

THESE

présentée

DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

FORMATION DOCTORALE : Mécanique

ECOLE DOCTORALE : Ecole Doctorale des Sciences pour l'Ingénieur de Lyon : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

PAR :

Lionel MANIN

Ingénieur I.N.S.A. Lyon

**Modèles de comportement multiniveaux pour
la Conception Mécanique Assistée par Ordinateur : Application à la prévision du
comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages**

Soutenue le : **20 Janvier 1999**

devant la Commission d'Examen

Jury MM.

J. BRAU

Président

J.J. BARRAU

Rapporteur

J.P. PELLE

Rapporteur

J. FRENE

C. GOSSELIN

M. NUC

D. PLAY

Remerciements

Cette étude a été réalisée au sein du Laboratoire Conception et Analyse des Systèmes Mécaniques de l'I.N.S.A. de Lyon sous la direction de M. le Professeur Daniel Play directeur du laboratoire. Plus que des remerciements, c'est une très grande reconnaissance que je lui dois pour la confiance, les conseils et l'aide qu'il m'a accordés tout au long de ce travail ainsi que pour ce que j'ai pu apprendre sur les plans scientifique et humain.

Je remercie Messieurs les Professeurs Jean-Jacques Barrau de l'Université Paul Sabatier de Toulouse et Jean-Pierre Pelle de L'Ecole Normale Supérieure de Cachan d'avoir accepté la charge de rapporteur de ce travail.

Je remercie Messieurs les Professeurs Jean Frene et Jean Brau pour leur participation au jury de thèse.

Je remercie Mme Nuc, ingénieur à Eurocopter d'avoir accepté de participer au jury de cette thèse. Je tiens également à remercier Mme Anne-Marie Cazin et M. Rémi Antoniotti, ingénieurs à Eurocopter pour leur remarques pertinentes tout au long du déroulement de cette étude.

Merci, à M. le Professeur Claude Gosselin, de l'Université Laval à Québec, qui me fait l'honneur de participer au jury.

Mes remerciements s'adressent à tous les membres du laboratoire Conception et Analyse des Systèmes Mécaniques pour leur accueil et leur sympathie, et plus particulièrement aux techniciens Damien Berjoan et Patrick Soleilhac et aux secrétaires Concetta Contet et Sandrine Gonnet.

Table des matières

CHAPITRE 1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS LES TRANSMISSIONS DE PUISSANCES PAR ENGRENAGES	16
1. INTRODUCTION	16
1.1. <i>Génération et transfert de chaleur dans les transmissions de puissance par engrenages</i>	16
2. ETAT ACTUEL DES TRAVAUX SUR LES TRANSFERTS THERMIQUES DANS LES BOITES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES	19
2.1. <i>Introduction</i>	19
2.2. <i>Etudes globales</i>	19
2.2.1. Etudes globales par la méthode des éléments finis	19
2.2.2. Etudes globales par la méthode nodale.....	21
2.2.3. Etudes globales par le bilan des énergies produites et dissipées.....	23
2.2.4. Résumé sur les méthodes globales.....	24
2.3. <i>Etudes locales</i>	24
2.3.1. Etudes locales du comportement thermique d'engrenages.....	24
2.3.1.1. Etudes éléments finis de température	24
2.3.1.2. Etude par la formulation de Green.....	26
2.3.1.3. Etude du concept de " Flash Temperature ".....	27
2.3.2. Etudes locales du comportement thermique des roulements.....	28
2.3.3. Etudes locales thermiques des joints à lèvres	31
3. MODELISATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR DANS LES ELEMENTS DE TRANSMISSIONS DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES	33
3.1. <i>Roulements</i>	33
3.1.1. Génération de chaleur	33
3.1.1.1. Calcul du moment de frottement	33
3.1.2. Conduction	34
3.1.3. Convection.....	34
3.2. <i>Engrenages</i>	35
3.2.1. Source de chaleur :	35
3.2.1.1. Calcul de la puissance dissipée:.....	35
3.2.1.2. Thermique de l'interface, partage de chaleur	36
3.2.1.2.1. Modèle thermique de contact parfait.....	36
3.2.1.2.2. Modèle thermique de contact imparfait.....	37
3.2.1.3. Partage de chaleur à l'engrènement, résistances de striction :	39
3.2.2. Conduction dans les engrenages	41
3.2.3. Convection.....	41
3.2.3.1. Convection avec le lubrifiant.....	41
3.2.3.1.1. Lubrification par bain d'huile, perte de puissance par barbotage	41
3.2.3.1.2. Lubrification par jet d'huile, refroidissement par projection	43
3.2.3.2. Convection avec l'air	44
4. METHODES DE MODELISATION THERMIQUE DES TRANSMISSIONS DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES	44
4.1. <i>Méthode nodale:</i>	44
4.2. <i>La méthode des éléments finis</i>	46
4.3. <i>La méthode des différences finies</i>	47
4.3.1. Schéma explicite.....	48
4.3.2. Schéma implicite.....	48
4.4. <i>Conclusion</i>	48

CHAPITRE 2 MODELISATION THERMIQUE D'UNE BOITE GENERIQUE DE TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES.....	49
1. INTRODUCTION	49
2. MODELISATION DE LA BOITE GENERIQUE.....	49
2.1. Description du système étudié	49
2.2. Modélisation thermique par la méthode nodale.....	51
2.2.1. Principe de la modélisation.....	51
2.2.2. Modèles thermiques nodaux d'éléments de transmission de puissance par engrenages	51
2.2.2.1. Modèle thermique d'un roulement	51
2.2.2.2. Modèle thermique d'un arbre	54
2.2.2.3. Modèle thermique d'un engrenage, et de la zone d'engrènement.....	56
2.2.2.4. Modèle thermique du carter.....	59
2.2.2.5. Circuit de lubrification, réseau fluidique, refroidisseur	61
2.2.3. Assemblage des modèles thermiques, calcul de la matrice de conductance [K]	66
2.3. Mise en oeuvre informatique, Fonctionnement du code de calcul	67
2.3.1. Données d'entrée.....	67
2.3.2. Organigramme de calcul	68
2.3.3. Visualisation des résultats.....	70
2.4. Effets des conditions de fonctionnement(vitesse, couple, débits).....	71
2.5. Analyse de l'influence des termes convectifs du modèle thermique nodal d'une boîte générique sur la simulation de son comportement thermique.....	72
2.5.1. Influence, des termes convectifs au niveau des engrenages avec l'air interne à la transmission et l'huile, des résistances de contact à l'engrènement	73
2.5.1.1. Convection avec l'air interne	73
2.5.1.2. Convection avec le lubrifiant.....	74
2.5.1.3. Résistances thermiques de striction à l'engrènement.....	75
2.5.2. Convection sur les arbres.....	76
2.5.3. Influence des termes convectifs avec l'air interne et le lubrifiant au niveau des roulements.....	77
2.5.3.1. Influence des sources de chaleur dans les roulements	78
2.5.4. Influence des termes convectifs avec l'air interne, l'air ambiant et le lubrifiant sur les parois du carter	79
2.5.4.1. Influence de la convection sur les parois du carter avec l'air ambiant et l'air interne	79
2.5.4.2. Influence du ruissellement d'huile sur les parois latérales du carter	80
2.5.4.3. Comparaison de coefficients de convection avec des résultats de la littérature.....	81
2.5.5. Conclusion.....	82
CHAPITRE 3 QUALIFICATION EXPERIMENTALE DE LA MODELISATION THERMIQUE DE LA BOITE GENERIQUE	83
1. INTRODUCTION	83
2. DESCRIPTION DE L'INSTRUMENTATION DE LA BOITE GENERIQUE.....	83
2.1. Présentation de la machine.....	83
2.1.1. Mise en rotation	84
2.1.2. Mise en couple.....	84
2.1.3. Limiteurs de couple	85
2.1.4. Présentation de la trousse d'essais (boite générique) et de la boîte de sollicitation	86
2.1.5. Le circuit hydraulique.....	88
2.2. Instrumentation de la trousse d'essais	89
2.2.1. Descriptif de la trousse d'essais	89
2.2.2. Points de mesures, dispositif d'acquisition.....	90
2.2.3. Procédure d'essais	92

3. RESULTATS EXPERIMENTAUX, ET COMPARAISON AVEC LA SIMULATION NUMERIQUE	93
3.1. Conditions d'essais	93
3.2. Résultats expérimentaux	94
3.2.1. Températures des bagues de roulements, de la roue et du carter	94
3.2.2. Températures d'huile en entrée et sortie de la boîte générique.....	98
3.2.3. Flux thermique sur la paroi externe du carter	100
3.3. Conclusion	101
CHAPITRE 4 EXPLOITATION DU MODELE THERMIQUE DE LA BOITE GENERIQUE, PREVISIONS DE COMPORTEMENT	102
1. INTRODUCTION	102
2. EFFETS DE L'ARCHITECTURE GLOBALE SUR LE COMPORTEMENT THERMIQUE	102
2.1. Dimensions de la boîte de transmission de puissance.....	103
2.2. Dimensions des engrenages.....	104
2.3. Mode de lubrification	105
2.4. Paramètres de conception des engrenages.....	107
2.5. Joints frottants sur les arbres, influence sur le champ de température	108
3. MODELISATION LOCALES DES PHENOMENES A L'ENGRENNEMENT	109
3.1. Description de la modélisation locale des dentures	109
3.1.1. Discrétisation suivant la largeur de denture de la roue	109
3.1.2. Discrétisation suivant la largeur de denture du pignon	110
3.2. Effets sur le comportement thermique d'une répartition de charge non uniforme suivant la largeur de denture	111
3.3. Comparaison avec un modèle éléments finis de dent d'engrenage	113
4. SIMULATION DE CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT EN MODE DEGRADE.....	115
4.1. Défauts de lubrification, prévision du comportement	115
4.2. Couple d'entrée variable, simulation du comportement thermique.....	117
5. CONCLUSION.....	120
CONCLUSION GENERALE.....	121
BIBLIOGRAPHIE.....	123
ANNEXE A, MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR	127
1. LA CONDUCTION	127
1.1. Loi de Fourier.....	127
1.2. Résistance thermique	128
2. CONVECTION	130
2.1. Calcul du coefficient d'échange par convection "h"	130
2.1.1.1. Calcul de h	130
2.2. Convection forcée	131
2.2.1. Exemples de convection forcée :	132
2.3. Convection naturelle.....	133
2.3.1. Exemples de convection naturelle classique :	133
3. RAYONNEMENT	134
3.1. Définition	134
3.2. Facteur d'absorption et de réflexion.....	134
3.3. Calcul des échanges de chaleur par rayonnement.....	135

ANNEXE B, RESOLUTION D'UN SYSTEME D'EQUATIONS NON LINEAIRE PAR LA METHODE DE NEWTON - RAPHSON, APPLICATION A LA RESOLUTION DU PROBLEME THERMIQUE EN REGIME TRANSITOIRE.....	136
1. PRINCIPE DE LA METHODE	136
2. RESOLUTION DU PROBLEME THERMIQUE EN REGIME TRANSITOIRE	137
ANNEXE C, PLAN DE LA MACHINE.....	138

