global de la boîte de vitesses étudiée. Il apparaît maintenant intéressant d'évaluer l'influence du phénomène d'aération du lubrifiant. Le chapitre 2 de ce manuscrit a en effet montré que l'aération de l'huile pouvait être à l'origine d'un accroissement significatif des pertes par barbotage [57]. Toutefois cet excès de pertes intervient pour des vitesses de rotation importantes des pignons ou une température élevée du lubrifiant, c'est-à-dire pour des conditions où le barbotage représente une source de pertes importante.

La Figure IV-12 rend compte de la répartition des pertes dans la boîte DCT pour les conditions de fonctionnement suivantes : une vitesse sur l'arbre primaire de 5000 tr/mn et un couple nul, le rapport de 6<sup>ème</sup> est engagé et la température du bain d'huile est fixée à 80°C. Malgré la configuration retenue susceptible de générer des pertes par barbotage importantes (vitesse en entrée de 5000 tr/mn et rapport de 6<sup>ème</sup> engagé), la conception de cette boîte DCT induit des pertes par barbotage relativement minimales au regard des pertes par cisaillement notamment dans les synchroniseurs (Figure IV-12). En effet, cette boîte de vitesses présente la particularité de limiter le barbotage aux seuls pignons de l'arbre secondaire n°1 et à la couronne du différentiel. D'autre part, étant donnée l'étagement des rapports (Cf. Tableau IV-1), pour une vitesse de 5000 tr/mn sur l'arbre chaussette et les rapports de 6<sup>ème</sup> engagé et 5<sup>ème</sup> présélectionné, la vitesse de rotation du différentiel n'est que d'environ 1800 tr/mn. Le pignon récepteur de première, qui présente le diamètre primitif le plus important des pignons de l'arbre secondaire n°1, tourne quant à lui à une vitesse de 1400 tr/mn environ. Ces vitesses de rotation, faibles au regard de la vitesse de 5000 tr/mn sur l'arbre chaussette, limitent donc les pertes par barbotage et leur part sur les pertes totales de la boîte. D'après les résultats présentés au chapitre 2, ces vitesses de rotation ne contribuent pas à générer une aération du lubrifiant susceptible d'accroître les pertes par barbotage.

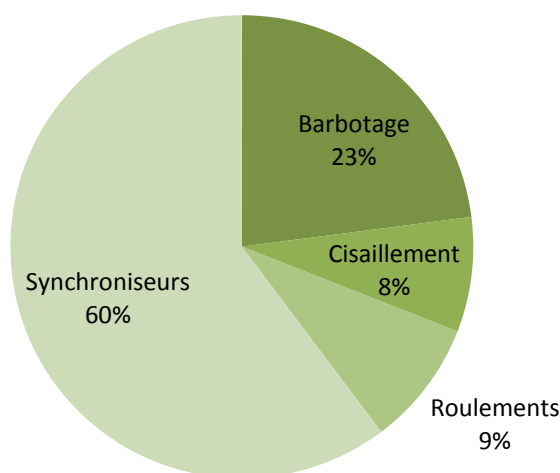


Figure IV-12 Répartition des pertes dans la boîte DCT (N=5000 tr/mn, C=0 Nm, rapport de 6<sup>ème</sup> engagé, T<sub>huile</sub>=80°C)

Un calcul à 20 °C de l'aération (équation (II-29)) générée par le pignon récepteur de 1<sup>ère</sup> conduit à une valeur de 2 %, ce qui est bien inférieure à la solubilité de l'air dans l'huile. La Figure IV-13 représente l'évolution de la solubilité de l'air dans l'huile (annexe n°3) et l'aération (équation (II-28)) générée par

le pignon récepteur de 1<sup>ère</sup>. Les conditions favorables à la formation d'une aération importante (supérieure à la solubilité) ne sont donc pas réunies.

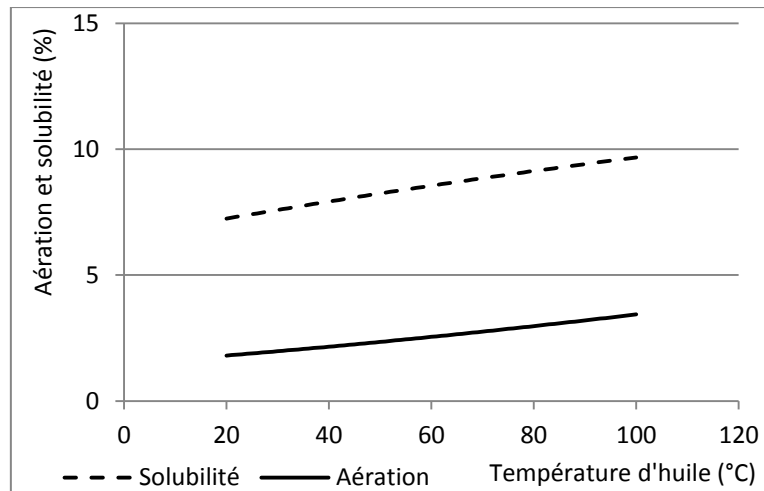


Figure IV-13 Aération calculée pour le pignon récepteur de 1<sup>ère</sup> (N=5000 tr/mn en entrée de boîte)

Dans le but d'étudier l'influence de l'aération sur les pertes par barbotage, la boîte de vitesses ML6C est choisie. Cette boîte est présentée dans l'étude effectuée par Changenet [44]. La Figure IV-14 présente les résultats de pertes mesurées et calculées pour les vitesses de rotation de 3000 et 5000 tr/mn en fonction du rapport engagé. Les couples de pertes observés sont uniquement dus à de la traînée puisqu'aucune charge n'est appliquée sur la boîte. Par ailleurs, la température de l'huile est maintenue à 80 °C. Le code de calcul permet une estimation correcte des pertes par traînée de la boîte ML6C. Toutefois, pour la vitesse de rotation de 5000 tr/mn et le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé, le couple de perte calculé est sous-estimé par rapport à celui mesuré sur banc. Une différence de 1 Nm est relevée pour ces conditions de fonctionnement.

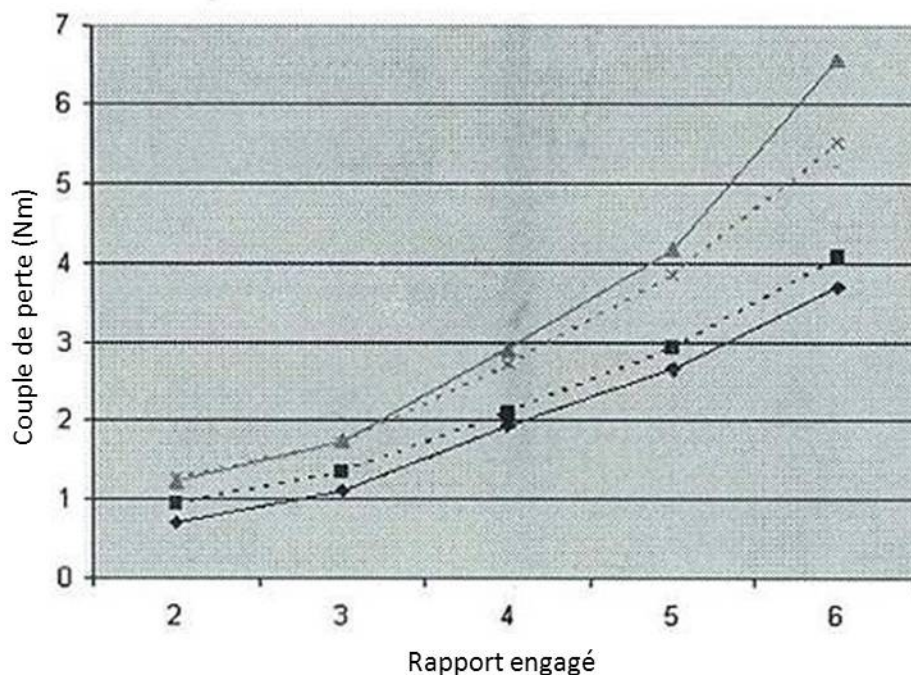


Figure IV-14 Evolution des pertes par traînée dans la boîte de vitesses ML6C [44] (N=3000 et 5000 tr/mn)

La Figure IV-15 présente le schéma cinématique de la boîte ML6C. Il s'agit d'une boîte à 6 rapports de marche avant dont les pignons sont répartis entre un arbre primaire pour les pignons dit moteurs et un arbre secondaire pour pignons dit récepteurs. Les propriétés du lubrifiant utilisé dans la boîte ML6C sont rappelées dans le Tableau IV-7.

Tableau IV-8 Propriétés de l'huile de la boîte ML6C

Viscosité cinématique à 40°C	Viscosité cinématique à 100°C	Masse volumique à 15°C	Tension superficielle
47,6 cSt	8,3 cSt	887 kg/m <sup>3</sup>	30 mNm

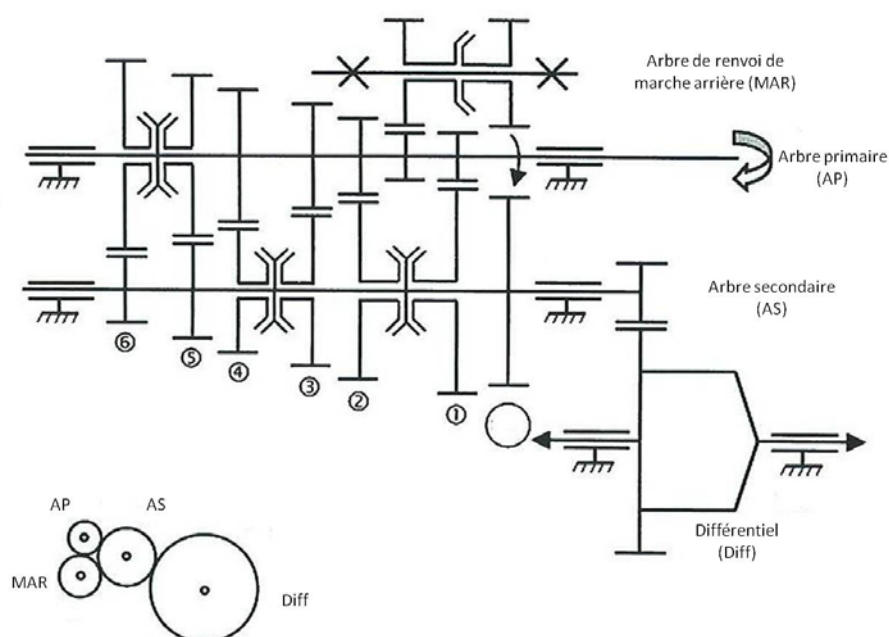


Figure IV-15 Schéma cinématique de la boîte de vitesse ML6C [44]

Pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé et une vitesse de 5000 tr/mn sur l'arbre primaire, les vitesses de rotation des pignons de l'arbre secondaire deviennent importantes et entraînent des pertes par barbotage calculées de 1420 W soit près de 50 % des pertes totales.

Etant données ces constatations et bien qu'aucune mesure d'aération du lubrifiant n'ait été réalisée *in situ* dans cette boîte de vitesses, il est raisonnable de penser que le barbotage du différentiel et des différents pignons entraîne la formation d'aération dans le lubrifiant. Il est en effet possible au moyen de l'équation (II-29) d'évaluer l'aération générée par la couronne du différentiel dans le cas d'une vitesse en entrée de boîte de 5000 tr/mn et du rapport de 6<sup>ème</sup> engagé. L'immersion relative du différentiel étant de 0,58 pour une vitesse de 2374 tr/mn, la formulation (II-29) donne une valeur de l'aération à 20 °C de 10,8 %. Dans ce cas, l'aération est supérieure à la solubilité (Cf. Figure IV-16), la valeur de  $A_0$  (critère d'application du modèle de perte par barbotage prenant en compte l'aération de l'huile) peut alors être choisie égale 7 % environ, soit la valeur de la solubilité de l'air dans l'huile à

cette température. Les conditions pour que l'aération du lubrifiant à 80°C soit supérieure à la valeur de la solubilité sont donc réunies.