Nomenclature

a	largeur de la zone de contact de Hertz	m
b	largeur de denture	m
B	largeur des bagues d'un roulement	m
b	$= \sqrt{k\rho Cp}$ coefficient de contact thermique de l'huile	
C_m	coefficient de moment, pour le calcul du moment de frottement par barbotage	
c_1	capacité calorifique	J/kg.K
Cp	capacité calorifique	J/kg.K
$[Cp]$	matrice des capacités calorifiques	J/kg.°K
d_m	diamètre moyen du roulement	mm
D	diamètre	m
f	coefficient de frottement des surfaces de denture	
f_o	coefficient pour le calcul de M_0	
f_1	coefficient pour la calcul de M_1	
F_n	charge normale à la denture	N
$F_{i,j}$	facteur de forme pour le calcul du rayonnement entre les noeuds i,j	
g_a	longueur d'approche	m
g_f	longueur de fuite	m
$G_{i,j}$	conductance thermique entre un noeud i et un noeud j	W/°C
h	coefficient d'échange par convection	W/m ² /°C
h_v	coefficient d'échange avec le lubrifiant dans un roulement	W/m ² /°C
\bar{h}	coefficient de convection moyen	W/m ² /°C
H_c	quantité de chaleur véhiculée par conduction	W
k	conductivité thermique	W/m/°C
k_1	diffusité thermique	cm ² /s
$[K]$	matrice des conductances thermiques	W/°C
$L_{i,j}$	distance entre les noeuds i et j	m
l	demi largeur de contact de hertz	cm
L	distance entre deux points, longueur caractéristique	m
M	moment de frottement du au barbotage	N.m
m, m_o, Mo	modules des engrenages	m
M_{frot}	Moment de frottement dans les roulements	N.mm
M_0	moment de frottement indépendant de la charge	N.mm
M_1	moment de frottement dépendant de la charge	N.mm
o	débit	kg/s
m		
n	vecteur normal	
P_1	charge appliquer sur le roulement	N
P	charge radiale appliquée sur la lèvre	N
P'	pression de contact par unité de largeur pour les joints à lèvre	Pa/m
Pn	charge normale à la dent	kg
Q_{roul}	puissance dissipée dans les roulements	W
Q_e	puissance dissipée par frottement à l'engrènement	W
$\{Q\}$	vecteur source de chaleur	W
R_o, R_i	rayon interne externe d'une bague de roulement	m
R_p	résistance thermique de contact parfait	°C/W
R_t	résistance thermique de contact imparfait	°C/W

R_{cst}	résistance thermique de contact statique	°C/W
R_{cg}	résistance thermique de contact glissant	°C/W
R_c	résistance thermique de striction	°C/W
r	rayon	m
$S_{i,j}$	section offerte au passage de la chaleur entre les noeuds i,j	m ²
S	surface normale au flux de chaleur entre deux points	m ²
t_{AB}	durée de l'engrènement de deux profils de denture	s
$\{T\}$	vecteur température	°C
T	température	°C
t	temps	s
$T\mu$	travail perdu par frottement en un tour de roue	J
V_i	volume modélisé par le noeud i	m ³
v_g	vitesse de glissement relative	m/s
v_i	vitesse relative	cm/s
W	puissance dissipée par frottement au niveau des joints	W
w_{BI}	vitesse de rotation de la bague intérieure	rad/s
Z	nombre de dents d'un engrenage	

Nombre sans dimensions

Nu	nombre de Nusselt, caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi
Re	nombre de Reynolds, caractérise le régime d'écoulement du fluide
Pr	nombre de Prandtl, caractérise les propriétés thermiques du fluide
Gr	nombre de Grashof, caractérise le type de convection naturelle ou forcée

Symboles Grecs

θ_{max}	flash température	°C
ω_{roul}	vitesse de rotation de la bague intérieure du roulement	tr/min
ω_i	vitesse de rotation des engrenages	rad/s
ρ_1, ρ_2	rayon de courbure des profils en développante conjugués	m
α_i	absorptivité du corps i	
ε_i	émissivité du de la surface frontière du noeud i	
α	angle de pression des engrenages	degré
β	angle de contact des éléments roulants	degré
β	coefficient de dilatation thermique	K
Φ	coefficient de partage de chaleur	
η	viscosité dynamique du lubrifiant pour les joints à lèvres	centipoise
λ	conductivité thermique	W/m/°C
μ	coefficient de frottement	
μ	viscosité dynamique	Pa.s
ν	viscosité cinématique	mm ² /s
θ	angle définissant la hauteur d'immersion pour la lubrification par bain d'huile	rad
θ_s	différence de température entre la surface de la dent et l'huile	°C
ρ	masse volumique	kg/m ³
ξ	coordonnée vectorielle adimensionnée	

Introduction Générale

La Conception Mécanique Assistée par Ordinateur (CMAO) a pour objet de concevoir des produits en intégrant un maximum de contraintes (fonctionnement, fabrication, usage, etc. ...). Ainsi, on veut mieux prévoir le comportement du produit, on aboutit à une maquette virtuelle : ensemble de données traduisant le comportement du produit. Naturellement, une meilleure prévision du comportement a pour conséquence de réduire les temps de mise au point du produit et les essais de qualification. Dans notre travail, nous avons considéré la prévision du comportement thermique d'un système mécanique en cours de conception. Il s'agit donc bien d'un travail de modélisation pour la conception mécanique avec application des phénomènes thermiques connus et bien décrits dans la littérature. On retrouve les démarches générales proposées depuis plusieurs années qui consistent à fabriquer des modèles multiniveaux emboîtés les uns dans les autres et qui vont des bilans globaux à des descriptions locales. L'originalité du travail provenant de l'assemblage d'éléments de modélisation variés pour aboutir à la construction d'un modèle de description de comportement d'un système mécanique en cours de conception. Nous avons retenu les applications de transmission de puissance par engrenages.

Les travaux de recherche concernant l'aspect thermique des transmissions de puissance par engrenages ne sont pas aussi nombreux que ceux portant sur des études de comportement mécanique en statique et dynamique. En effet, les recherches de ces vingt dernières années étaient motivées par des problèmes de résistance mécanique, de réduction de masse et de niveau sonore, ainsi que de vibrations plus que de niveaux thermiques. La réduction de la masse des systèmes s'est faite en accord avec des critères de résistance mécanique en négligeant l'aspect thermique. Pourtant, la réduction de la masse d'un système entraîne une diminution de la capacité du système à dissiper de l'énergie et par conséquent une élévation des niveaux de températures moyennes de fonctionnement. Cette élévation de température n'est pas sans conséquence sur le comportement mécanique de transmissions de puissance par engrenages dont les caractéristiques des matériaux sont liées à la température de service. Par exemple, lorsque deux engrenages spiroconiques sont correctement montés, les sommets de leurs cônes sont coïncidants à température ambiante. Par contre, lorsque la transmission de puissance fonctionne, l'existence de gradients thermiques entre les différents organes mécaniques va produire, par l'intermédiaire de dilatations, un changement de la position relative des engrenages. Ainsi, les conditions de contact et la distribution de charges le long des dents seront modifiées.

Notre travail entre dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire CASM de l'I.N.S.A de Lyon et la société Eurocopter Marignane France. L'objectif à long terme de cette action, initiée en 1995 sous forme contractuelle, est de développer un modèle numérique de simulation du comportement thermique de Boîtes de Transmissions Principales (BTP) d'hélicoptères. Ces transmissions de puissances par engrenages, placées entre le turboréacteur et le mâât rotor supportant les pales, transmettent des puissances de l'ordre du mégawatt et sont par conséquent source de nombreuses dissipations de chaleur. Une centrale de refroidissement de l'huile de lubrification est embarquée sur l'appareil, son poids est important et nuit au rendement global de l'appareil. Ainsi, l'intérêt de développer un outil de simulation du comportement thermique est double :

- tout d'abord lors de la phase de conception d'une transmission de puissance par engrenages, l'intégration de la simulation du comportement thermique permet d'optimiser la définition du système. En effet, la connaissance des gradients de températures permet de connaître les dilatations et ainsi de dimensionner les organes mécaniques afin d'éviter toute fermeture de jeu,
- la description précise des niveaux de températures globaux de l'ensemble des éléments de la transmission permet de quantifier au plus juste la capacité de refroidissement nécessaire. Ainsi, la taille de la centrale de refroidissement est optimisée.

Une transmission principale d'hélicoptère est évidemment un mécanisme complexe, et modéliser directement le comportement thermique d'un tel système semblait peu raisonnable. C'est pourquoi avant de passer à la modélisation d'une BTP d'hélicoptère, il est apparu nécessaire de développer une approche thermique sur une transmission de puissance par engrenages dite générique qui en terme de puissance puisse refléter des conditions rencontrées sur un hélicoptère. Cette approche devant être numérique pour satisfaire les conditions de modélisation au cours de la conception et expérimentale à la fois, pour qualifier les hypothèses faites et l'ensemble des résultats numériques. C'est cette première phase qui a constitué notre travail de thèse. La boîte de transmission de puissance générique correspond à une transmission par engrenages composée de trois arbres, deux roues et un pignon, de six roulements, d'un carter cubique et d'un circuit de lubrification. Une machine d'essais a été construite autour de cette cinématique.

La première étape de ce travail, qui constitue le premier chapitre de ce mémoire, a été de faire un état de l'art des travaux traitant de l'aspect thermique de transmissions de puissance par engrenages ou des organes mécaniques qui les constituent. Cette étude bibliographique présente dans un premier temps les différentes approches globales et méthodes de modélisations thermique considérant les transmissions de puissance dans leur globalité. Les principes de modélisation sont étudiés et analysés. Ensuite, les travaux s'attachant à la modélisation du comportement thermique d'organes mécaniques spécifiques des transmissions de puissance (roulements, engrenages, joints) sont exposés. Ce travail de recensement permet d'établir une synthèse des modes de transfert de chaleur dans les éléments technologiques d'une transmission par engrenages, et de retenir les modélisations thermiques qui nous permettront de construire le modèle thermique de la boîte générique étudiée ici. Enfin, les principes des méthodes numériques de modélisation des transferts thermiques les plus fréquemment utilisées pour l'étude de systèmes mécaniques sont présentées. Ces méthodes sont la méthode nodale ou méthode des réseaux, la méthode des éléments finis appliquée au problème thermique, et la méthode des différences finies.

La deuxième étape de ce travail (chapitre 2) a consisté à développer une démarche de modélisation du comportement thermique global de transmissions de puissance par engrenages intégrant les phénomènes locaux et considérant l'ensemble des composants mécaniques du système étudié. Cette démarche est mise en oeuvre par la modélisation d'une boîte de transmission de puissance générique. Le modèle numérique devant intégrer tous les paramètres de description géométrique ainsi que les conditions de fonctionnement mécaniques du système considéré. La modélisation thermique utilise la méthode nodale qui permet d'assurer un bon niveau de finesse de description des phénomènes locaux tout en conservant un niveau global d'observation. Tout d'abord, la boîte générique servant de support à la modélisation est décrite dans sa globalité. Puis, la modélisation thermique nodale du système complet est exposée. Des modèles thermiques nodaux sont développés pour chaque classe d'éléments technologiques (roulements, arbres, engrenages, carter, système hydraulique de lubrification). Chacun de ces modèles est explicité du point de vue de la modélisation des transferts thermiques, et les conductances thermiques reliant les noeuds du modèle sont détaillées. L'objectif étant, une fois l'ensemble des modèles décrits, de les assembler afin de constituer le modèle global de la transmission de puissance. La modélisation se matérialise finalement par un système non linéaire d'équations à résoudre. La phase de description de la modélisation achevée, la mise en oeuvre informatique et le principe de résolution du système d'équations obtenu sont présentés. Ensuite, les résultats de simulations obtenus sont explicités. Le modèle thermique développé fait appel à des formulations empiriques pour la modélisation de la plupart des transferts de chaleur par convection. Ainsi, une étude de sensibilité du modèle par rapport à ses paramètres internes de convection est réalisée. L'objectif de cette étude d'influence est de quantifier l'effet d'une formulation erronée d'un échange de chaleur sur la simulation du comportement thermique du système étudié. La modélisation développée devant être qualifiée expérimentalement, une campagne d'essais a été réalisée dans ce but, elle fait l'objet du chapitre 3.