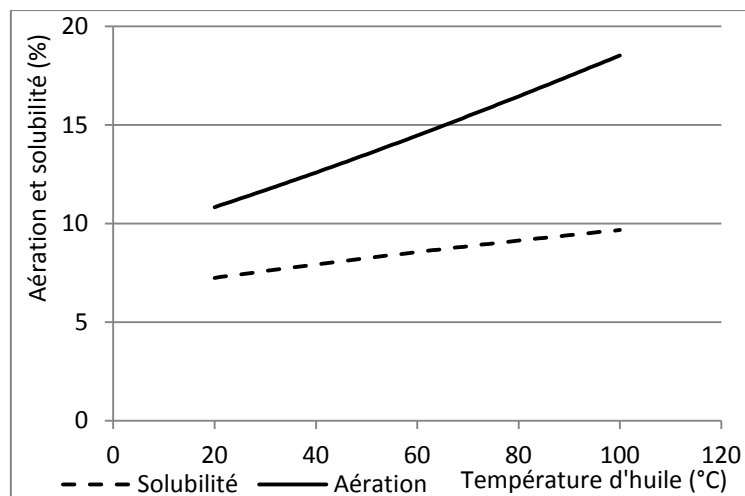


Figure IV-16 Solubilité et aération calculée générée par la couronne du différentiel

Le modèle de perte par barbotage développé au chapitre 2 a été incorporé au code de calcul et permet d'évaluer l'impact de l'aération du bain d'huile sur les pertes par barbotage dans une boîte de vitesses. La Figure IV-17 représente les pertes par barbotage calculées dans la boîte ML6C en fonction du pourcentage d'aération considéré. Les résultats de la Figure IV-17 montrent tout d'abord que le différentiel est à l'origine de près de 85 % des pertes totales par barbotage lorsque l'aération du lubrifiant est égale à zéro. Ensuite, lorsqu'une aération est prise en compte dans le calcul des pertes par barbotage, ces dernières évoluent de façon croissante avec l'augmentation de l'aération. Les niveaux d'aération étudiés (de 15 à 35 %) correspondent en outre à des valeurs qui ont pu être mesurées sur le banc d'essais de barbotage présenté au chapitre 2 (Cf. Figure II-1). Enfin, lorsque 35 % d'aération est considérée dans le bain d'huile, une augmentation de 23 % des pertes par barbotage est observée par rapport au cas où l'aération du bain d'huile n'est pas considérée.

Ces résultats montrent donc que pour des conditions de fonctionnement favorisant les pertes par barbotage, l'aération du lubrifiant peut être une source de pertes importante qui jusqu'alors n'était pas considérée.



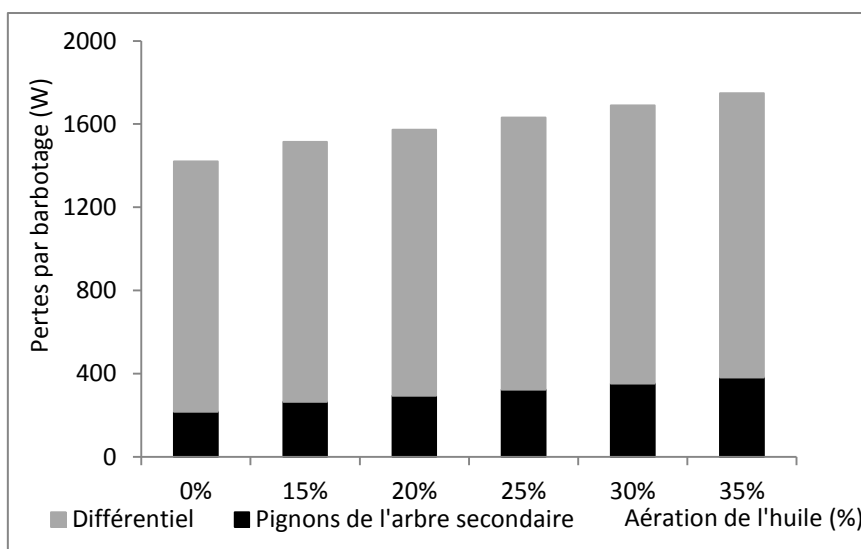


Figure IV-17 Répartition des pertes par barbotage dans la boîte ML6C (rapport de 6<sup>ème</sup> engagé,  $N=5000$  tr/mn,  $T_{\text{huile}}=80^{\circ}\text{C}$ ,  $A_0=7\%$ )

Après avoir montré l'influence de l'aération sur les pertes par barbotage dans la boîte ML6C, il apparaît intéressant d'observer l'impact de cette aération vis-à-vis des pertes totales calculées. La Figure IV-18 montre l'évolution du couple de pertes calculé (pour les conditions suivantes : rapport de 6<sup>ème</sup> engagé,  $N=5000$  tr/mn,  $T_{\text{huile}}=80^{\circ}\text{C}$ ) en fonction du pourcentage d'aération du bain d'huile. Sur cette figure, le couple de perte obtenu par mesure est également représenté. Pour une aération de 35 %, le couple de pertes par traînée augmente de 0,7 Nm, soit une variation de 11 %.

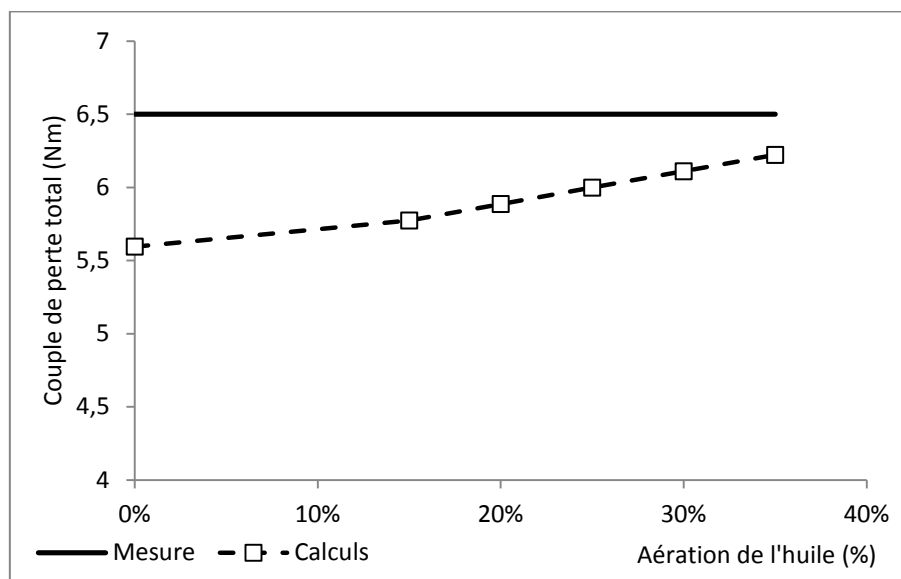


Figure IV-18 Influence de l'aération du bain d'huile sur les pertes par traînée (rapport de 6<sup>ème</sup> engagé,  $N=5000$  tr/mn,  $T_{\text{huile}}=80^{\circ}\text{C}$ ,  $A_0=7\%$ )

Ces précédents résultats montrent que la prise en compte de l'aération permet une meilleure évaluation du couple de traînée. Pour le rapport de 6<sup>ème</sup> engagé, l'écart entre les pertes mesurées et calculées passe de 14 % pour une aération nulle à 4,3 % pour une aération égale à 35 %. Les pertes ont également été calculées pour les rapports de 2<sup>ème</sup> à 5<sup>ème</sup> (Cf. Figure IV-19). Pour les rapports de 2<sup>nd</sup> et de 3<sup>ème</sup>, l'aération présente une très faible influence sur les pertes totales. Pour les rapports de

4<sup>ème</sup> et de 5<sup>ème</sup>, les pertes générées par l'aération permettent une meilleure corrélation entre les pertes mesurées et calculées. Pour une aération constante, ces résultats montrent que le niveau de perte peut être différent suivant le rapport engagé et donc suivant les vitesses de rotations des pignons. Le modèle développé (Cf. paragraphe II.4.2) a donc tout à fait sa place dans le code de calcul afin de pouvoir évaluer au plus juste les pertes par barbotage dans une boîte de vitesses notamment lorsque celles-ci deviennent importantes.

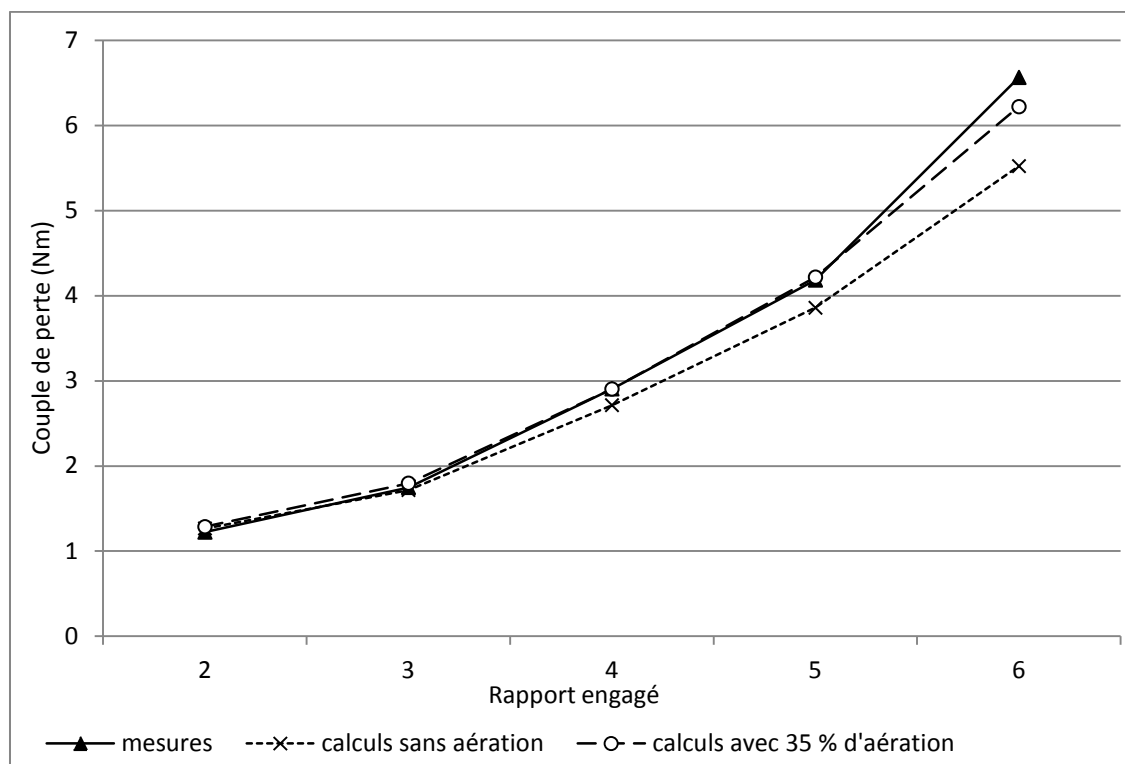


Figure IV-19 Influence de l'aération sur les pertes par trainée dans la boîte ml6c (N=5000 tr/mn, T<sub>huile</sub>=80°C)

## IV.5 Etude de la lubrification

Comme cela avait été évoqué dans le premier chapitre, la mise au point de la lubrification à l'échelle macroscopique d'une boîte de vitesses s'effectue essentiellement expérimentalement. Le choix du volume d'huile contenu dans une boîte de vitesses est dicté selon plusieurs critères. L'étude des pertes conduit tout d'abord à limiter le volume d'huile (réduction du barbotage par exemple). A contrario l'évacuation des calories et l'alimentation en lubrifiant des éléments ne se trouvant pas au contact du bain d'huile impliquent d'assurer un volume suffisant.

Les résultats présentés ci-dessous concernent le pignon récepteur du rapport de 1<sup>ère</sup> (PR1) de la boîte DCT (Cf. Figure IV-20). L'influence du niveau d'huile sur la température de masse de cet élément est étudiée. Par ailleurs, les projections d'huile de ce pignon participent à l'alimentation en lubrifiant du roulement de l'arbre primaire. Une gorge est réalisée dans le carter au niveau du roulement afin de permettre une arrivée d'huile. La position de cette gorge est définie par rapport à l'axe de rotation du PR1 par les deux grandeurs suivantes : L=124 mm et H=88 mm. L'étude du débit d'huile généré par la rotation du PR1 est menée au moyen du modèle développé au chapitre 3.