Une phase de qualification expérimentale (chapitre 3) du modèle thermique de la boîte générique a été réalisée sur une machine d'essais correspondant à la boîte générique. Dans un premier temps, la machine

d'essais est présentée au niveau de son architecture globale, de ses composants, des conditions de fonctionnement (500 kW dans la chaîne cinématique). La boîte générique est instrumentée afin de pouvoir enregistrer des signaux de montée en température ainsi que des flux en différents points fixes ou en rotation. Le positionnement des sondes de mesures ainsi que la procédure d'acquisition sont explicités. Les conditions de déroulement d'un essai sont présentées. Les résultats obtenus expérimentalement au niveau des montées en température et du flux sont comparés aux simulations correspondantes en termes de conditions de fonctionnement aux essais réalisés. Des conclusions quant à la validité du modèle développé sont faites.

Le quatrième et dernier chapitre s'intéresse à l'exploitation et à l'utilisation de l'outil de prédiction du comportement thermique. L'objectif étant de sortir du contexte machine d'essais de laboratoire, et d'envisager des applications de la simulation du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages. Le modèle de la boîte générique est exploité à différents niveaux. Tout d'abord, la prise en compte de l'aspect thermique dans la définition de l'architecture globale du mécanisme est étudiée. Les influences des paramètres géométriques globaux ainsi que des conditions de lubrification sont simulées et analysées. Dans une deuxième partie, un zoom est effectué sur la zone localisée des dentures d'engrenages. Une discrétisation nodale plus fine des dentures est développée. L'objectif est de pouvoir intégrer les effets d'une répartition de charge non uniforme suivant la largeur de denture des engrenages et d'en simuler l'impact sur le comportement thermique des engrenages et de la transmission de puissance. Enfin, des situations de fonctionnement anormales sont simulées. Ces situations concernent les défauts de lubrification des zones d'engrènement et des paliers à roulements, ainsi que des conditions de fonctionnement en termes de vitesse et de couple variables au cours du temps.

Table des matières

CHAPITRE 1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS LES TRANSMISSIONS DE PUISSANCES PAR ENGRENAGES.....	16
1. INTRODUCTION	16
1.1. <i>Génération et transfert de chaleur dans les transmissions de puissance par engrenages.....</i>	<i>16</i>
2. ETAT ACTUEL DES TRAVAUX SUR LES TRANSFERTS THERMIQUES DANS LES BOITES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES.....	19
2.1. <i>Introduction.....</i>	<i>19</i>
2.2. <i>Etudes globales</i>	<i>19</i>
2.2.1. Etudes globales par la méthode des éléments finis	19
2.2.2. Etudes globales par la méthode nodale	21
2.2.3. Etudes globales par le bilan des énergies produites et dissipées	23
2.2.4. Résumé sur les méthodes globales	24
2.3. <i>Etudes locales</i>	<i>24</i>
2.3.1. Etudes locales du comportement thermique d'engrenages	24
2.3.1.1. Etudes éléments finis de température.....	24
2.3.1.2. Etude par la formulation de Green.....	26
2.3.1.3. Etude du concept de " Flash Temperature ".....	27
2.3.2. Etudes locales du comportement thermique des roulements.....	28
2.3.3. Etudes locales thermiques des joints à lèvres.....	31
3. MODELISATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR DANS LES ELEMENTS DE TRANSMISSIONS DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES	33
3.1. <i>Roulements.....</i>	<i>33</i>
3.1.1. Génération de chaleur	33
3.1.1.1. Calcul du moment de frottement.....	33
3.1.2. Conduction.....	34
3.1.3. Convection.....	34
3.2. <i>Engrenages</i>	<i>35</i>
3.2.1. Source de chaleur :.....	35
3.2.1.1. Calcul de la puissance dissipée:.....	35
3.2.1.2. Thermique de l'interface, partage de chaleur	36
3.2.1.2.1. Modèle thermique de contact parfait	36
3.2.1.2.2. Modèle thermique de contact imparfait.....	37
3.2.1.3. Partage de chaleur à l'engrènement, résistances de striction :	39
3.2.2. Conduction dans les engrenages	41
3.2.3. Convection.....	41
3.2.3.1. Convection avec le lubrifiant.....	41
3.2.3.1.1. Lubrification par bain d'huile, perte de puissance par barbotage.....	41
3.2.3.1.2. Lubrification par jet d'huile, refroidissement par projection	43
3.2.3.2. Convection avec l'air	44
4. METHODES DE MODELISATION THERMIQUE DES TRANSMISSIONS DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES	44
4.1. <i>Méthode nodale:</i>	<i>44</i>
4.2. <i>La méthode des éléments finis</i>	<i>46</i>
4.3. <i>La méthode des différences finies</i>	<i>47</i>
4.3.1. Schéma explicite	48
4.3.2. Schéma implicite.....	48
4.4. <i>Conclusion</i>	<i>48</i>

Chapitre 1 Etude Bibliographique des Transferts Thermiques dans les Transmissions de Puissance Par Engrenages

1. Introduction

L'objectif de ce chapitre bibliographique est de faire un état de l'art des travaux et approches thermiques existants au sujet des transmissions de puissances par engrenages ainsi que de leurs composants.

Dans une première partie, une synthèse des études thermiques sur les transmissions par engrenages est présentée, en détaillant celles qui à notre sens ont le plus d'intérêt ou qui présentent une certaine originalité. Ceci, en faisant une distinction entre les études globales modélisant le système entier, et les études locales focalisant sur un composant particulier d'une transmissions de puissance.

Dans une seconde partie, les différents modes de transferts de chaleur existants au sein des transmissions de puissance et de leurs composants sont passés en revue. Cette revue est extraite de travaux existants et les différentes modélisations d'échanges de chaleur sont présentées. Chaque élément technologique d'une transmission de puissance par engrenages est analysé du point de vue thermique. Ainsi les mécanismes de génération et de transferts de chaleur au sein des roulements, des engrenages, des arbres et des joints sont étudiés. Les modélisations sont présentées et explicitées.

Enfin, les méthodes de modélisation thermique utilisées, pour les transmissions de puissance par engrenages, sont présentées et analysées. Ces méthodes sont, la méthode nodale ou méthode des réseaux et la méthode des éléments finis.

1.1. Génération et transfert de chaleur dans les transmissions de puissance par engrenages

Les transmissions de puissance par engrenages, quel que soit leur domaine (aéronautique, automobile, machine industrielle, etc. ...) sont des systèmes qui en fonctionnement dissipent de l'énergie mécanique sous forme de chaleur. Les dissipations de chaleur au sein d'une transmission de puissance sont de différentes formes (Fig. 1.3) selon les modes de lubrification du système considéré (bain d'huile, ou lubrification par jet). Le mode de lubrification par bain d'huile se retrouve dans les boîtes de vitesses automobiles (Fig. 1.2), ainsi que dans les réducteurs à engrenages de machines outils. La lubrification par jet d'huile est utilisée dans les boîtes de transmissions aéronautiques (Fig. 1.1) car le besoin de refroidissement est plus important étant donné la puissance à transmettre. Les dissipations de chaleur ont lieu dans les zones de contacts entre deux corps solides (engrènement et contact corps roulant - bagues de roulement) et entre un corps solide et l'huile de lubrification (barbotage, cisaillement d'huile). Les transferts thermiques au sein de système de transmission de puissance sont synthétisés au Tableau 1.1 en faisant un bilan des modes de transferts de chaleur entre les différents composants. Ces modes sont la conduction, la convection naturelle ou forcée, le rayonnement, le transport de masse, la dissipation de chaleur.

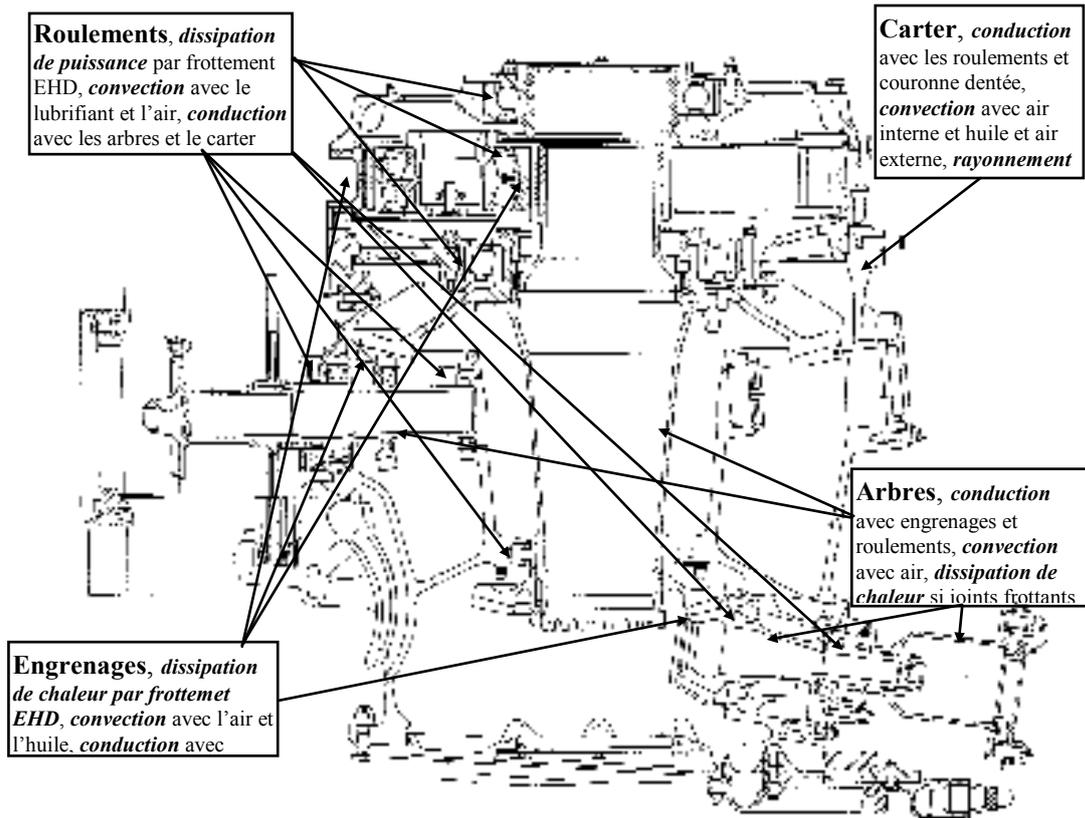


Figure 1.1 : Illustration des transferts de chaleur au sein d'une BTP d'hélicoptère