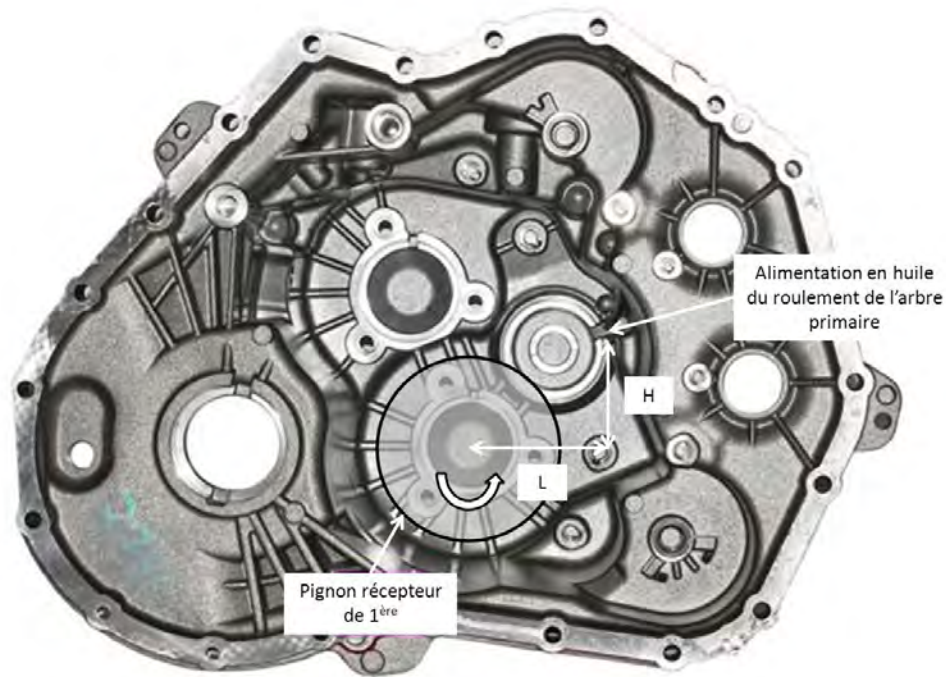


Figure IV-20 Représentation de la position du PR1 par rapport au roulement de l'arbre primaire

#### IV.5.1 Influence du niveau d'huile

Le code de calculs utilisé permet un couplage entre les pertes mécaniques et les échanges thermiques entre les éléments de la boîte de vitesses. La température moyenne des éléments mécaniques peut donc être évaluée en fonction des conditions de fonctionnement. Le pignon récepteur de première (PR1) et l'huile de boîte (respectivement éléments n°31 et n°4 du réseau thermique, (Cf. Figure IV-4) sont reliés par une résistance thermique de convection. La valeur de cette résistance variant en fonction de l'immersion du pignon dans le bain d'huile, l'échange de chaleur entre le pignon et l'huile peut en être affecté. Si le niveau d'huile dans lequel barbote ce pignon devient insuffisant, la température moyenne du pignon peut croître sensiblement [43]. La Figure IV-21 illustre ce phénomène d'échauffement du pignon suivant son immersion dans le bain d'huile. Ces résultats sont obtenus pour les conditions suivantes :  $N=3000$  tr/mn,  $C=100$  Nm,  $T_{\text{huile}}=80$  °C, rapport de 1<sup>ère</sup> engagé. La température moyenne du pignon n'évolue quasiment pas entre une immersion relative passant de 0,32 à 0,075. Lorsque l'immersion diminue à nouveau, l'échange de chaleur devient moins efficace et la température du pignon augmente rapidement. Cette évolution s'explique par le fait que tant que les flancs du pignon sont immergés, l'échange de chaleur est suffisant et la température du pignon reste constante en fonction de l'immersion. Au contraire, lorsque l'immersion est inférieure ou égale à la hauteur de dent, l'échange de chaleur avec l'huile se dégrade et la température du pignon augmente [66].

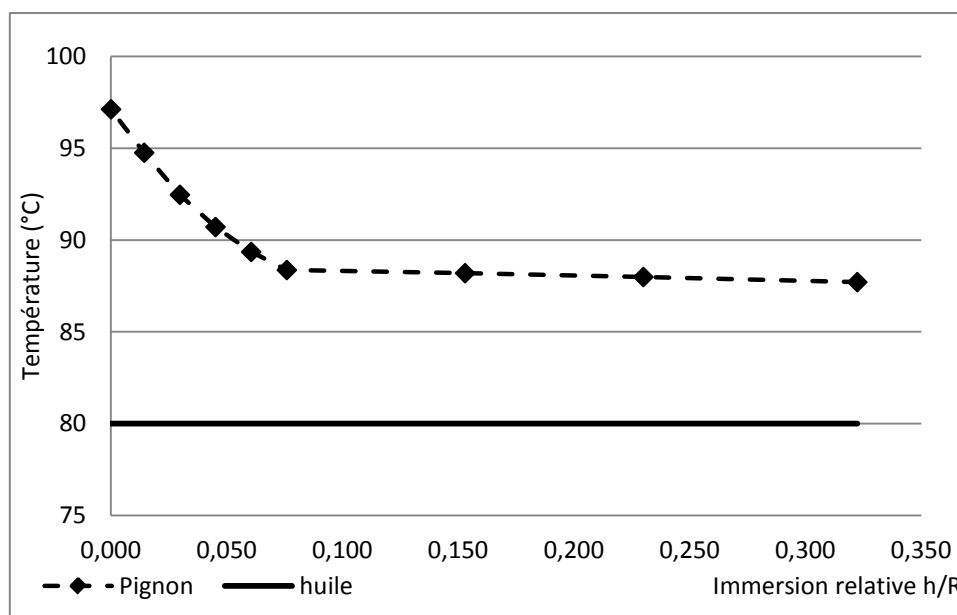


Figure IV-21 Evolution de la température de masse du pignon récepteur de 1<sup>ère</sup> de la boîte DCT (N=3000 tr/mn, C= 100 Nm, T<sub>huile</sub>=80°C, rapport de 1<sup>ère</sup> engagé)

D'un point de vue purement thermique, une immersion relative du PR1 comprise entre 0,075 et 0,32 conduit à une même température de masse. Toutefois, dans le but de réduire les pertes par barbotage, il est intéressant de minimiser au maximum l'immersion du pignon dans le bain d'huile.

Dans le même temps l'immersion du pignon doit permettre d'assurer suffisamment de projection d'huile sur les éléments mécaniques environnants dans le but de les lubrifier et/ou de les refroidir. L'évaluation du débit projeté au moyen de l'équation (III-23) conduit à une diminution de 18 % du débit projeté lorsque l'immersion relative passe de 0,32 à 0,075 (avec respectivement un débit calculé de 22,4 ml/s et de 18,3 ml/s pour L=124 mm et H= 88 mm). Au-delà de ces valeurs de débits, il faut noter qu'une immersion très faible limite les projections d'huile (cas n°1 de la Figure III-9)

#### IV.5.2 Détection de régimes de fonctionnement critiques

Le modèle d'évaluation du débit de projection est mis en application afin de rendre compte du débit d'huile effectivement projeté dans cette zone en fonction des conditions de fonctionnement de la boîte de vitesses (vitesse de rotation sur l'arbre primaire et rapport engagé). Le niveau d'huile considéré pour cette étude sera le niveau en statique, soit une immersion relative du PR1 de 0,32.

Le débit projeté est calculé pour trois vitesses de rotation en entrée de la boîte : 1000, 2200 et 3000 tr/mn. En fonction du rapport engagé et présélectionné, la vitesse de rotation du PR1 varie de 170 à 850 tr/mn. D'après les différents régimes de projection mis en évidence dans la chapitre 3, ces vitesses de rotation conditionnent fortement l'existence ou non de projection suffisamment importante pour atteindre la zone étudiée (gorge d'alimentation du roulement). Lorsque la vitesse de rotation du PR1 est inférieure à 300 tr/mn, aucun débit n'est en mesure d'atteindre la zone ciblée. Au-delà de cette vitesse un débit d'huile est effectivement projeté (Figure IV-22).

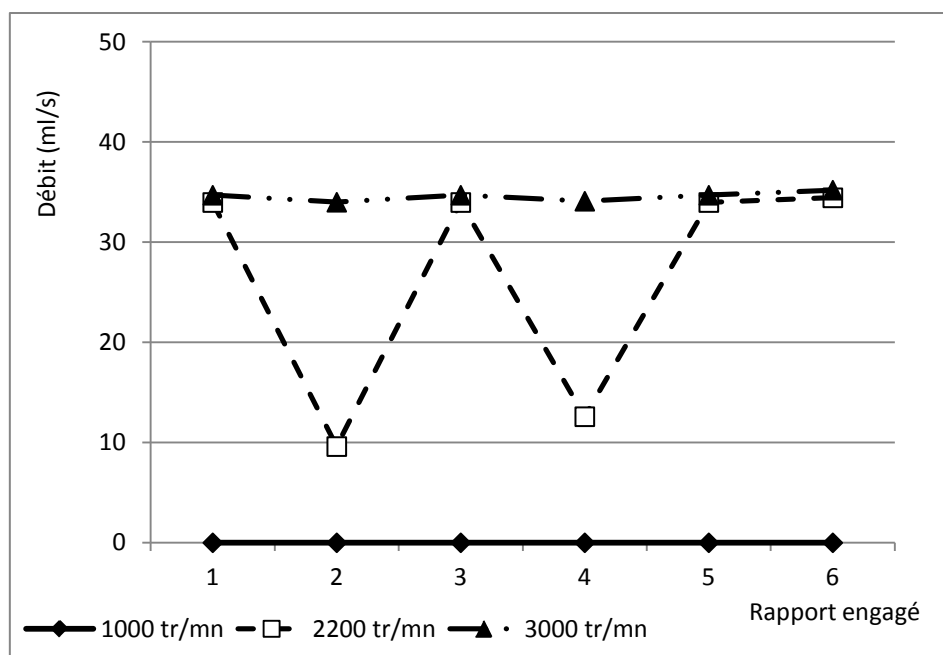


Figure IV-22 Importance du rapport engagé sur le débit projeté par le pignon récepteur de 1<sup>ère</sup> en fonction de la vitesse de rotation en entrée de boîte ( $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $L=124\text{ mm}$ ,  $H=80\text{ mm}$ )

Outre les données quantitatives de débit, il est intéressant de constater que suivant le rapport engagé le débit peut brusquement chuter. Ce phénomène est directement lié à la vitesse de rotation du PR1 qui varie suivant le rapport engagé. Ces résultats permettent donc de définir les conditions de fonctionnement pour lesquelles le roulement n'est pas ou très peu alimenté en huile.

Le cas de la vitesse de rotation de 2200 tr/mn en entrée de boîte et du rapport de 4<sup>ème</sup> engagé montre que le débit d'huile utile pour alimenter le roulement est trois fois moins important que si les rapports de 3<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> ou 6<sup>ème</sup> sont engagés. Dans ces conditions l'alimentation en huile du roulement peut s'avérer insuffisante et conduire à un échauffement important du roulement [67].

Plusieurs solutions techniques sont envisageables afin de remédier à ce problème. Tout d'abord, des modifications de la géométrie interne du carter peuvent être envisagées. La gorge d'alimentation en huile du roulement peut être déplacée afin de recueillir un débit d'huile plus important. Toutefois, ce type de modification est très lourd de conséquence, notamment vis-à-vis de la fabrication des carters de boîtes de vitesses. Il serait également possible d'insérer un élément cylindrique au côté du PR1 dont le but serait justement l'alimentation en huile du roulement. Le débit de projection d'un disque mince peut en effet être suffisant pour assurer le débit nécessaire (Cf. paragraphe III.3.5.2 Chapitre 3). Les pertes par barbotage induite par cet élément supplémentaire seraient minimales étant donné sa faible largeur. Toutefois, les développements actuels tendent à limiter au maximum la masse des éléments. Les boîtes de vitesses sont donc le plus compact possible ce qui rend difficile l'ajout d'un tel artifice. La solution qui apparaît certainement comme la plus simple à mettre en œuvre consiste à augmenter le niveau d'huile. Le débit d'huile susceptible d'atteindre la hauteur désirée n'en sera qu'améliorer même pour des faibles vitesses. Bien sûr, cette augmentation du niveau d'huile engendrera des pertes par barbotages plus importantes (Cf. Tableau IV-9).

Tableau IV-9 Impact d'une augmentation de l'immersion sur le débit projeté par le PR1 et les pertes par barbotage dans la boîte ( $N=2200$  tr/mn,  $T_{\text{huile}}=30^{\circ}\text{C}$ )

Immersion relative du PR1	Débit (ml/s)	Pertes par barbotage totales (W)
0,32	13	42
0,53	20	62

Toutefois, dans le but de limiter les pertes par barbotage générées par les pignons autre que le PR1, une lubrification compartimentée peut être mise en place dans la boîte [68]. Ce principe consiste à immerger partiellement les pignons dans des bains d'huile indépendant. Il est alors possible d'immerger de façon différente les pignons. Le PR1 pourrait être fortement immergé afin de favoriser le débit projeté, l'immersion des autres pignons étant moins importante pour limiter les pertes par barbotage.

Dans le cas d'une vitesse de 1000 tr/mn en entrée, les vitesses de rotation du PR1 sont inférieures à 300 tr/mn quel que soit le rapport engagé. Pour ces vitesses, aucune projection d'huile n'est assurée par le PR1. Le roulement subit alors une rupture d'alimentation en huile et risque très rapidement de fonctionner en conditions de sous-alimentation voire sans huile. Cela a pour conséquence, notamment, une augmentation de sa température [69]. Par ailleurs, la rupture d'alimentation en lubrifiant d'un roulement conduit rapidement à une lubrification mixte entre les billes et les bagues [70]. Ces conditions opératoires peuvent entraîner un risque d'endommagement [71], tel que le grippage ou le micro écaillage et l'écaillage [72]. De ce fait, une diminution de l'apport en huile dans le roulement peut entraîner une fatigue de contact prématurée et contribuer ainsi à une chute importante de sa durée de vie [73].

A la lumière de ces considérations, l'étude des débits d'huile projetés par les pignons se révèle de première importance. Tout d'abord, cela permet de s'assurer que les débits mis en jeu sont suffisants pour assurer la lubrification des éléments, mais cela permet également de détecter très rapidement des conditions de fonctionnement qui ne seraient pas suffisante (en termes de vitesses de rotation notamment) pour projeter de l'huile dans une zone spécifique de la boîte.

## IV.6 Conclusion

L'utilisation d'un code de calculs permettant d'évaluer les pertes de puissances dans une boîte de vitesses se révèle efficace pour quantifier l'impact d'une solution technique sur le rendement de la transmission. En effet, cet outil numérique offre l'avantage d'être très rapide (les temps de calculs ne dépassent rarement la minute), donc de traiter un grand nombre de configurations. Le couplage entre les pertes mécaniques et les échanges thermiques est essentiel afin d'évaluer le plus fidèlement possible les échauffements d'huile qui peuvent intervenir dans les contacts (au niveau des engrenements ou des synchroniseurs notamment).

Une étude de sensibilité portant sur la masse volumique et la viscosité du lubrifiant vis-à-vis des pertes par traînée dans une boîte à double embrayage a été conduite. Les résultats montrent notamment que pour une viscosité cinématique constante, une augmentation de la masse volumique de 9,5 % peut avoir pour conséquence une augmentation de près de 5 % du couple de pertes. De plus, pour une même masse volumique, les gains de rendement apportés par une huile

présentant une viscosité plus faible de 23 % peuvent rester relativement faibles (7,5 %) suivant les conditions opératoires. Le code de calculs permet en outre de fournir des informations sur la répartition des pertes entre les différents éléments. Ceci permet d'effectuer un travail ciblé d'amélioration du rendement de la boîte de vitesses.

L'impact, sur les pertes par barbotage, de l'aération du lubrifiant a également été étudié. Le modèle développé au chapitre deux a ainsi été implémenté dans le code de calculs afin de prendre en compte l'aération de l'huile. Ainsi pour une boîte de vitesses dans laquelle les pertes par barbotage sont importantes, la prise en compte de l'aération conduit à une augmentation significative des pertes par barbotage. Jusqu'alors non prise en compte dans les calculs de pertes, ce phénomène peut expliquer des différences entre mesures et calculs réalisés lors d'une précédente étude [44].

L'étude portant sur les débits de projection présentée au chapitre 3 est mise en application. Tout d'abord, l'évaluation du débit d'huile circulant entre le carter de différentiel et le carter de boîte permet de calculer la résistance thermique de liaison entre les deux éléments huiles du réseau thermique. Ainsi, lorsque la vitesse du différentiel est trop faible pour assurer la circulation de l'huile, un gradient de température entre l'huile de la boîte et l'huile qui se trouve dans le différentiel peut être mis en évidence.

Finalement, l'étude du débit généré par le pignon récepteur du rapport de première a été effectuée. Les projections d'huile de ce pignon servent en effet à la lubrification du roulement support de l'arbre primaire. Les résultats obtenus montrent que pour certaines vitesses de rotation en entrée de boîte, les débits projetés par ce pignon peuvent être nuls ou très faibles. L'alimentation en huile du roulement fait alors défaut. Ceci peut entraîner des risques d'endommagement et donc diminuer la durée de vie du roulement. L'analyse des débits d'huiles mis en mouvement dans une boîte de vitesses apporte donc des informations essentielles sur l'alimentation en huile des éléments et permet la détection de régimes de fonctionnement pouvant porter préjudice au bon fonctionnement du mécanisme.

# Conclusion



Le travail présenté dans ce manuscrit porte sur l'étude des pertes de puissance et de la lubrification dans une boîte de vitesses automobile. Cette étude s'intègre dans le processus d'amélioration du rendement des véhicules et de réduction de leurs émissions polluantes. Les boîtes de vitesses sont des organes mécaniques de plus en plus complexes et leurs développements nécessitent des moyens humains et financiers très importants.

Les boîtes de vitesses manuelles sont couramment lubrifiées par bain d'huile et le choix du lubrifiant répond à une double fonctionnalité :

- Assurer la lubrification des contacts,
- Evacuer les calories produites par les pertes de puissance.

Les propriétés du lubrifiant doivent permettre d'assurer ce double rôle sur une large plage de température : de zéro à une centaine de degrés. La conception de la boîte de vitesses associée au choix d'un lubrifiant conditionne grandement l'efficacité énergétique de la transmission. Ainsi, des codes de calculs ont été développés dans le but d'évaluer le rendement des boîtes de vitesses manuelles en fonction des solutions techniques retenues. Ce type d'approche conduit à s'intéresser aux différentes sources de pertes générées dans une boîte de vitesses et à la façon de les modéliser.

L'étude bibliographique présentée dans une première partie montre que pour chaque source de pertes (frottement aux dentures, roulements, etc.), les études disponibles dans la littérature s'accordent sur l'utilisation d'un modèle. Pourtant, concernant l'estimation des pertes par barbotage, l'état de l'art fait ressortir l'existence de nombreux modèles. Par ailleurs des études portant spécifiquement sur l'évaluation du rendement d'une boîte de vitesses montrent que les pertes par barbotage peuvent représenter plus de 30 % des pertes totales. Comme cette source de pertes est importante dans une boîte, une attention particulière doit être apportée à sa modélisation. L'étude des modèles existants pour quantifier le phénomène de barbotage montre que la prise en compte des propriétés du fluide, et notamment de la viscosité, est très diversement menée. À la lumière de comparaisons entre des mesures expérimentales et des résultats obtenus par calculs, il ressort que les modèles exclusivement basés sur des effets visqueux ne permettent pas d'évaluer des pertes par barbotage mesurées avec des fluides peu visqueux, comme l'eau par exemple. En effet, bien que l'eau présente une viscosité beaucoup plus faible que l'huile, les pertes générées par ce fluide sont quand même plus importantes. La comparaison de ces mesures avec les modèles fait ressortir que l'approche proposée par Changenet et Velez [28] semble être la mieux à même d'évaluer les pertes par barbotage pour des conditions de fonctionnement très diverses. Toutefois certains résultats expérimentaux soulèvent des questions et nécessitent de s'interroger quant à savoir si les propriétés classiquement utilisées dans les modèles (viscosité et masse volumique) sont suffisantes pour décrire le phénomène de barbotage.

La seconde partie de ce manuscrit est donc consacrée à l'étude des pertes par barbotage. Un banc d'essais ayant été développé spécifiquement pour l'étude de ces pertes, un grand nombre de mesures a été réalisé pour des conditions de fonctionnement variées (vitesse de rotation, immersion, différents types d'huile et géométries pignon). Les essais réalisés ont permis d'étendre le domaine d'application du modèle initial aux pignons à dentures hélicoïdales. Des mesures ont également été réalisées pour des températures ou des vitesses de rotation importantes. Pour ces conditions de fonctionnement, les pertes mesurées sont bien souvent supérieures aux évaluations du modèle.

---

Le banc d'essai présentant une partie vitrée, l'observation du bain d'huile au cours des essais montre que ce dernier comporte un grand nombre de bulles d'air lorsque le pignon est en rotation. Ce phénomène d'aération du lubrifiant a donc été étudié et quantifié au moyen d'un dispositif de mesures adapté. La mesure du couple de perte est alors réalisée en parallèle d'une mesure d'aération du lubrifiant. L'étude comparée des pertes et de l'aération du lubrifiant fait ressortir une corrélation évidente entre la présence d'air dans le bain d'huile et le couple de traînée. Lorsque l'aération devient importante (généralement supérieure à une valeur comprise entre 6 et 10 %), les pertes mesurées deviennent supérieures aux prédictions du modèle.

Outre le fait d'avoir mis en évidence l'impact de l'aération du lubrifiant sur les pertes par barbotage, l'originalité de l'étude a été de développer un modèle capable d'évaluer les pertes par barbotage causées par une aération importante du lubrifiant. Cette étude fait ressortir que des propriétés différentes de la masse volumique et de la viscosité peuvent avoir une influence sur cette source de pertes. La tension superficielle, la pression de vapeur saturante ou encore le moment dipolaire ont ainsi été mis en évidence. Bien que reposant sur plusieurs hypothèses importantes, le modèle développé a été éprouvé et validé sur un grand nombre de cas.

L'étude des pertes par barbotage conduit à s'intéresser à ce mode de lubrification si couramment employé dans les boîtes de vitesses automobiles. Bien que la lubrification par bain d'huile soit très répandue, sa mise au point est aujourd'hui encore réalisée de façon très empirique. La fabrication de prototype disposant de carter transparent permettant de visualiser la circulation du lubrifiant est nécessaire. Cet état de fait rend la mise au point de la lubrification longue et coûteuse. Afin d'améliorer les connaissances dans ce domaine, un banc d'essais original a été développé pour permettre la mesure du débit d'huile atteignant une zone définie de l'espace. Une vaste campagne d'essais a permis d'évaluer le débit projeté pour diverses conditions opératoires. Ces mesures ont contribué à mieux cerner les phénomènes physiques à l'origine de ces projections d'huile. Ainsi, pour des vitesses de rotation supérieures à plusieurs centaines de tours par minute, des essais ont montré qu'un disque génère un débit de projection du même ordre de grandeur que celui d'un pignon. Le rôle de la denture dans le phénomène de projection apparaît donc comme minime.

Etant donné la complexité des interactions entre un pignon et le fluide, le développement d'un modèle théorique capable d'estimer le débit de projection s'est révélé difficile à mettre en œuvre au cours de cette étude. Le choix a donc été fait de développer un modèle basé sur une analyse dimensionnelle du problème. Ce modèle s'appuie sur des considérations physiques qui apparaissent à l'heure actuelle comme les mieux à même d'expliquer le phénomène d'entraînement du fluide, puis sa projection. Ainsi le développement de couche limite de fluide sur les surfaces du pignon en mouvement dans le bain d'huile est une cause possible de l'origine des projections de fluide. Des formules sont finalement proposées pour évaluer le débit projeté. Ces dernières sont valables pour des pignons à dentures droites ou hélicoïdales, mais également pour des disques.

La dernière partie de ce manuscrit propose une application des modèles développés au cas d'une boîte de vitesses à double embrayage (*DCT* pour *Dual Clutch Transmission*). L'influence des propriétés du lubrifiant sur le rendement de la boîte est étudiée. Dans ce cadre, l'impact d'un lubrifiant aéré sur les pertes par barbotage est estimé. Les résultats obtenus montrent tout d'abord que l'architecture de la boîte de vitesses conditionne la quantité d'aération du bain d'huile : si l'aération dans la boîte DCT semble très faible, des calculs menés sur une seconde boîte de vitesses

(simple embrayage et 6 rapports de marche avant) montrent que les conditions nécessaires à la formation d'une aération importante peuvent être réunies pour des vitesses de rotation importantes et des températures élevées. Une comparaison entre les pertes mesurées sur cette boîte et les pertes calculées montre que l'aération de l'huile peut engendrer des pertes par barbotage supplémentaires qui affectent grandement le couple de trainée global de la transmission.

Dans la boîte de vitesses de type DCT, la lubrification d'un roulement est assurée par les projections d'huile d'un pignon qui barbote. Les formulations d'estimation du débit de projection sont alors mises en application afin d'évaluer la quantité d'huile potentiellement disponible pour le roulement. L'utilisation de ces formulations permet d'identifier des conditions de fonctionnement de la boîte pour lesquelles le débit projeté serait insuffisant pour assurer une lubrification correcte du roulement. Cette étude montre donc que le modèle de débit mis au point peut être un outil d'aide à l'amélioration de la lubrification. Les informations quantitatives fournies par le modèle sont en effet complémentaires de celles données par des essais lors de la mise au point de la lubrification d'une boîte de vitesses.

Finalement, le travail réalisé sur les pertes de puissance par barbotage et les débits projetés par un pignon, a conduit à s'intéresser à des phénomènes dont il est fait peu ou pas état dans la littérature scientifique. Ainsi, l'étude de l'aération et de la lubrification d'un point de vue macroscopique dans une boîte de vitesses laisse entrevoir des perspectives de travail intéressantes.

Le modèle actuel de perte par barbotage prenant en compte l'aération nécessite d'effectuer des mesures de la présence d'air dans le lubrifiant. Afin de s'affranchir de ces mesures, il serait intéressant de disposer d'un modèle d'évolution de l'aération d'un bain d'huile en fonction de la température et des conditions opératoires. Des investigations peuvent tout d'abord être menées sur l'influence des caractéristiques chimiques de l'huile sur l'aération. Le rôle tenu par le type d'huile de base et les nombreux additifs dans ce phénomène serait ainsi à étudier. D'un point de vue plus physique, il serait intéressant d'appréhender les mécanismes d'introduction d'air dans l'huile par un pignon en rotation ainsi que l'évacuation des bulles vers la surface libre. L'aération du bain d'huile étant le résultat d'un équilibre entre l'air introduit dans le bain et l'air qui s'en échappe, l'étude des divers points évoqués ci-dessus conduirait sans doute à des données susceptibles de caractériser cet équilibre.