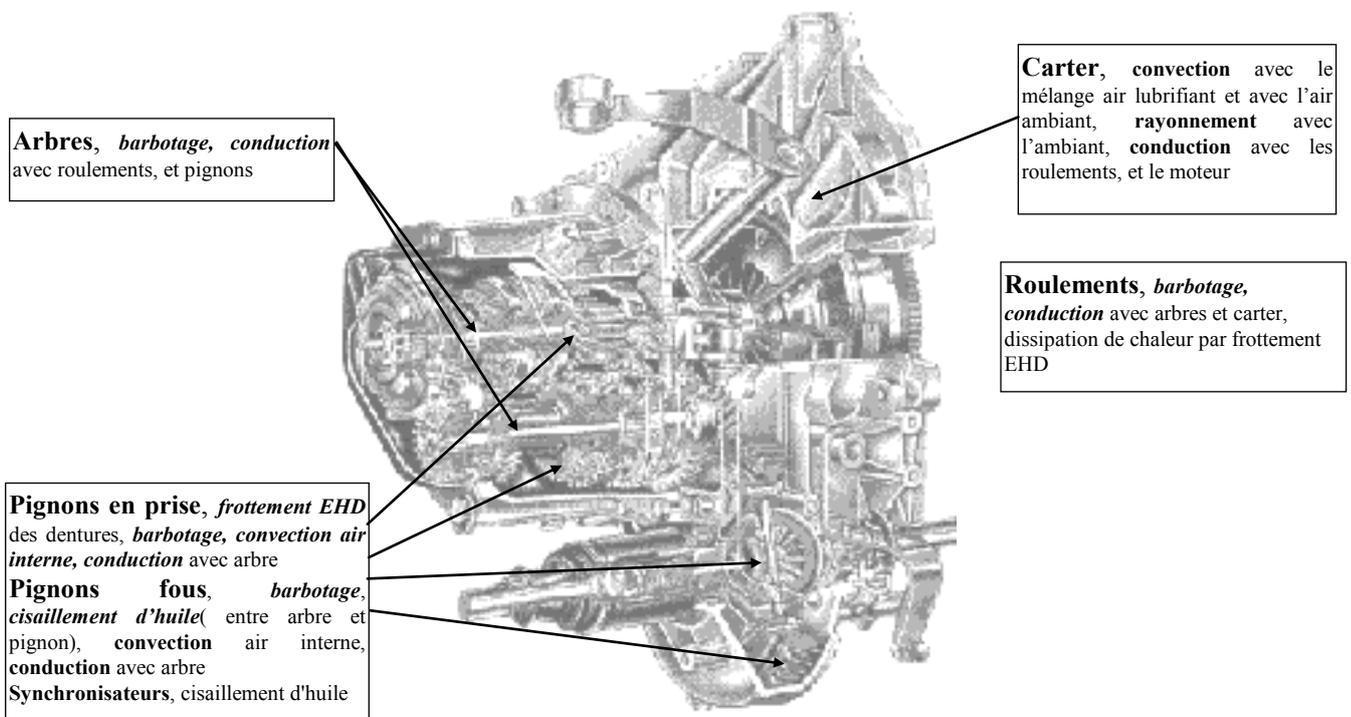


Figure 1.2 : Pertes de puissance dans une boîte de vitesses automobile

	pignons	arbres	joints	roulements	Synchro	bain d'huile	jets d'huile	carter	ambient	air
Pignons	DC	CD			CD	B	CV			CV
Arbres	CD		DC	CD	CD	B			CV	CV
Joints		DC		DC						
Roulements		CD	DC	DC		B	CV	CD		CV
Synchronisateurs	CD	CD				B+CH				CV
bain d'huile	B	B		B	B+CH	TM		CV		CV
jets d'huile	CV			CV						
Carter				CD		CV		CD	CV+R	CV
Ambiant		CV						CV+R		
Air	CV	CV		CV	CV			CV		

DC = Dissipation de chaleur, CV = convection, CD = Conduction, R = rayonnement, TM = transport de masse, B = Barbotage, CH = cisaillement d'huile.

Tableau 1.1 : Transferts thermiques entre les constituants d'une transmission de puissance par engrenages

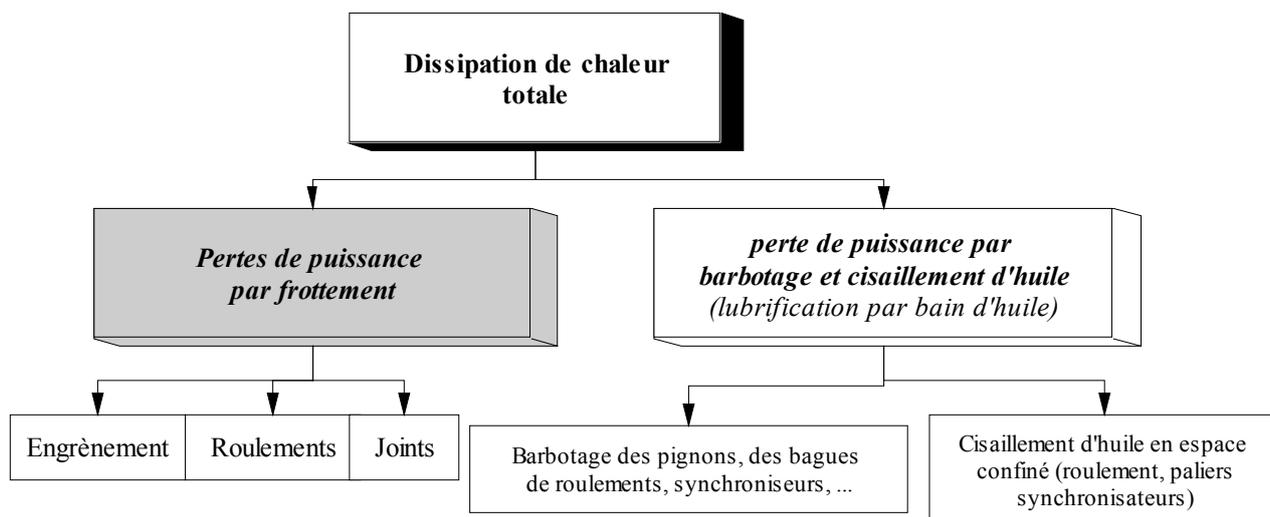


Figure 1.3 : Schématisation des pertes de puissance dans une transmission par engrenages

Des formulations utiles de transferts de chaleur types dans les transmissions de puissance par engrenages sont détaillées et explicitées en annexe. Ces formulations traitent de configurations classiques de transfert de chaleur par conduction, convection naturelle ou forcée avec différentes formes de surfaces, par rayonnement, transport de masse. Les nombres sans dimension (Re , Pr , Gr , Nu) utilisés en thermique sont explicités.

Pour résumer ce recensement en considérant un rendement global de 0.98, l'énergie dissipée dans :

- une boîte d'hélicoptère de puissance 1MW, est de 20 KW, des refroidisseurs avec circulation d'huile sont absolument nécessaires, le barbotage n'est pas à priori recherché,
- une boîte de vitesse automobile de puissance moyenne de 100 KW, est de 2 KW, le barbotage et les effets de projection d'huile sont recherchés.

Dans nos travaux nous allons principalement nous intéresser au premier cas.

2. Etat actuel des travaux sur les transferts thermiques dans les boîtes de transmission de puissance par engrenages

2.1. Introduction

Les différents travaux existants peuvent être classés en deux catégories :

- les études globales, considérant l'ensemble du système de transmission,
- les études locales s'attachant à un élément technologique du système(roulements, joints, engrenages, lubrifiant, carter...).

Les travaux présentés dans la suite sont aussi bien théoriques qu'expérimentaux. Les méthodes de modélisation sont le plus souvent la méthode nodale et la méthode des éléments finis, quelques travaux utilisent les différences finies et le bilan global des énergies produites et dissipées.

2.2. Etudes globales

Les études globales des transferts thermiques, dans les transmissions de puissance par engrenages, considèrent tous les éléments technologiques constituant le système. La taille du système à modéliser étant évidemment plus grande que pour les études locales, la finesse de discrétisation est souvent plus réduite. Cependant la relative "grossièreté" du maillage n'implique pas une mauvaise modélisation des phénomènes, mais une échelle d'observation différente, car le bilan énergétique est toujours assuré globalement. Dans les études globales existantes, on remarque trois types de méthodes de modélisation qui reflètent trois niveaux successifs d'observation différents allant des niveaux locaux au global :

- méthode des éléments finis,
- méthode nodale,
- bilan global des énergies produites et dissipées.

2.2.1. Etudes globales par la méthode des éléments finis

Dans la publication [31], les auteurs ont choisi de réaliser un modèle éléments finis complet relatif à une boîte de transmission de puissance semblable, au moins dans son principe, à celle qui sert de support à la présente étude (Fig. 1.4).

Ils ont maillé le carter par des hexaèdres et, dans les zones proches des roulements, par des tétraèdres. Le maillage a été très affiné dans cette zone pour des raisons de précision de solution, car le gradient de température est plus important qu'ailleurs. Pour les arbres et les engrenages, la même option a été choisie. Par contre les billes, ont été représentées par des éléments de poutre de volume égal au volume réel des éléments roulants. Ils utilisent enfin des conditions aux limites classiques de convection sur les surfaces libres et de flux thermique nul lorsqu'ils utilisent la symétrie de la structure pour réduire la taille de leur modèle.

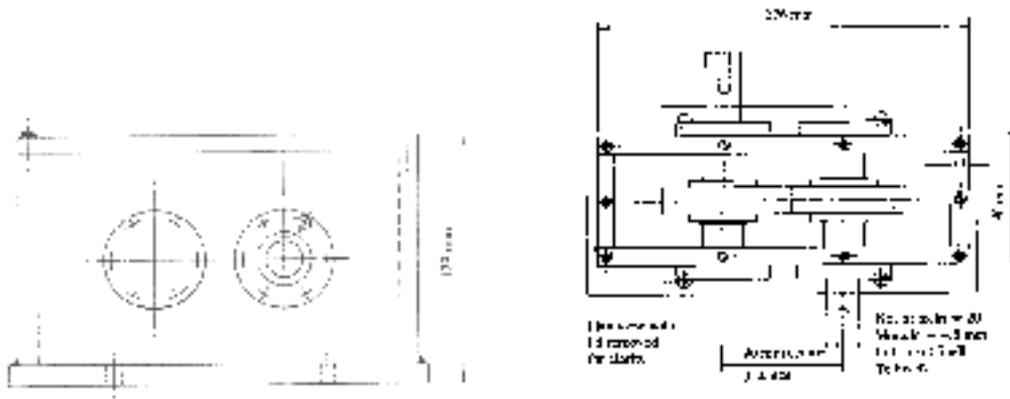


Figure 1.4 : Modèle Boîte étudiée par [Joule,31]

L'échange de chaleur, entre les engrenages, les arbres et le brouillard d'huile, est modélisé par de la convection forcée entre un disque ou un arbre en rotation dans un fluide au repos. La chaleur dissipée par frottement dans le système est introduite, aux noeuds représentant les chemins de roulement et la surface extérieure des engrenages, par l'intermédiaire de puissances.

Ce choix de modèle consiste en fait à mailler deux structures :

1. la chaîne cinématique (jusqu'aux bagues intérieures des roulements),
2. le carter et les bagues extérieures des roulements,

et à les relier par autant d'éléments poutres qu'il y a de billes dans les paliers (Fig. 1.5). Cette solution donne, si les conditions aux limites sont suffisamment précises, de bons résultats mais le système linéaire à résoudre est de très grande taille. Ceci implique donc des outils de calcul très performants et des temps de calcul relativement longs, ce qui rend le processus onéreux lorsqu'on le sort de son cadre expérimental.

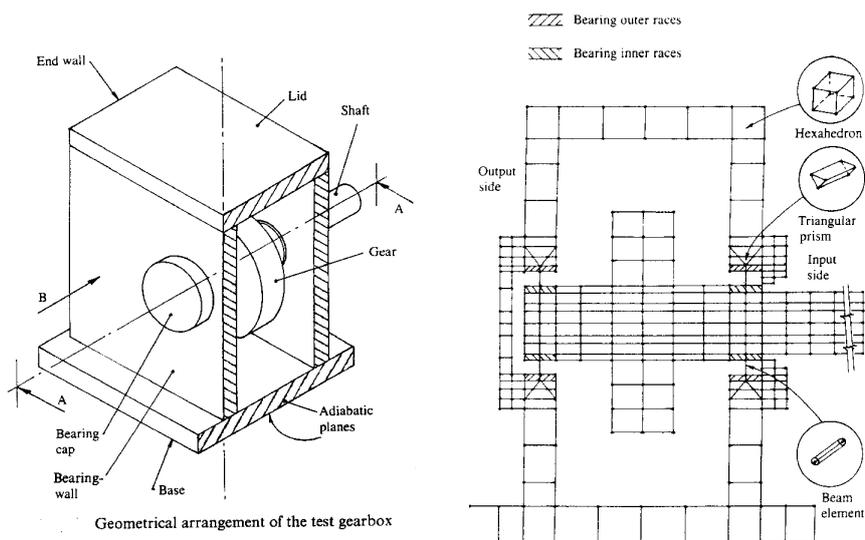


Figure 1.5 : Maillage de la boîte de [31]

Les auteurs de cette étude mettent en évidence par la corrélation moyenne entre leurs résultats numériques et expérimentaux la difficulté d'évaluer les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la boîte. De plus, la finesse d'un maillage tel que développé ici n'est pas forcément une bonne chose car cela suppose la

même finesse dans l'évaluation et l'application des conditions limites sur les éléments, ce qui n'est pas le cas.

Dans la publication [28], Howell et al. se sont concentrés sur l'étude du carter de la BTP de l'hélicoptère Boeing Vertol CH-47 et de l'influence de son échauffement sur les positions relatives des différents éléments de la cinématique engrenante. Leur étude se borne à appliquer une température uniforme à l'ensemble des noeuds du modèle et à en observer les conséquences sur les déplacements par dilatation et les contraintes générées (Fig. 1.6).

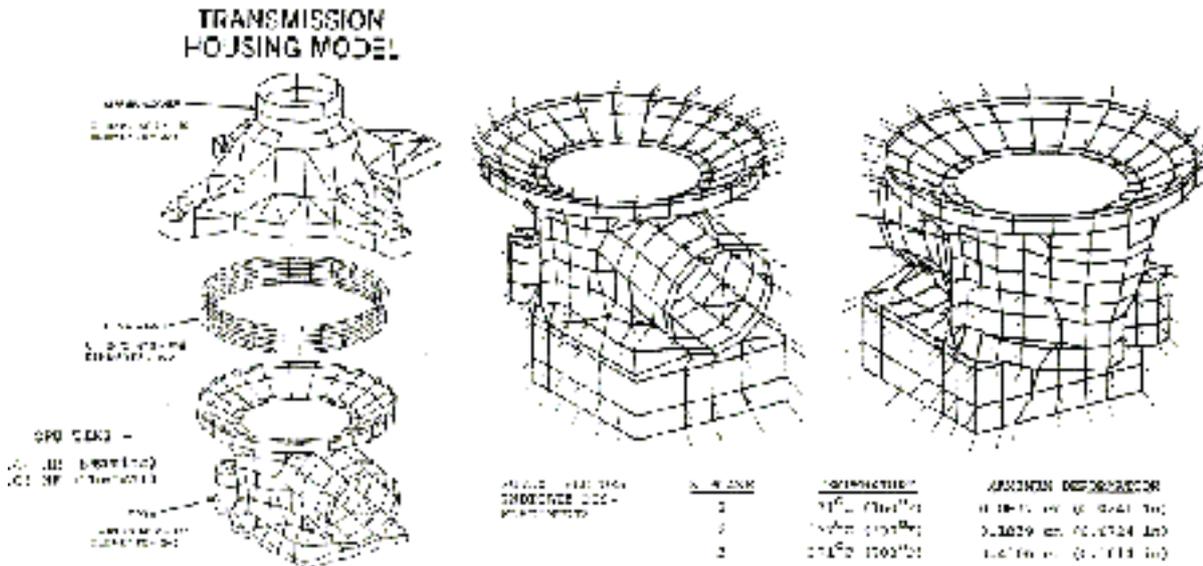


Figure 1.6 : Maillage du carter de la BTP de l'hélicoptère du Boeing CH-47 d'après [28]

Les auteurs, par leur étude, peuvent ainsi prédire, pour un champ de température appliqué à la structure maillée, les éventuels désalignements d'axes des engrenages engendrés par la dilatation du carter. Une partie expérimentale, consistant à appliquer un champ de température sur le carter et à relever les déplacements générés, a permis de valider la modélisation ($T_{max} = 371^{\circ}C$ et $T_{min} = 71^{\circ}C$).

2.2.2. Etudes globales par la méthode nodale

Les études globales par la méthode nodale sont plus nombreuses que les études par éléments finis. En effet, la taille des modèles éléments finis est rapidement mise en défaut par la capacité des ordinateurs, alors que les modèles nodaux nécessitent une capacité mémoire plus réduite. Naturellement le niveau d'analyse est plus global pour les mêmes zones d'études considérées.

Les premiers travaux de modélisation par la méthode nodale des transferts thermiques dans une boîte de transmissions de puissance par engrenages ont été réalisés par BLOK[10] en 1970. L'auteur a considéré une boîte générique (Fig. 1.7), qu'il a modélisée par un réseau thermique relativement simple dans lequel les arbres, les engrenages, et les roulements sont tous représentés par un seul noeud.

Le système différentiel obtenu à partir de ce réseau est de petite dimension et a été intégré par la méthode de Runge Kutta d'ordre 4. Les résultats obtenus avec ce modèle de calcul coïncident assez bien avec les résultats expérimentaux bien que les températures calculées soient en dessous de celles mesurées. Les températures calculées à tous les noeuds du réseau ont été portées verticalement (Fig. 1.7). La température de masse la plus élevée est celle de la zone d'engrènement, on remarquera l'effet égalisateur du bain d'huile qui court-circuite les différents noeuds du réseau. En fait, la plupart des pertes par frottement s'acheminent

à travers le bain d'huile. L'auteur a calculé que 89% des pertes par frottement à l'engrènement s'écoulent de la zone d'engrènement vers le carter s'acheminant à travers le bain d'huile, de sorte que seulement 11% sont évacuées par les pignons et les arbres.

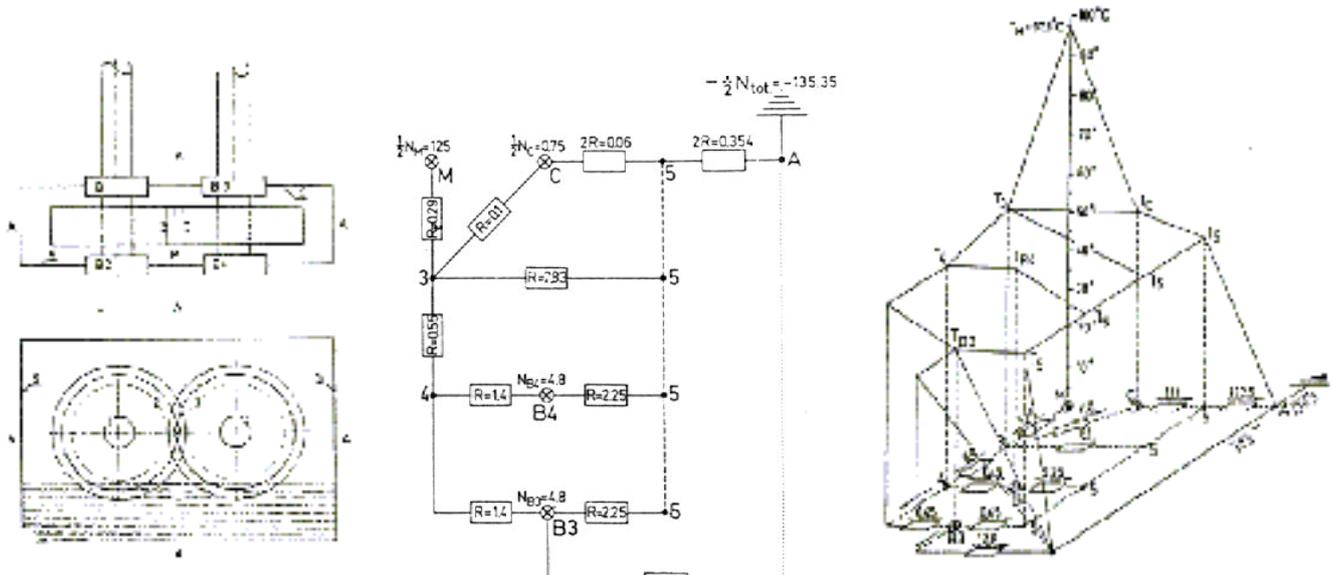


Figure 1.7 : Modèle nodal de BLOK et sa carte de température.

Ainsi pour un système ayant une géométrie peu complexe, l'utilisation de la méthode nodale se justifie pleinement. Mais, si la chaîne cinématique reste toujours relativement simple, le carter peut devenir rapidement complexe pour des matériels de haute technologie. C'est pourquoi on peut se demander si cette méthode serait alors aussi performante et aussi aisée à mettre en oeuvre. C'est ce qui a été tenté par Coe [14] et [15] sur des boîtes de transmission d'hélicoptères.

Dans [14], les auteurs ont modélisé, par la méthode nodale, la transmission de l'hélicoptère OH-58 en utilisant 55 noeuds. Dans [15], c'est celle de l'hélicoptère UH-60A qu'ils ont étudiée en utilisant cette fois 70 noeuds (Fig. 1.8). Ils utilisent dans chaque cas le même logiciel, PLANETSYS, capable de réaliser des analyses thermo-mécaniques de trains planétaires. Cet outil de calcul permet la création d'un modèle thermique nodal à 100 noeuds au maximum.

Ils montrent des résultats numériques en accord avec les résultats expérimentaux mais, malheureusement et contrairement à [10], ils n'explicitent pas les paramètres qu'ils choisissent pour le calcul des différentes résistances thermiques. En effet, ceci est très important car, si les résistances en conduction sont évidentes puisque elles ne dépendent que de la géométrie de la structure et du matériau, celles de convection sont assujetties à de nombreuses hypothèses qu'il paraît important de connaître pour juger de la validité d'un résultat. Cependant, les auteurs ont rassemblé dans des tableaux les valeurs des principaux coefficients d'échange par convection entre les différents éléments mécaniques et leur environnement fluide. Ceci pourra ultérieurement servir de base de comparaison. Les modélisations des circuits de lubrification de chacune des deux transmissions sont précises, et décrivent les conditions réelles de circulation du lubrifiant.