Le banc d'essais utilisé dans cette étude permet une mesure de l'aération générée par un unique pignon partiellement immergé dans un bain d'huile. Afin de se rapprocher de l'architecture d'une boîte de vitesses, la mise au point d'un nouveau banc d'essais permettrait l'étude de l'aération générée par un couple pignon/roue. L'instrumentation d'une boîte de vitesses au moyen d'un dispositif de mesure d'aération fournirait des informations pertinentes sur les niveaux d'aération en condition réelle. Enfin, l'étude des pertes par barbotage dans le cas des engrenages coniques étant absente de la littérature, la conception d'un banc d'essais à axes perpendiculaires permettrait de développer des modèles de perte spécifiques à ces engrenages.

L'étude des débits de projection proposée dans ce manuscrit constitue une première approche de ce phénomène. A court terme, des mesures complémentaires pour de faibles vitesses de rotation et d'avantage de positions de la fenêtre de réception permettraient d'élargir le domaine d'application du modèle. De la même façon des essais supplémentaires sur des dentures hélicoïdales donneront des résultats à même d'améliorer le modèle proposé actuellement. Sur le banc d'essais existant, la

possibilité est offerte de fixer des flasques autour du pignon. Les pertes par barbotage étant réduites lorsque le pignon est entouré de flasques, il serait intéressant d'observer l'influence de ces derniers sur les débits projetés. Cette configuration géométrique permettrait en outre de se rapprocher des conditions rencontrées pour la couronne du différentiel dans les boîtes de vitesses.

A plus long terme, la conception d'un nouveau banc d'essais présentant une technique de mesure différente de celle proposée dans ce manuscrit pourrait fournir des informations sur le débit projeté dans le cas d'un engrenage. L'étude des débits de projection dans le cas d'un couple pignon/roue permettrait de se rapprocher d'autant plus de la configuration rencontrée dans une boîte de vitesses. Par ailleurs, la mise au point d'une technique expérimentale capable d'évaluer le débit total qui est projeté par un pignon peut également être envisagée. Cette information n'est pas fondamentale pour la lubrification des boîtes de vitesses toutefois ces données pourraient être utilisées comme base de réflexion à l'élaboration d'un modèle théorique d'évaluation des débits projetés lors du barbotage. De plus, la connaissance du débit total projeté par un pignon donnerait des informations essentielles pour quantifier l'évolution dynamique du niveau du bain d'huile. Par ailleurs, les échanges thermiques entre le lubrifiant et les éléments mécaniques gagneraient en précision dès lors que les quantités d'huile mises en mouvements seraient mieux maîtrisées.

L'utilisation de l'outil numérique au travers de code de calculs CFD, est également à envisager dans le but de valider certaines hypothèses, comme la formation de couches limites, qui sont difficilement vérifiables par l'expérience. Finalement, l'intégration de la composante lubrification dans les codes de calculs peut s'effectuer à plusieurs échelles : dans des codes existants couplant déjà les aspects pertes mécaniques et échanges thermiques pour des transmissions complètes comme une boîte de vitesses, mais également dans des outils de calculs plus locaux où les informations de débit permettront de mieux comprendre le comportement des éléments mécaniques lubrifiés comme les roulements par exemple.



**Annexe 1**  
**Calcul du rayon moyen d'une bulle**

D'après la loi de Laplace [74], le rayon  $R_b$  d'une bulle peut s'écrire de la façon suivante :

$$R_b = \frac{2\sigma}{\Delta Pr} \quad (\text{A1-1})$$

où  $\sigma$  représente la tension superficielle et  $\Delta Pr$  la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la bulle.

Si maintenant un pignon en rotation est assimilé à un ventilateur, le débit d'air éjecté par chaque espace inter-dent  $q_v$  peut être estimé par [23] :

$$q_v = \frac{h_a b \omega}{Z} \left( R_a - \frac{h_a}{2} \right) \quad (\text{A1-2})$$

où  $b$  est la largeur du pignon,  $Z$  est le nombre de dents,  $\omega$  représente la vitesse de rotation du pignon,  $R_a$  est le rayon de tête et  $h_a$  la hauteur active de la dent [23].

L'énergie conduisant à l'augmentation de pression nécessaire à la création d'une bulle peut être calculée par la charge d'Euler  $H_e$  :

$$Pr_{air} - Pr_{huile} = \rho_{air} g H_e \quad (\text{A1-3})$$

où  $\rho_{air}$  est la masse volumique de l'air,  $g$  est l'accélération de la gravité,  $Pr_{huile}$  est la pression à l'intérieur de la bulle et  $Pr_{air}$  la pression de l'huile.

En considérant un volume de référence contenant le pignon en rotation, on peut supposer que l'air entre dans ce volume au niveau du rayon  $r_1$  (rayon de pied) avec une vitesse absolue  $V_1$  et quitte ce volume de référence au niveau du rayon de tête  $r_2$  avec une vitesse absolue  $V_2$ . Comme le montre la Figure, la vitesse absolue  $V$  peut être décomposée en une vitesse relative parallèle à la surface de la dent ( $W$ ) et une vitesse périphérique ( $U$ ). De façon similaire, la vitesse absolue  $V$  peut être exprimée comme la somme d'une vitesse radiale ( $V_r$ = vitesse du fluide) et d'une vitesse tangentielle ( $V_u$ =vitesse du pignon).

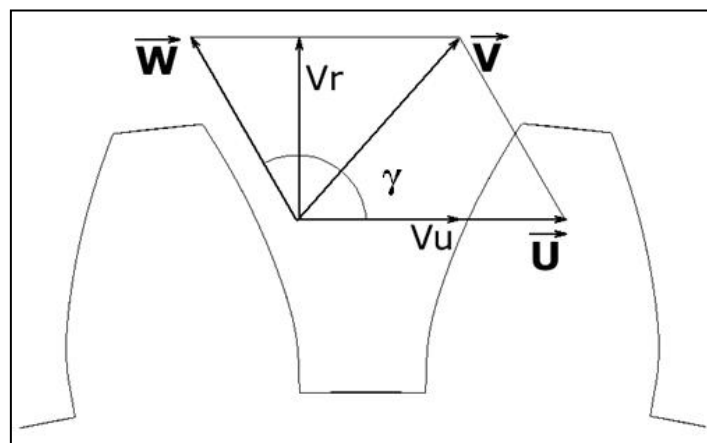


Figure A1-1 Composition des vitesses

Pour un pignon en rotation à une vitesse  $\omega$ , le travail communiqué au fluide (travail par unité de masse) est donné par [75] :

$$H_e = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g} \quad (\text{A1-4})$$

où  $U = \omega r$ ,  $V_u$  est la composante tangentielle de la vitesse absolue et  $g$  l'accélération de la gravité.

Le fluide entrant dans le volume de référence principalement dans une direction axiale, la vitesse tangentielle d'entrée peut être négligée et la vitesse tangentielle du fluide en sortie peut s'exprimer comme ci-dessous :

$$V_{u2} = U_2 + W_2 \cos(\varphi) \quad (\text{A1-5})$$

$$V_{r2} = W_2 \sin(\varphi) \quad (\text{A1-6})$$

où  $\varphi = \pi/2 + \alpha$ ,  $\alpha$  étant l'angle de pression en sommet de dent et  $W$  la vitesse relative parallèle à la surface de la dent (voir Figure A1-1).

La vitesse radiale, exprimée à l'équation A1-6, peut également s'écrire au moyen du débit volumique (équation A1-2) et l'équation A1-4 peut s'exprimer de la façon suivante :

$$H_e = \frac{R_a \omega}{g} \left( R_a \omega + \frac{Z q_v}{\pi b R_a \tan(\varphi)} \right) \quad (\text{A1-7})$$

Finalement, en composant les équations A1-1 et A1-3, le rayon des bulles ainsi formées dans le bain d'huile peut être estimé par :

$$R_b = \frac{2\sigma}{\rho_{\text{air}} g H_e} \quad (\text{A1-8})$$





# **Annexe 2**

## **Evaluation du moment dipolaire d'une huile**

Le moment dipolaire est une propriété moléculaire parmi les plus importantes car la présence de dipôles électriques affecte les interactions intermoléculaires et contribue aux propriétés macroscopiques telles que la constante diélectrique ou la conductivité électrique de solutions. Les moments dipolaires peuvent aussi déterminer la réactivité chimique.

### Calcul du moment dipolaire

Le traitement suivant permet de calculer le moment dipolaire d'une molécule à partir de valeurs de la constante diélectrique de solutions de cette molécule dans un solvant non polaire. La constante diélectrique peut être obtenue expérimentalement par des mesures de capacité d'un condensateur de géométrie fixe dans lequel la solution étudiée constitue le diélectrique. Un condensateur est constitué de deux surfaces conductrices chargées électriquement et séparées par un milieu isolant nommé diélectrique. La capacité d'un condensateur dépend de sa géométrie et de la nature de l'isolant caractérisé par sa constante diélectrique.

La constante diélectrique relative,  $\varepsilon$ , est définie par

$$\varepsilon = \frac{K}{K_0} \quad (\text{A2-1})$$

où  $K$  est la capacité du condensateur formé avec le diélectrique étudié et  $K_0$  est la capacité du même condensateur formé avec le vide entre les surfaces conductrices. La constante diélectrique relative est une grandeur sans dimension.

La constante diélectrique d'une substance est reliée à la polarisation molaire totale  $P_t$  par la relation de Clausius-Mossotti [76]:

$$P_t = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 2} \cdot \frac{M}{\rho} \quad (\text{A2-2})$$

où  $M$  est la masse molaire de la substance et  $\rho$  sa masse volumique. La polarisation molaire s'exprime en unité de volume par mole.

La polarisation totale peut être décomposée en la somme d'une polarisation d'orientation  $P_{or}$  et d'une polarisation de distorsion  $P_d$ :

$$P_t = P_{or} + P_d \quad (\text{A2-3})$$

La polarisation d'orientation est fonction du moment dipolaire permanent de la molécule  $\mu_{dipol}$  et de la température  $T$ :

$$P_{or} = \frac{4\pi N_A}{9kT} \cdot \frac{\mu_{dipol}^2}{4\pi\varepsilon_0} \quad (\text{A2-4})$$

où  $N_A$  est la constante d'Avogadro,  $\varepsilon_0$  la permittivité du vide.

Le moment dipolaire peut donc être calculé par l'équation suivante :

$$\mu_{dipol} = \left( 4\pi\epsilon_0 \frac{9kT}{4\pi N_A} P_{or} \right)^{1/2} \quad (\text{A2-5})$$

Le moment d'un dipôle électrique créé par deux charges  $+q$  et  $-q$  séparées par une distance  $r$  est défini par  $\mu_{dipol} = qr$ . L'unité du Système International pour le moment dipolaire est le coulomb-mètre (C.m). Pourtant, il est courant de donner les moments dipolaires des molécules en Debye, sachant que  $1 \text{ Debye} = 3.336 \times 10^{-30} \text{ Cm}$ .

La polarisation de distorsion, due au déplacement induit des noyaux ou électrons à l'intérieur de la molécule, est donnée par:

$$P_d = \frac{n^2 - 1}{n^2 + 2} \cdot \frac{M}{\rho} \quad (\text{A2-6})$$

où  $n$  est l'indice de réfraction du composé. La polarisation de distorsion s'identifie à la réfraction molaire. Pour un liquide, la polarisation de distorsion peut être calculée après la mesure de l'indice de réfraction et de la masse volumique. De plus,  $P_d$  étant une propriété additive et dépendante de la structure de la molécule, elle peut être calculée par somme d'incrément atomiques et de liaisons.

La polarisation molaire totale  $P$  est plus difficile à déterminer. Pour une substance non polaire, elle peut être calculée à partir de mesures de constante diélectrique et de masse volumique, d'après l'équation (A2-6). Pour une substance polaire, les molécules tendent à s'orienter de façon que les extrémités chargées de signe opposé soient adjacentes et des résultats incorrects en découlent. Cette interaction dipôle-dipôle peut être prise en compte si les mesures sont effectuées dans des solutions à diverses concentrations dans un solvant non polaire et si les résultats sont extrapolés à dilution infinie. Ceci est le principe de la méthode de Hederstrand [77].

Soit une solution diluée contenant un solvant non polaire 1 et un soluté polaire 2, et soient  $x_1$  et  $x_2$  les fractions molaires respectives. Partant du principe que la polarisation est une propriété additive, la polarisation totale de la solution est donnée par :

$$P_{sol} = x_1 P_1 + x_2 P_2 = (1 - x_2) P_1 + x_2 P_2 \quad (\text{A2-7})$$

Donc

$$P_2 = P_1 + \frac{P_{sol} - P_1}{x_2} \quad (\text{A2-8})$$

et la polarisation molaire du soluté à dilution infinie est obtenue par la relation

$$P_2^\circ = P_1 + \lim_{x_2 \rightarrow 0} \frac{\partial P_{sol}}{\partial x_2} \quad (\text{A2-9})$$

Si les diverses solutions utilisées pour extrapoler vers la dilution infinie sont toutes de faible concentration, une approximation pertinente est de supposer que la constante diélectrique et la masse volumique varient de manière linéaire avec la concentration:

$$\epsilon = \epsilon_1 (1 + \alpha_p x_2) \quad (\text{A2-10})$$

---

$$\rho = \rho_1(1 + \beta_p x_2) \quad (\text{A2-11})$$

Ces variations linéaires sont exprimées par les coefficients  $\alpha_p$  et  $\beta_p$ . En utilisant les équations (A2-2), (A2-9), (A2-10) et (A2-11) on obtient :

$$P_2^\circ = \frac{3\alpha_p \varepsilon_1 M_1}{\rho_1 (\varepsilon_1 + 2)^2} + \frac{\varepsilon_1 - 1}{\rho_1 (\varepsilon_1 + 2)} (M_2 - M_1 \beta_p) \quad (\text{A2-12})$$

Enfin, la polarisation d'orientation peut être calculée par :

$$P_{or} = P_2^\circ - P_d \quad (\text{A2-13})$$

Il est donc possible de déterminer le moment dipolaire d'un soluté en mesurant la constante diélectrique et la masse volumique d'une série de solutions diluées de ce soluté dans un solvant non polaire.

# **Annexe 3**

## **Calcul de la solubilité de l'air dans l'huile**

Un fluide aéré contient un très grand nombre de bulles d'air dont une partie va pouvoir se dissoudre en plus ou moins grande quantité dans le liquide selon les propriétés de ce dernier. La solubilité de l'air dans les huiles est donc un paramètre intéressant permettant de savoir par exemple si le bain d'huile est saturé ou non en air dissous. Pour calculer la solubilité d'un gaz dans les liquides d'origine pétrolière, il existe une méthode standard ASTM [63].

Afin de déterminer la solubilité d'un gaz dans une huile, il faut connaître la densité de l'huile (Tableau II-3) en fonction de la température. Il faut ensuite déterminer le coefficient de Bunsen  $B_u$  grâce au coefficient d'Ostwald.

Ce coefficient, noté  $L$ , pour le gaz considéré et pour un liquide de densité  $d_h=0,85$  est donné par :

$$L = 0,300 \exp \left[ \left( \frac{0,639(700 - T)}{T} \right) \ln 3,333L_0 \right] \quad (\text{A3-1})$$

La constante  $L_0$  dans l'équation (A3-1) vaut 0,098 pour l'air et est valable sur une plage de température de 0 à 100°C. L'huile considérée n'ayant pas une densité  $d_h=0,85$  à 15°C, il convient de corriger le coefficient d'Ostwald (A3-2).

$$L_c = 7,7L(0,980 - d_h) \quad (\text{A3-2})$$

A partir de l'équation (A3-2), le coefficient de Bunsen  $B_u$  est obtenu par :

$$B_u = 2697(p - p_v) \frac{L_c}{T} \quad (\text{A3-3})$$

La pression  $p$  correspondant à la pression du gaz situé au-dessus du liquide, nous prendrons  $p$  égal à la pression atmosphérique (la lubrification par barbotage se réalisant souvent dans un carter avec mise à l'air libre). La pression de vapeur du liquide  $p_v$  est déterminée expérimentalement en effectuant une distillation du produit, ou alors calculée à partir de l'équation de Clapeyron (A3-4). Toutefois, cette seconde méthode est délicate à mettre en œuvre sur des huiles de lubrification car il faut connaître la masse molaire de l'huile  $M_{mol}$ , sa chaleur latente de vaporisation  $J$  et la température d'ébullition  $T_{ébu}$  sous une pression donnée, ce qui ne fait pas partie des propriétés classiques utilisées pour la caractérisation des lubrifiants [18].

$$p_v = P_{atmos} \cdot \exp \left[ M_{mol} \cdot \frac{J}{R_1} \cdot \left( \frac{1}{T_{ébu}} - \frac{1}{T} \right) \right] \quad (\text{A3-4})$$

Enfin, la solubilité de l'air dans l'huile considérée peut être calculée à partir du coefficient de Bunsen et est donnée par :

$$G = \left( \frac{B_u M_g}{0,0224} \right) / d_h \left[ 1 - 0,000595 \left( \frac{T - 288,6}{d_h^{1,21}} \right) \right] \quad (\text{A3-5})$$

La solubilité ou la concentration en air (en mg d'air par kg d'huile) qui peut être dissous dans l'huile est maintenant connue. Il faut maintenant calculer la quantité d'air qui peut être dissous dans le volume  $V_0$  d'huile constituant le bain de barbotage. A partir de la masse volumique de l'huile ( $\rho_h$ ) et de la masse volumique de l'air ( $\rho_{air}$ ) en fonction de la température (A3-6), le volume d'air effectivement dissous ( $V_{dissous}$ ) dans le bain d'huile (A3-7) vaut :

$$\rho_{air} = \frac{P_{atmos}}{RT} \quad (A3-6)$$

$$V_{dissous} = [\rho_{air} \cdot 10^3]^{-1} \cdot G \cdot V_0 \cdot \rho_h \quad (A3-7)$$

Enfin, le volume d'air dissous est ramené en pourcentage du volume global, air dissous et huile :

$$A_{dissous} = \frac{V_{dissous}}{V_{dissous} + V_0} \cdot 100 \quad (A3-8)$$





**Annexe 4**  
**Fiches techniques des pompes**

## Fiche technique de la pompe n°1


**MINI PUPPY**
**MODELS:**

23620-4003 12V

23620-4103 24V


**FEATURES:**

Continuous rated, medium duty pumps for bilge and general purpose use.

- ISO 8846 MARINE (Ignition protection).
- ISO 8849 MARINE (Bilge pump standard).
- Small bilge debris present no problem to these brass bodied, flexible impeller pumps.
- Simple design means fewer wearing parts.
- 6 lpm (1.3 UK gpm) output @ 2m (6.6ft) head.
- Self priming to 1.5m (5 ft).

**MINI PUPPY PERFORMANCE**

Approximate performance for new pump, running water at 20°C with fully charged battery

TOTAL HEAD		MINI PUPPY	
m	ft	lpm	UK gpm
2	6.6	6	1.5
4	13	5	1.3
6	19.7	4	1.1
8	26.2	2.8	0.9

**INSTALLATION INSTRUCTIONS:**

Jabsco Mini Puppy can be mounted on any flat surface. Fit the pump in a dry, well ventilated position where there is full access for service. If installed in a vertical position the motor must be above the pump head. Use the rubber grommets provided to minimise vibration, do not overtighten the mounting screws.

Secure 25.4mm (1") id hose direct to the discharge ports using stainless steel hose clamps, or use 3/8" BSP / NPT pipe fittings using suitable jointing tape. Use spiral reinforced hose (with a smooth internal bore) that will not collapse under suction, or rigid or semi rigid pipework systems. The pipework must be compatible with the liquid being pumped. Pipe runs should be kept as straight and short as possible, avoiding rising and dipping over obstructions. Fit a strainer on the inlet hose to prevent larger debris from entering the pump.

**WIRING INSTRUCTIONS**

Make all electrical connections in dry locations, connections in humid environments should be sealed to prevent corrosion. Protect the circuit with a correctly rated fuse or circuit breaker in the red positive (+) lead as close as possible to the power source. Connect the black motor wire to the negative (-) battery terminal. Inadequate voltage at the motor terminals when the pump is running (not less than 10% below rated voltage at full load) due to partially discharged batteries or insufficient cable size may result in blowing fuses, failure to start or poor pump performance.



**WARNING:** If the fuse fails repeatedly do not fit a heavier fuse or bridge the fuse terminals with silver paper or metal wire. Failure to observe this instruction may result in a fire hazard due to overheating of cables.



**WARNING:** Do not use any Jabsco pump for petrol, petroleum products or any products with a flash point below 37°C (98°F), explosion or death may occur.



**WARNING:** All marine pumps discharging overboard must be installed with the overboard discharge well above both static and heeled waterlines.

## Fiche technique de la pompe n°2



## GEAR PUPPY

## MODELS:

23230-2012 12 Volts DC

23230-2024 24 Volts DC



## FEATURES:

Medium duty pumps for general purpose use.

- ISO 8846 MARINE (Ignition protection)
- Maximum viscosity 150Cs
- Inlet filter included
- Simple design means fewer wearing parts
- 24.5 lpm (6.5 US gpm) output @ 5m (16.4ft) head
- Self priming to 1.0m (3 ft)
- Ideal for water, oil and diesel transfer

## GEAR PUPPY PERFORMANCE

Approximate performance for new pump, running water at 20°C with fully charged battery

TOTAL HEAD		GEAR PUPPY	
m	ft	lpm	US gpm
0	0	26	6.9
5	16.4	24.5	6.5
10	33	22.5	6.0
15	49	20	5.3
20	65	17	4.5



**WARNING:** If the fuse fails repeatedly do not fit a heavier fuse or bridge the fuse terminals with silver paper or metal wire. Failure to observe this instruction may result in a fire hazard due to overheating of cables.



**WARNING:** Do not use any Jabsco pump for petrol, petroleum products or any products with a flash point below 37°C (98°F), explosion or death may occur.

## INSTALLATION INSTRUCTIONS:

Jabsco Gear Puppy can be mounted on any flat surface. Fit the pump in a dry, well ventilated position. If installed in a vertical position the motor must be above the pump head. Use the rubber grommets provided to minimise vibration, do not overtighten the mounting screws.

Secure 16mm (5/8") id hose direct to the discharge ports using stainless steel hose clamps. Use spiral reinforced hose (with a smooth internal bore) that will not collapse under suction, or rigid or semi rigid pipework systems. The pipework must be compatible with the liquid being pumped. Pipe runs should be kept as straight and short as possible, avoiding rising and dipping over obstructions. Fit a filter on the inlet to prevent debris from entering the pump.

## WIRING INSTRUCTIONS

Make all electrical connections in dry locations, connections in humid environments should be sealed to prevent corrosion. Protect the circuit with a correctly rated fuse or circuit breaker in the red positive (+) lead as close as possible to the power source. Connect the black motor wire to the negative (-) battery terminal. Inadequate voltage at the motor terminals when the pump is running (not less than 10% below rated voltage at full load) due to partially discharged batteries or insufficient cable size may result in blowing fuses, failure to start or poor pump performance.



**WARNING:** All marine pumps discharging overboard must be installed with the overboard discharge well above both static and heeled waterlines.



**Annexe 5**

**Calcul d'un débit de projection à partir des  
travaux de Blok**

Les travaux de Blok [41] portant sur l'échange de chaleur lors de la projection centrifuge d'huile permettent, moyennant quelques hypothèses qui seront détaillés ci-dessous, d'évaluer un débit d'huile projetée lors du processus de lubrification par barbotage d'un pignon.

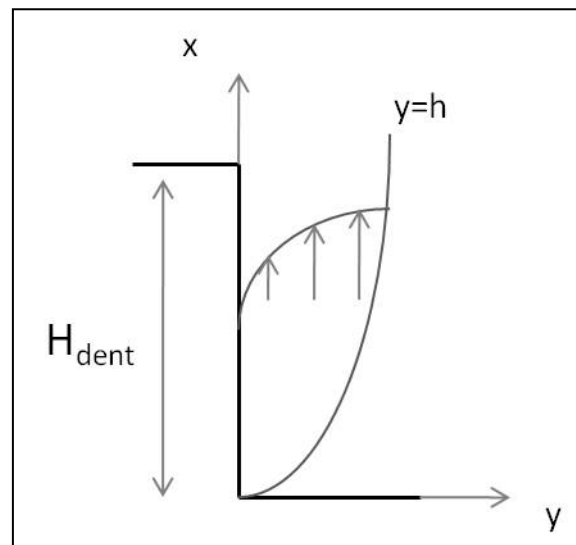


Figure A5-1 Epaisseur d'un film d'huile au profil parabolique se développant sur le flanc d'une dent

Dans le film d'huile d'épaisseur  $h$ , l'équilibre des efforts permet d'écrire l'égalité suivante entre les efforts visqueux et les effets d'inertie :

$$\nu \frac{d^2 u}{dy^2} = -\omega^2 R \quad (\text{A5-1})$$

où  $u(y)$  représente le champ de vitesse dans le film d'huile,  $\nu$  la viscosité cinématique du lubrifiant,  $\omega$  est la vitesse de rotation du pignon et  $R$  le rayon primitif du pignon.