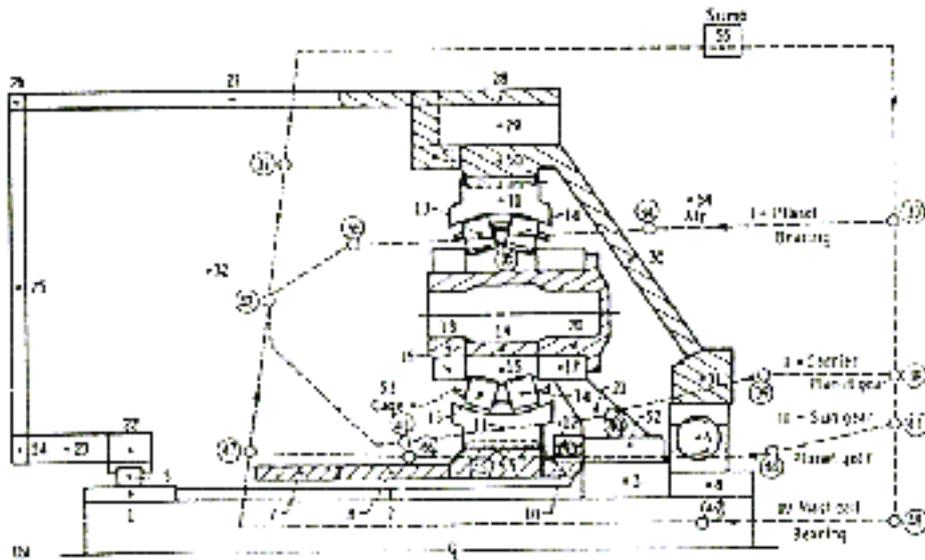
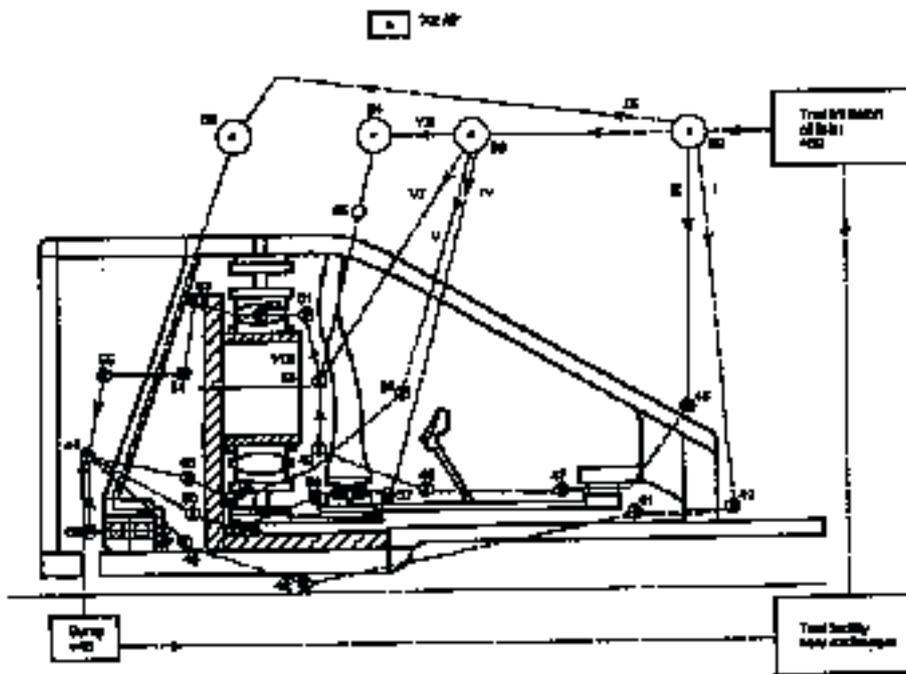


Figure 1.8 : Modélisations nodales de boîtes de transmission de puissance d'hélicoptères, NASA 1984, 1989



2.2.3. Etudes globales par le bilan des énergies produites et dissipées

Cette méthode correspond au niveau le plus global d'observation des phénomènes thermiques dans une transmission de puissance par engrenages. Par un bilan des différentes quantités d'énergie produites et dissipées, les Hohn [26] et Terauchi [49] définissent une méthodologie permettant de prédire l'évolution en température des engrenages et du bain d'huile d'une boîte de transmission de puissance (Fig. 1.9). Cependant la température de fonctionnement de tous les organes mécaniques de la transmission ne peut être atteinte. Cette méthode est donc rapidement mise en défaut lorsqu'on veut affiner la description des phénomènes.

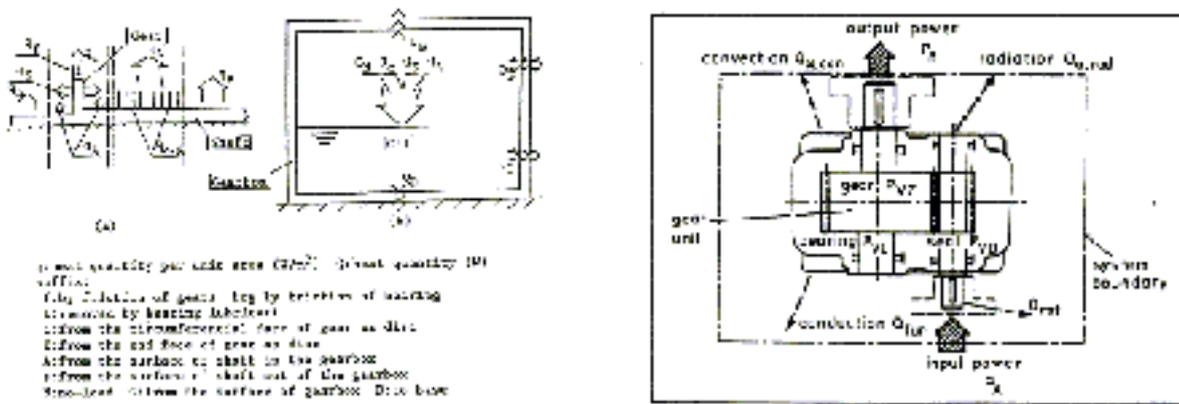


Figure 1.9 : Modélisation globale

2.2.4. Résumé sur les méthodes globales

- bilan énergétique global assuré,
- niveau thermique moyen connu,
- sens des écoulements de chaleur observé.

On peut remarquer qu'il faut toujours estimer des valeurs de coefficients d'échange et qu'un recalage expérimental est nécessaire. Par ailleurs, tous les phénomènes locaux dans les modélisations existantes sont évidemment lissés.

2.3. Etudes locales

Les études thermiques locales de transmission de puissance par engrenages se concentrent sur un élément technologique particulier, ou sur un phénomène mécanique spécifique (contact entre denture, projection d'huile, partage de chaleur générée à l'interface de deux corps frottants, ...). Ces études concernent essentiellement les engrenages, les joints, les roulements c'est-à-dire des composants dissipant de la chaleur au cours de leur fonctionnement.

2.3.1. Etudes locales du comportement thermique d'engrenages.

2.3.1.1. Etudes éléments finis de température

Les différents travaux existants, à notre connaissance, s'intéressent plus particulièrement à la température que peut atteindre la surface des engrenages en fonctionnement. Ils ont pour base le concept de "Flash temperature" défini par BLOK [9], et la théorie du contact de Hertz. Les différents auteurs [39,19,52] considèrent un secteur angulaire représentant une dent pour leur analyse par éléments finis.

Les premiers travaux [39] se sont intéressés à la température de masse d'une roue, en considérant un secteur angulaire de celle-ci (Fig. 1.10). Les auteurs font l'hypothèse que le temps nécessaire à une rotation de la roue est très inférieur au temps nécessaire à un changement de température. Ainsi, ils supposent que la répartition de température est la même pour chaque dent. De plus, leur modèle par éléments finis est bidimensionnel.

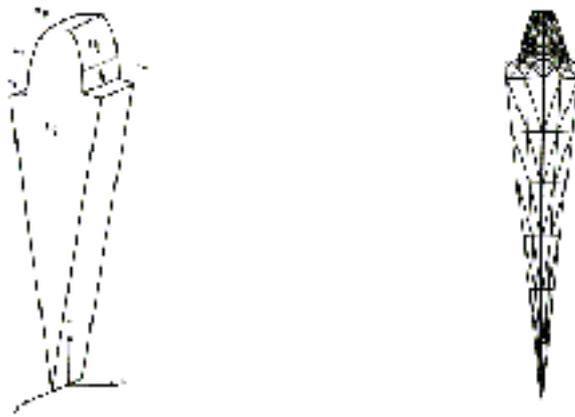


Figure 1.10 : Maillage 2D d'un secteur d'engrenage avec 108 noeuds et 170 éléments 108 , zones d'échange par convection

Les auteurs ont défini des conditions limites différentes suivant la surface d'échange considérée (Fig. 1.10). La génération de chaleur est la conséquence du glissement relatif des surfaces de dentures en contact; elle est introduite sur les noeuds correspondant au profil actif de la dent. Son calcul est réalisé à partir des formules de HENRIOT [25]. Les auteurs ont trouvé que, en dehors de la zone correspondant à la dent, la température est uniforme dans la direction circonférencielle (Fig. 1.11).



Figure 1.11 : Représentation des isothermes pour un secteur d'engrenage d'après [39]

Les travaux de Handschuh [21,22] s'intéressent à la température de surface d'engrenages spiroconiques. Les auteurs ont développé une méthode d'analyse par éléments finis 3D de comportement thermique d'engrenage spiroconique (Fig. 1.12) au cours de la phase d'engrènement. Le contact à la surface de l'engrenage est calculé en combinant l'analyse de contact entre denture et la théorie de Hertz en trois dimensions. De cette analyse, les auteurs déduisent la taille de l'aire de contact ainsi que la pression maximum appliquée sur la dent. La génération de chaleur au contact durant la phase d'engrènement est déterminée comme une fonction de la charge appliquée, de la vitesse de glissement et du coefficient de frottement. Chacun de ces facteurs est considéré comme variant étant donné que le point de contact se déplace. Les auteurs mettent en évidence par leurs résultats des températures de surface élevées par rapport à la température de masse de l'engrenage. Pour le calcul du coefficient d'échange par convection entre le

flanc actif de la dent et le fluide environnant constitué d'un mélange air - huile, la face active de la dent est assimilée à une plaque plane en mouvement, à la vitesse linéaire sur le rayon primitif, dans un fluide au repos. Tout d'abord la proportion du mélange air lubrifiant est calculée afin de déterminer les propriétés du mélange pour le calcul des nombres sans dimension de Prandtl et Reynolds. Puis le coefficient d'échange par convection est déduit du nombre de Nusselt calculé par une formulation empirique à partir des deux nombres sans dimension précédents. La relative grossièreté de la modélisation de l'échange par convection est assez surprenante en regard de la finesse du maillage développé.