Au moyen de deux intégrations successives, le champ de vitesse  $u(y)$  peut être exprimé comme précisé à l'équation (A5-2) :

$$u(y) = -\frac{\omega^2 R}{\nu} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2 \quad (\text{A5-2})$$

Les intégrations ayant fait apparaître les deux constantes  $C_1$  et  $C_2$ , les conditions aux limites du champ sont utilisées afin de déterminer le champ de vitesse  $u(y)$ .

La première hypothèse concerne l'adhérence du lubrifiant sur la surface de la dent, le champ de vitesse est donc nul sur la surface.

La seconde hypothèse concerne le profil du champ de vitesse. Il a ici été choisi de forme parabolique, ce qui implique l'équation (A5-3) :

$$\frac{du}{dy} = 0 \text{ quand } y = h \quad (\text{A5-3})$$

Les deux hypothèses exposées ci-dessus permettent de calculer les deux constantes d'intégrations:

$$C_1 = \frac{\omega^2 R h}{\nu} \quad (\text{A5-4})$$

$$C_2 = 0 \quad (\text{A5-5})$$

En combinant les équations (A5-2), (A5-4) et (A5-5), le champ de vitesse peut s'exprimer de la façon suivante :

$$u(y) = \frac{\omega^2 R h^2}{\nu} \left[ \frac{y}{h} - \frac{y^2}{2h^2} \right] \quad (\text{A5-6})$$

Dans ses travaux, Blok propose une expression du carré de l'épaisseur du film d'huile en sommet de dent en fonction de l'angle de projection  $\theta$  (Cf. Figure ) :

$$h^2 = \frac{\nu H_{dent}}{\omega^2 R T} = \frac{\nu H_{dent}}{\omega R \theta} \quad (\text{A5-7})$$

La vitesse moyenne dans le film d'huile en sortie de dent peut s'exprimer de la façon suivante :

$$\bar{U} = \frac{1}{h} \int_0^h u(y) dy \quad (\text{A5-8})$$

Après intégration, la vitesse moyenne vaut :

$$\bar{U} = \frac{\omega^2 R h^2}{3\nu} \quad (\text{A5-9})$$

En combinant les équations (A5-7) et (A5-9) , la vitesse moyenne dans le film d'huile en sommet de dent vaut finalement :

$$\bar{U} = \frac{H_{dent}}{3T} \quad (\text{A5-10})$$

Où  $T$  est défini par l'équation (A5-11) en fonction de l'angle de la partie du pignon non immergé et de la vitesse de rotation de ce dernier.

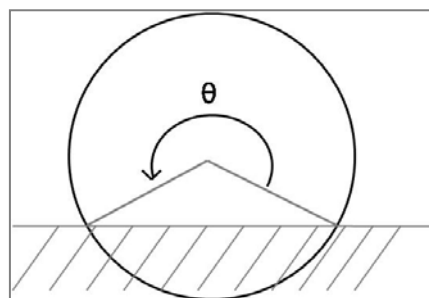


Figure A5-2 Angle de projection défini par Blok

$$T = \frac{\theta}{\omega} \quad (\text{A5-11})$$

Finalement, les travaux de Blok sur la projection centrifuge permettent d'évaluer un débit moyen  $\bar{Q}$  :



---

$$\bar{Q} = \bar{U} \cdot h \cdot b \cdot Z \quad (\text{A5-12})$$

Où  $b$  est la largeur du pignon,  $h$  l'épaisseur du film d'huile en sommet de dent et  $Z$  le nombre de dents non immergées du pignon.

Il est maintenant intéressant de calculer le débit moyen grâce à l'équation (A5-12) afin de comparer le résultat obtenu aux valeurs mesurées au moyen du banc d'essais.

Les valeurs numériques utilisées ici pour le calcul d'un débit moyen sont les suivantes : module du pignon,  $m=3$  mm ; nombre de dents non immergées,  $Z=40$  ; largeur du pignon,  $b=24$  mm ; une immersion relative  $h/R=0,25$  ce qui implique donc que  $\theta=4,83$  radians. La vitesse de rotation est prise égale à  $N=1909$  tr/mn. La hauteur de dent vaut  $H_{\text{dent}} = 6,75$ mm. La température du lubrifiant est prise égale à  $20^{\circ}\text{C}$  et la viscosité à cette température vaut  $117\text{cSt}$ .

L'application numérique donne pour la vitesse moyenne :  $0,093$  m/s, l'épaisseur du film d'huile :  $100$   $\mu\text{m}$  et le débit moyen :  $9,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

L'équation (A5-12) donne un débit moyen de  $9,4$  ml/s environ. Pour comparaison, les débits mesurés pour différentes fenêtres de réception sont compris entre  $60$  et  $100$  ml/s. Rappelons ici que les débits mesurés au moyen du banc ne sont que des débits partiels. Par ailleurs, le débit calculé au moyen des travaux de Blok représenterait un débit global. Au regard de la comparaison entre les débits mesurés et calculés, l'approche conduite par Blok semble largement insuffisante pour expliquer les débits mesurés.

**Annexe 6**  
**Analyse dimensionnelle du problème de  
projection**

L'élaboration du modèle de prédiction de débit projeté par un pignon est effectuée suivant la méthode d'analyse dimensionnelle. L'exploitation des résultats expérimentaux a permis d'identifier que le débit adimensionné dépend des trois nombres suivant : le nombre de Reynolds, le nombre de Froude et la tangente de l'angle  $\psi$ . Le débit  $\bar{Q}$  peut donc être exprimé de la façon suivante :

$$\bar{Q} = \gamma_1 \cdot Re^{\gamma_2} \cdot Fr^{\gamma_3} \cdot \tan(\psi)^{\gamma_4} \quad (1)$$

Où les termes  $\gamma_i$  représentent des coefficients caractérisant l'influence des différents nombres sans dimensions.

Les résultats expérimentaux permettent d'évaluer les termes  $\gamma_i$ . L'influence du nombre de Reynolds est obtenue en comparant des essais pour deux températures différentes (donc pour des viscosités différentes) tout en conservant inchangé l'ensemble des autres paramètres (vitesse de rotation, position de la fenêtre, immersion). L'exposant  $\gamma_2$  peut donc s'exprimer de la façon suivante pour un couple d'essais (a,b) :

$$\gamma_2 = \frac{\ln\left(\frac{\bar{Q}_a}{\bar{Q}_b}\right)}{\ln\left(\frac{Re_a}{Re_b}\right)} \quad (2)$$

L'influence du nombre de Reynolds ayant été trouvée, des essais à des vitesses différentes sont utilisés afin d'obtenir l'influence du nombre de Froude. Le terme  $\gamma_3$  peut s'écrire en fonction du nombre de Reynolds, du nombre de Froude et du débit adimensionné

$$\gamma_3 = \frac{\ln\left(\frac{\bar{Q}_a}{\bar{Q}_b} \cdot \left(\frac{Re_b}{Re_a}\right)^{\gamma_2}\right)}{\ln\left(\frac{Fr_a}{Fr_b}\right)} \quad (3)$$

Enfin, pour déterminer le poids du paramètre  $\tan(\psi)$  sur le débit adimensionné, un couple d'essais présentant deux positions de fenêtre différentes est utilisé. Le terme  $\gamma_4$  est alors formulé comme suite :

$$\gamma_4 = \frac{\ln\left(\frac{\bar{Q}_a}{\bar{Q}_b} \cdot \left(\frac{Re_b}{Re_a}\right)^{\gamma_2} \cdot \left(\frac{Fr_b}{Fr_a}\right)^{\gamma_3}\right)}{\ln\left(\frac{\tan(\psi)_a}{\tan(\psi)_b}\right)} \quad (4)$$

Enfin la constante  $\gamma_1$  est calculée de manière à minimiser les écarts entre les valeurs expérimentales et calculées.

**Annexe 7**  
**Données techniques de la boîte de vitesse**  
**DCT**

**Caractéristiques des pignons :**

Rapport		N <sup>bre</sup> de dents	largeur (mm)	Dp (mm)	Angle de pression (°)	Angle d'hélice (°)
1 <sup>ère</sup>	PM	13	27,6	30,14	22	22
	PR	56	21	129,86	22	22
2 <sup>ème</sup>	PM	21	20,5	43,64	21,407	21
	PR	56	17,5	116,36	21,407	21
3 <sup>ème</sup>	PM	37	14,2	69,65	17,35	29
	PR	65	13	122,35	17,35	29
4 <sup>ème</sup>	PM	49	13,8	91,34	16,66	29
	PR	54	16,5	100,66	16,66	29
5 <sup>ème</sup>	PM	41	13,8	82	17,07	27
	PR	39	15,1	78	17,07	27
6 <sup>ème</sup>	PM	49	13,8	91,34	16,66	29
	PR	38	69,89	17,4	16,66	29
MAR	sur AS1	45	12,4	89,24	16,66	30
	sur AS2	59	9,5	117	16,66	30
Pont	PM sur AS1	20	34,4	56,53	15	24
	PM sur AS2	18	34	51,33	15	24
	PR	71	30,3	200,67	15	24

**Caractéristiques des synchroniseurs :**

Rapport	N <sup>bre</sup> de cônes	Position	Diamètres moyens (mm)	Largeur (mm)
1 <sup>ère</sup>	2	AS1	64,4 69,8	9,6 8,6
2 <sup>ème</sup>	2	AS1	65,4 70,8	9,6 8,7
3 <sup>ème</sup>	1	AS2	69,9	8,6
4 <sup>ème</sup>	1	AS2	69,9	8,6
5 <sup>ème</sup>	1	AS1	70,9	8,6
6 <sup>ème</sup>	1	AS1	69,9	8,6
MAR	1	AS2	69,9	8,6

**Caractéristiques des roulements :**

Position	type	Diamètre (mm)		Largeur (mm)
		Bague intérieure	Bague extérieure	
Arbre primaire (côté 1 <sup>ère</sup> )	billes	25	72	17
Arbre primaire (côté 2 <sup>ème</sup> )	billes	40	78	15
liaison arbre primaire/arbre chaussette	rouleaux cylindriques	35	50	11,5
liaison arbre primaire/arbre chaussette	aiguilles	25	30	16
AS1 (côté 1 <sup>ère</sup> )	billes	25	72	17
AS1 (côté 2 <sup>ème</sup> )	rouleaux cylindriques	36	70	17,5
AS2 (côté 1 <sup>ère</sup> )	billes	25	72	17
AS2 (côté 2 <sup>ème</sup> )	rouleaux cylindriques	36	70	17,5
Différentiel (côté boîte)	rouleaux coniques	38	75	20
Différentiel (côté moteur)	rouleaux coniques	38	75	20



## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES



- 
- [1] Buckingham E., *Analytical Mechanics of Gears*. McGraw-Hill, London, 1949, pp. 395-425.
- [2] Henriot G., *Traité théorique et pratique des engrenages 2*, 4th ed. Paris: Dunod, 1978, 607 p.
- [3] Höhn B. R., Michaelis K., and Völlmer T., "Thermal Rating of Gear Drives: Balance Between Power Loss and Heat Dissipation," *American Gear Manufacturers Association Document*, vol. 96, p. 12, 1996.
- [4] Martins R., Seabra J., Brito A., Seyfert C., Luther R., and Igartua A., "Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil," *Tribology international*, vol. 39, pp. 512-521, 2006.
- [5] Chauvin M., "Etude de la lubrification des boîtes de vitesses : Contribution à l'optimisation de la lubrification par arbre percé," Thèse : Université de Poitiers, 2004.
- [6] Hulin R., "Boîtes de vitesses. Le différentiel," *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM 5 664, 2004.
- [7] Play D. and Lovas L., "Synchronisation des boîtes de vitesses. Modélisation," *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM 5 669, 2005.
- [8] Hulin R., "Boîtes de vitesses," *Techniques de l'ingénieur*, vol. B 5 660, 1989.
- [9] Ayel J., "Lubrifiants - Constitution," *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM 5 341, 1997.
- [10] Ayel J., "Lubrifiants - Additifs à action chimique," *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM 5 343, 2001.
- [11] Ayel J., "Lubrifiants - Additifs à action physique ou physiologique," *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM 5 344, 2002.
- [12] Miura T., "Functions of Additives (7): Antifoamers," *Japanese Journal of Tribology*, vol. 40, no. 4, pp. 339-345, 1995.
- [13] Ayel J., "Lubrifiants- Propriétés et caractéristiques," *Techniques de l'ingénieur*, BM5 340, 1996.
- [14] Iritani M., Aoki H., Suzuki K., and Morita Y., "Prediction Technique for the Lubricating Oil Temperature in Manual Transaxle," *SAE Transactions*, vol. 108, no. 4, pp. 337-345, 1999.
- [15] Roulet B., "Modélisation de l'évolution de la dissipation de puissance et du comportement thermique d'une boîte de vitesses manuelle," Thèse : Université PARIS VI, 1995.
- [16] Changenet C., "Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages," Thèse : INSA Lyon, 2006.
-

- 
- [17] Velex P. and Ville F., "An Analytical Approach to Tooth Friction Losses in Spur and Helical Gears-Influence of Profile Modifications," *Journal of Mechanical Design*, vol. 131, no. 10, 10 p., 2009.
- [18] Kuzmin N. F., "Coefficient of friction in heavily loaded contact," *Vestnik Mashinostroeniya*, vol. 34, pp. 18-26, 1954.
- [19] Misharin Y. A., "influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding," *Proc. Int. Conf. on gearing, Inst. Mech. Eng., London*, pp. 159-164, 1958.
- [20] O'Donoghue J. P. and Cameron A., "Friction and temperature in rolling sliding contacts," *ASLE Trans.*, vol. 9, pp. 186-194, 1966.
- [21] Kelley B. W. and Lemanski A. J., "Lubrication of involute gearing. Conf. On Lubrication and Wear Fundamentals and Application to Design," *Pro. Inst. Mech. Eng. London*, vol. 182, no. 3, pp. 173-184.
- [22] Benedict G. H. and Kelley B. W., "Instantaneous coefficients of gear tooth friction," *Tribology Transactions*, vol. 4, pp. 59-70, 1961.
- [23] Diab Y., "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles," Thèse : INSA Lyon, 2005.
- [24] Johnson K. L. et Tevaarwerk J. L., "Shear behavior of elastohydrodynamic oil films", *Proc. R. Soc. Lond.*, series A, vol. 356, no. 1685, pp 215-236, 1977.
- [25] Harris T. A., *Rolling Bearing Analysis*, 3<sup>o</sup> edition. New York: Wiley, 1991, p. 1013 p.
- [26] *General catalogue SKF n°6000 EN*. Göteborg, Sweden Aktiebolaget SKF , 2005, p. 1129.
- [27] *General catalogue SKF n°4000 F*. Göteborg, Sweden Aktiebolaget SKF , 1989, p. 976.
- [28] Changenet C., Leprince G., Ville F., and Velex P., "A note on flow regimes and churning loss modelling," in *ASME PTG Conference*, Washington, 2011.
- [29] Changenet C., Leprince G., Ville F., and Velex P., "A note on flow regimes and churning loss modelling," *Journal of Mechanical Design*, 2011 (sous presse).
- [30] Daily J. W. and Nece R. E., "Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disk," *Journal of Basic Engineering*, vol. 82, no. 1, pp. 217-232, 1960.
- [31] Mann R. W. and Marston C. H., "Friction drag on bladed disks in housings as a function of Reynolds number, axial and radial clearance and blade aspect ratio and solidity," *Journal of Basic Engineering*, vol. 83, no. 4, pp. 719-723, 1961.

- 
- [32] Soo S. L. and Princeton N. J., "Laminar flow over an enclosed rotating disk," *Transactions of the ASME*, vol. 80, pp. 287-296, 1958.
- [33] Terekhov A. S., "Hydraulic Losses in Gearboxes with Oil Immersion," *Vestnik Mashinostroeniya*, vol. 55, no. 5, pp. 13-17, 1975.
- [34] Boness R. J., "Churning Losses of Discs and Gears Running Partially Submerged in Oil," in *Proc. of the ASME International Power Transmission and Gearing Conference (PTG1989-Chicago)*, 1989, vol. 1, pp. 355-359.
- [35] Stavvitsky V., Nosko P., Fil P., Karpov A., et Velychko N., "Load-independent power losses of gear systems: a review," *TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln.*, vol. 10, pp. 205-213, 2010.
- [36] Seetharaman S. et Kahraman A., "Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair: Model Formulation," *Journal of Tribology*, vol. 131, 2009.
- [37] Seetharaman S., Kahraman A., Moorhead M. D., and Petry-Johnson T. T., "Oil Churning Power Losses of a Gear Pair: Experiments and Model Validation," *Journal of Tribology*, vol. 131, 2009.
- [38] Terekhov A. S., Shpitko G., and Gulezov S., "Thermal calculation of transmission assemblies," in *4ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions de Puissance*, 1999, pp. 2247-2257.
- [39] Lauster E. and Boos M., "Zum Wärmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge," *VDI Berichte*, vol. 55, pp. 45-55, 1983.
- [40] Luke P. and Olver A. V., "A study of churning losses in dip-lubricated spur," *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, vol. 213, pp. 337-346, 1999.
- [41] Blok H., "Transmission de chaleur par projection centrifuge d'huile," *Société d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, vol. 59, pp. 14-23, 1970.
- [42] van Heijningen G. J. J. et Blok H., "Continuous as Against Intermittent Fling-Off Cooling of Gear Teeth," *Journal of Lubrication Technology*, pp. 529-538, 1974.
- [43] Höhn B. R., Michaelis K., et Otto H. P., "Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity," *International Journal Mechanics and Materials in Design*, vol. 4, pp. 145-156, 2008.
- [44] Changenet C., Oviedo-Marlot X., et Vex P., "Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox," *Journal of Mechanical Design*, vol. 128, pp. 618-625, 2006.
- [45] Changenet C. et Vex P., "Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions," *Journal of Mechanical Design*, vol. 130, pp. 128-133, 2008.

- 
- [46] Changenet C. et Vex P., "A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions-Preliminary Results," *Journal of Mechanical Design*, vol. 129, pp. 128-133, 2007.
- [47] Candel S., *Mécanique des fluides - cours*, 2<sup>ème</sup> édition. Paris: Dunod , 1995, 451 p.
- [48] Leprince G., Changenet C., Ville F., Vex P. et Jarnias F., "Influence of Oil Aeration on Churning Losses," in *Proc. of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions*, Sendai, Japon, pp. 463-468, 2009.
- [49] Deconninck B., Delvigne T. et Videx G., "Air-X an innovative device for on-line oil aeration measurement in running engines," *SAE Transactions*, vol. 112, pp. 1896-1902, 2003.
- [50] Centers P. W., "Behavior of Silicone Antifoam Additives in Synthetic Ester Lubricants," *Tribology Transactions*, vol. 36, no. 3, pp. 381-386, 1993.
- [51] Dixon L. T. et Korcek S., "Foaming and Air Entrainment in Automatic Transmission Fluids," in *Fuels and Lubricants Meeting*, 1976.
- [52] Duncanson M., "Controlling Oil Aeration and Foam," *Practicing Oil Analysis Magazine*, 11/2001.
- [53] Fowle T. I., "Aeration in Lubricating Oils," *Tribology international*, vol. 14, pp. 151-157, 1981.
- [54] Chun S. M., "Aeration Effects on the Performance of a turbocharger journal bearing," *Tribology international*, vol. 41, pp. 296-306, 2008.
- [55] Nikolajsen J. L., "The Effect of Aerated Oil on the Load Capacity of a Plain Journal Bearings," *Tribology Transactions*, vol. 42, pp. 58-62, 1999.
- [56] Hayward A. T. J., "The viscosity of bubbly oil," *Fluids Report*, vol. 99, National Engineering Laboratory, Glasgow, U.K, 1961.
- [57] Leprince G., Changenet C., Ville F., Vex P., Dufau C. et Jarnias F. "Influence of Aerated Lubricants on Gear Churning Losses - An Engineering Model," *Tribology Transactions*, vol. 54, no. 6, pp. 929-938, 2011.
- [58] Leprince G., Changenet C., Ville F., Vex P., Dufau C. et Jarnias F., "Influence of Aerated Lubricants on Gear Churning Losses - An Engineering Model," STLE annual meeting, Atlanta (USA), 2011.
- [59] Eustathopoulos N., Ricci E. et Drevet B., "Tension superficielle," *Techniques de l'ingénieur*, vol. M 67, 1999.
- [60] de Gennes P.-G., Brochard-Wyart F. et D. Quéré, *Gouttes, bulles, perles et ondes*. Collection Echelles, Paris: Belin, 2002, 254 p.

- 
- [61] Diab Y., Ville F., Vex P. et Chagnenet C., "Windage Losses in High Speed Gears- Preliminary Experimental and Theoretical Results," *ASME Journal Mechanical Design*, vol. 126, pp. 903-908, 2004.
- [62] Rulison C., "Two-Component Surface Energy Characterization as a predictor of Wettability and Dispersability." KRUSS Application note AN213, 2000, 1-22 p.
- [63] ASTM D 2779- 92 (2002), "Standard Test Method for Estimation of Solubility of Gases in Petroleum Liquids," ASTM International, West Conshohocken, PA, 2002.
- [64] Leprince G., Chagnenet C., Ville F. et Vex P., "Analyse des débits d'huile projetés par des dentures," *Journées Transmissions Mécaniques*, Lyon, INSA de Lyon, 2011.
- [65] Schlichting H. et Gersten K., *Boundary Layer Theory*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2000, 801 p.
- [66] Durand de Gevigney, J., "Thermal modelling of a back to back gearbox test machine: application to the FZG test rig," *36th Leeds Lyon symposium on Tribology*, 2011.
- [67] Shoda Y., Ijuin S., Aramaki H., and Toma K., "The performance of a hybrid ceramic ball bearing under high speed conditions with the under race lubrication method," *Tribology Transactions*, vol. 40, pp. 676-684, 1997.
- [68] Renault SAS (Buannec M., Francois L.), "Boîte de vitesses compartimentée à déflecteur d'huile," U.S. Patent N°05 520252005.
- [69] Pouly F., "Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse," Thèse : INSA Lyon, 2010.
- [70] Gentle C. R. and Pasdari M., "Computer simulation of starvation in thrust loaded ball bearings," *Wear*, vol. 92, pp. 125-134, 1983.
- [71] Ijuin S., Yuruzume T., Shoda Y., and Toma K., "Improving the survivability of high-speed ball bearing under oil shutt-off conditions by chemical modifications of the surface.," *Tribology Transactions*, vol. 38, pp. 403-409, 1995.
- [72] Ville F., "Analyse du comportement des systèmes mécaniques lubrifiés.," Thèse d'Habilitation à Diriger des Recherches : INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, (France), 2009.
- [73] Labiau A., Ville F., Sainsot F., Querlioz E., and Lubrecht T., "Effect of sinusoidal surface roughness under starved conditions on rolling contact fatigue," *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, vol. 222, No. 3, pp. 193-200, 2008.
- [74] Smith E. H., "The Influence of Surface Tension on Bearings Lubricated With Bubbly Liquids," *ASME Journal Lubrication Technology*, vol. 102, pp. 91-96, 1980.
- [75] Dixon S. L., *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Boston : Butterworth-Heinemann, 1998, 321 p.
-

- [76] Peuzin J.-C. and Gignoux D., *Physique des diélectriques*, Grenoble Sciences, Grenoble: EDP Sciences, 376 p.
- [77] Hederstrand G., *Z. Phys. Chem.*, vol. 135, pp. 36-48, 1928.

---

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : LEPRINCE

DATE de SOUTENANCE : 19 décembre 2011

Prénoms : Gauthier

TITRE : PERTES MECANQUES PAR FROTTEMENT ET LUBRIFICATION DANS LES BOÎTES DE VITESSES

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre :

Ecole doctorale : MEGA Lyon (Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique)

Spécialité : Mécanique

RESUME :

Dans le domaine automobile, les réductions de consommation de carburant et des émissions polluantes constituent des axes de recherches majeurs. Dans ce contexte, de nombreux efforts sont portés sur l'amélioration du rendement des boîtes de vitesses.

Parmi l'ensemble des pertes générées dans une boîte de vitesses, les pertes par barbotage peuvent représenter une source de perte importante. Si différents modèles existent pour quantifier les pertes par barbotage, aucun d'entre eux ne prend en compte l'influence de la présence d'air dans le lubrifiant. Grâce à un banc d'essais spécifique, il est montré que l'aération de l'huile peut avoir un impact sur les pertes par barbotage. Un modèle original d'estimation des pertes dues à l'aération est alors développé. Ce dernier révèle que des propriétés du lubrifiant autres que la viscosité ou la masse volumique peuvent avoir une influence sur les pertes par barbotage.

L'étude des pertes par barbotage conduit également à s'intéresser à ce mode de lubrification largement employé dans les boîtes de vitesses manuelles. Actuellement, la mise au point de cette méthode de lubrification souffre d'un manque d'informations portant principalement sur les débits mis en jeu lors du phénomène de projection d'huile par les pignons en rotation. L'analyse de ces débits d'huile est conduite au moyen d'un banc d'essais développé spécifiquement. Les nombreux résultats de mesures obtenus permettent de mieux appréhender ce phénomène de projection. Un modèle analytique est finalement proposé permettant d'estimer les débits d'huile projetée pouvant être utilisé lors de la mise au point de la lubrification d'une boîte de vitesses.

MOTS-CLES : boîte de vitesses, lubrification par barbotage, pertes de puissance.

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) UMR CNRS-INSA n°5259

Directeur de thèse: CHANGENET C., VELEX P., VILLE F.

Président de jury :

Composition du jury : CHANGENET C., VELEX P., VILLE F., FILLON M., SEABRA J., DUPEUX F., JARNIAS F.