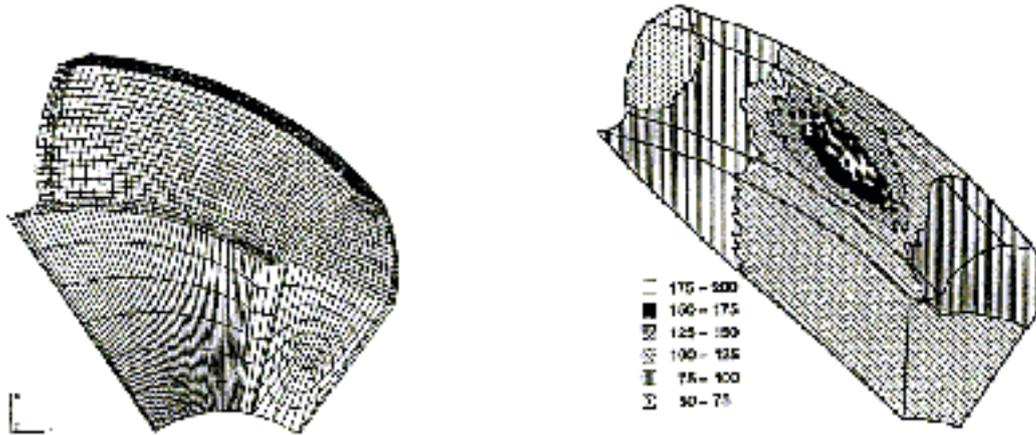


Figure 1.12: Maillage élément fini d'un pignon spiroconique d'après Handschuh [21,22], carte de température à un instant de la période d'engrènement (20250 éléments isoparamétriques)

2.3.1.2. Etude par la formulation de Green

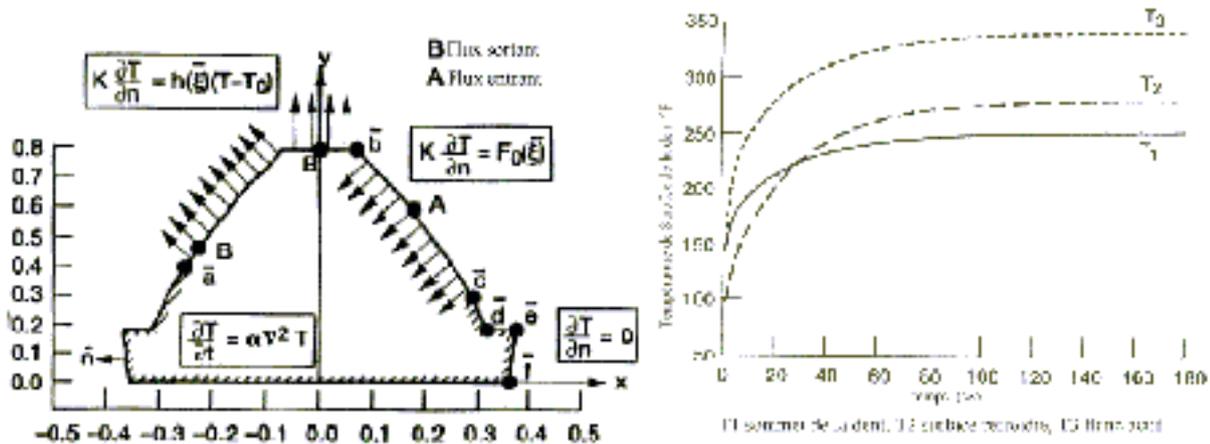


Figure 1.13 : Modèle thermique développé par Koshigoe et al. [34], simulation de montée en température

Les auteurs de cette récente étude [34] ont développé une technique originale de prédiction de la température des surfaces d'une dent d'engrènement en utilisant la fonction de Green. L'état de température du système est régi par la loi de Fourier : $\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T$, où α est la diffusivité thermique. Les conditions limites apparaissent sur le dessin de la dent modélisée (Fig. 1.13). Elles traduisent la convection avec le lubrifiant où l'air pour les flux sortant, et le flux de chaleur générée par frottement entrant dans la dent, ou

encore la symétrie avec la dent voisine. Ceci, avec $\bar{\xi}$ coordonnées vectorielle sur la frontière de la dent, K conductivité thermique, n vecteur sortant normal à la frontière, h coefficient d'échange, T_c température de l'huile de refroidissement et F_o flux dissipé rentrant dans la dent à l'instant t de l'engrènement. Plutôt que de résoudre les équations directement, en utilisant aussi bien la méthode des éléments finis que celle des différences finies, les auteurs développent ici une méthode utilisant la fonction de Green réduisant le problème à deux dimensions à une seule dimension.

Le flux de chaleur généré par frottement est introduit sur le flanc actif de la dent, il est fonction du rayon de courbure à la position instantanée d'engrènement t . L'échange de chaleur par convection avec le lubrifiant est modélisé avec un coefficient d'échange constant calculé depuis les travaux exposés par El-Bayoumy [19] et Winter [54] avec une température d'huile fixée. La fonction de dissipation de chaleur à l'engrènement est fonction de la cinématique exacte du point de contact sur le profil actif de la denture. Ainsi, les auteurs déterminent les températures stationnaires et transitoires des différentes surfaces de la dent. Cette méthode présente l'avantage d'être très rapide en temps de calcul, par contre elle s'applique à un domaine très localisé.

2.3.1.3. Etude du concept de " Flash Temperature "

Le concept de " Flash temperature " a été défini initialement par BLOK [9], puis les travaux de Tobe [51] ont approfondi le sujet. Les auteurs de [51] se sont intéressés à la température "éclair" en surface d'un engrènement. Pour cela, ils modélisent la source de chaleur, due au glissement relatif des dentures en contact, par une source en mouvement le long d'un axe x (représentant l'arc de conduite) (Fig. 1.14).

Les auteurs expriment la quantité de chaleur générée à l'engrènement par le produit de la contrainte élastique de Hertz $p(x)$, la vitesse de glissement V_g et le coefficient de frottement μ . Les auteurs montrent par leurs résultats que la température des surfaces de dentures lors de la période d'engrènement est très supérieure à la température de masse des engrènements.

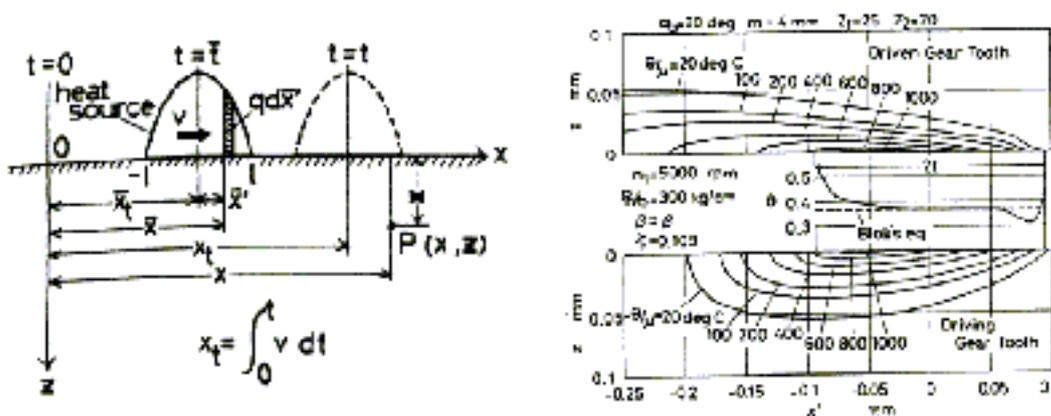


Figure 1.14 : Modélisation de la génération de chaleur, isothermes des roues menante et menée d'après les travaux de [51]

Les auteurs expriment la température " Flash " par :

$$\theta_{\max} = \mu \frac{6}{5} \sqrt{\frac{3}{2\pi}} \frac{\phi}{J} \frac{(P_n/b)v_g}{\rho_1 c_1 \sqrt{k_1 v_1 l}}$$

avec P_n charge normale à la dent (kg), b largeur de denture (cm), v_g vitesse de glissement relative (cm/s), $J=42700$ kg.cm/kcal, ρ_1 masse volumique de la roue menée (kg/cm³), c_1 capacité calorifique du

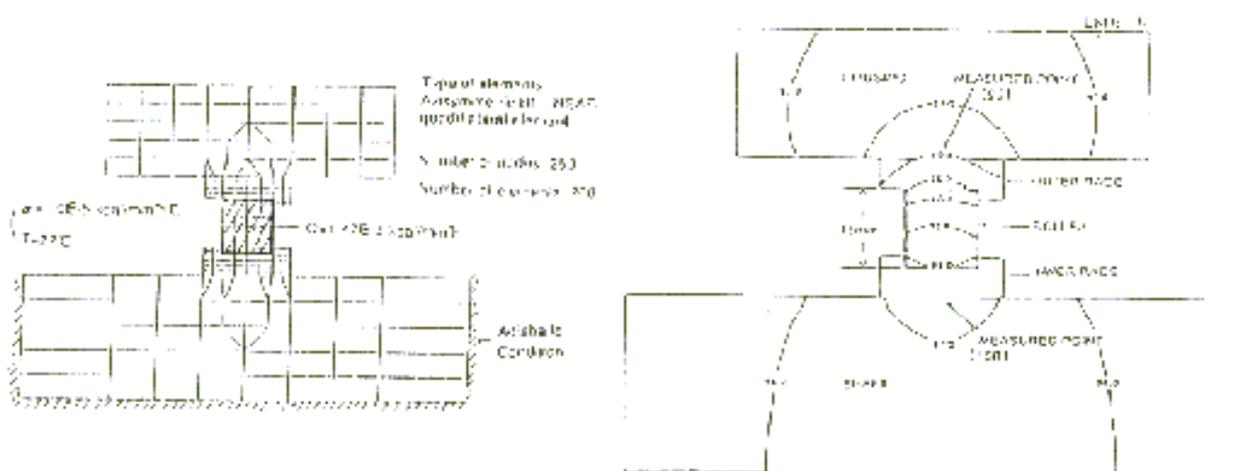


Figure 1.18 : Maillage par éléments finis d'un roulement d'après Satoshi [45]

Dans [12], Bourouga et al. recherchent expérimentalement, à partir de l'étude du contact thermique roulant, la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux. Ils modélisent le comportement thermique du roulement en appliquant l'équation de la chaleur dans un milieu continu. Leurs résultats expérimentaux mettent en évidence que plus la vitesse de rotation est élevée, moins la conductance de transport par roulement dépend de la position angulaire (Fig. 19). La vitesse de rotation la plus élevée dans leurs essais est de 800 tr/mn.

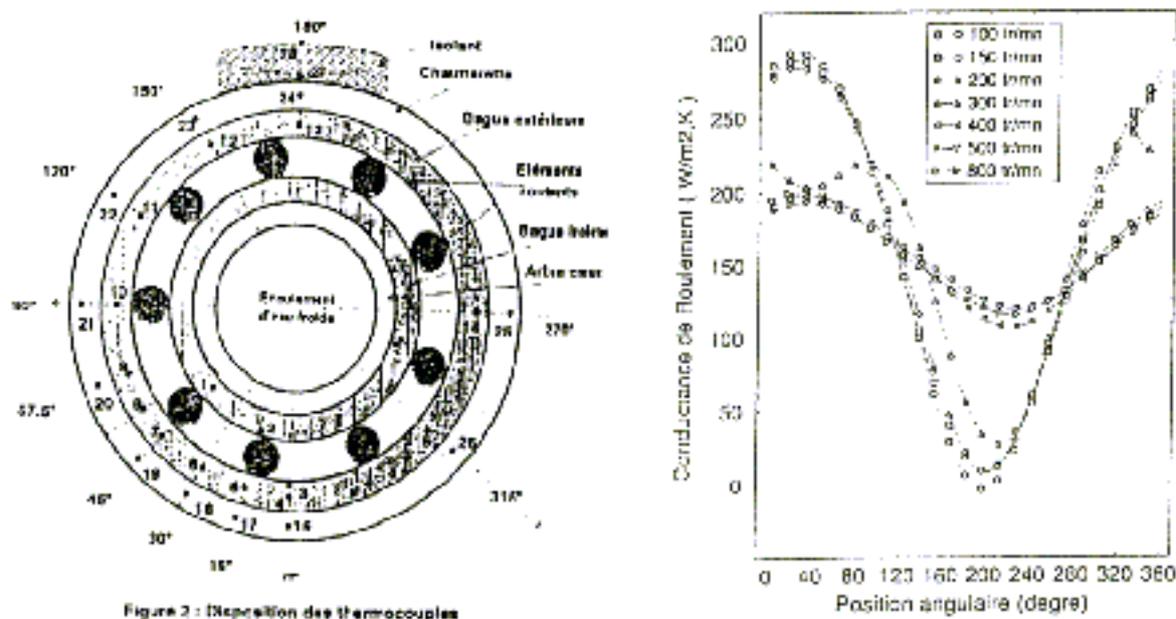


Figure 2 : Disposition des thermocouples

Figure 1.19 : Dispositif expérimental et résultats de [12]

2.3.3. Etudes locales thermiques des joints à lèvres

Les pertes par frottement dans les joints d'étanchéité fournissent des renseignements relatifs à la lubrification dans la zone de contact lèvre - arbre, aux températures atteintes et à l'efficacité de l'étanchéité. La dissipation d'énergie, due aux pertes par frottement, peut être observée soit à travers le couple résistant sur l'arbre, soit par l'augmentation de température du joint et de son environnement, ces deux quantités étant liées. La chaleur générée peut être calculée à partir du produit du couple résistant sur l'arbre et de la vitesse de rotation de l'arbre.

Pour des surfaces bien lubrifiées, le coefficient de frottement μ est relié, à la viscosité du lubrifiant η , à la vitesse de glissement v et à la pression de contact par unité de largeur P' , par une équation due à Rusch et Sanderson[44] de la forme:

$$\mu = \varphi \left(\frac{\eta \cdot v}{P'} \right)^n$$

où φ et n sont des constantes déterminées expérimentalement, et la quantité sans dimension $\left(\frac{\eta \cdot v}{P'} \right)$ est appelée "nombre de lubrification". Le paramètre n est fonction du taux de cisaillement du fluide et la nature de son écoulement dans la zone de contact (en général $1/3 < n < 1/2$). φ reflète la rugosité de surface.

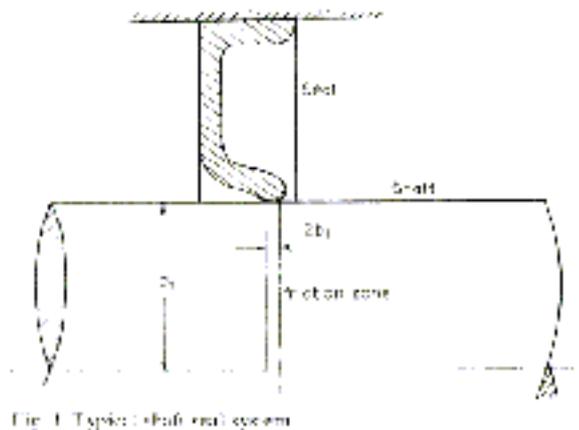


Figure 1.20 : Schéma d'un joint à lèvre

Pour un joint à lèvre monté sur un arbre tournant, μ peut être défini par $(Q/r.P)$ où Q est le couple de frottement sur l'arbre, r est le rayon de l'arbre et P est la charge radiale appliquée sur la lèvre. La vitesse de glissement peut être prise égale à $(2\pi r N)$ avec N vitesse de rotation (tr/s). Ainsi, on peut calculer la puissance dissipée à partir de $W=Q*N$:

$$W = \varphi (P \cdot r \cdot N) \left(\frac{r \cdot N \cdot \eta \cdot s}{P} \right)^n$$

où s est la largeur du contact de la lèvre sur l'arbre, et la valeur $(2\pi)^n$ est intégrée dans la constante expérimentale φ .

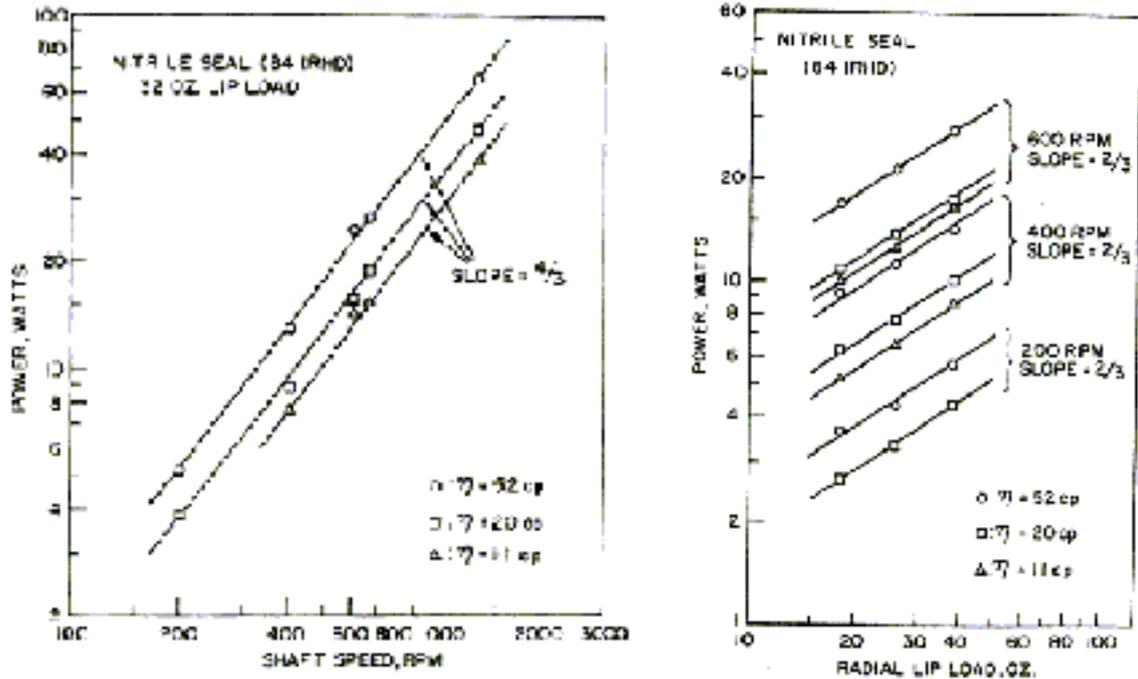


Figure 1.21 : Variation de la puissance dissipée dans un joint Rush et Sanderson [44]

Dans le cas de contact non lubrifié, $n=0$ et l'expression de la puissance dissipée se réduit à: $W = \mu_d(P.r.n)$ où μ_d représente le coefficient de frottement sec. Ces modèles de calculs ont été validés expérimentalement (Fig. 1.21) par Rusch et Sanderson[44].

Dans [18], Dimaragonas a étudié la répartition ϕ de chaleur générée à l'interface joint arbre en faisant l'hypothèse que la chaleur passe par conduction dans l'arbre et dans le joint. Ils ont établi un modèle permettant de calculer la température "éclair" sur la surface de contact sur le même principe que l'analyse de BLOK.

$$\phi = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{k_1.r.R_1}{2.b_1.k_2.R_2} \quad T_{\text{éclair}} = \frac{Q}{r.k_1.R_1 + 2.b_1.k_2.R_2}$$

Où, r est le rayon de l'arbre, k_1 et k_2 sont les conductivités de l'arbre et du joint, R_1 et R_2 sont les quantités sans dimension dépendantes de la géométrie, Q est la quantité de chaleur produite, $2b_1$ est la largeur de la bande de contact.

3. Modélisation des transferts de chaleur dans les éléments de transmissions de puissance par engrenages

3.1. Roulements

La température de fonctionnement d'un roulement est fonction de plusieurs éléments :

- force de chargement,
- vitesse de rotation,
- couple de frottement interne,
- type de lubrifiant et viscosité,
- montage et environnement du roulement.

Le transfert de chaleur à l'intérieur d'un roulement s'effectue essentiellement par conduction. Le lubrifiant échange de la chaleur avec le roulement par convection. Le frottement interne du roulement entre les éléments roulants et les bagues génère de la chaleur qui conditionne la température de fonctionnement du roulement. Enfin, le roulement transfère de l'énergie par convection avec son environnement fluide (air et lubrifiant), et par conduction avec son environnement solide (carter, arbre, pignon).

3.1.1. Génération de chaleur

La quantité de chaleur générée à l'intérieur d'un roulement en fonctionnement s'exprime par le produit de la vitesse de rotation par le couple de frottement :

$$Q_{roul} = \omega_{roul} * M_{frot}$$

3.1.1.1. Calcul du moment de frottement

Le moment de frottement M_{frot} se décompose selon Harris [23] en un moment indépendant de la charge M_o , et un moment M_1 fonction de la charge, $M_{frot} = M_o + M_1$:

$$\begin{cases} M_o = 10^{-7} f_o (v\omega_{roul})^{2/3} d_m^3 & \text{---} > (v\omega_{roul}) \geq 2000 \\ M_o = 160 * 10^{-7} f_o d_m^3 & \text{---} > (v\omega_{roul}) < 2000 \end{cases} \text{ et } M_1 = f_1 * P_1^a * d_m^b, \text{ avec}$$

d_m = diamètre moyen du roulement, mm

f_o = facteur dépendant du type de roulement et du mode de lubrification (bain d'huile, jet),

ω_{roul} = vitesse de rotation du roulement, tr/min

v = viscosité cinématique du lubrifiant à la température de fonctionnement, mm²/s

f_1 = facteur dépendant de la charge appliquée et du type de roulement,

P_1 = charge déterminant le moment de frottement, fonction des charges radiale F_r et axiale F_a ,
N

a, b = exposants dépendant du type de roulement

où a, b, f_0 et f_1 sont des coefficients qui dépendent du type de roulement et de la charge appliquée. Les valeurs de ces coefficients sont fournies par les constructeurs. A titre indicatif, un roulement à rotule sur rouleaux tournant à 2000 tr/min, lubrifié par jet d'huile et supportant une charge radiale de 5740 N avec une viscosité cinématique du lubrifiant de 2.6 mm²/s et un diamètre moyen de 60 mm va dissiper une quantité de chaleur $Q=40$ Watts ($M_0 = 74$ N.mm et $M_1 = 117$ N.mm).

3.1.2. Conduction

La conduction est le mode de transfert de chaleur au sein des bagues du roulement, et entre le roulement et son environnement solide. La quantité de chaleur véhiculée par conduction dans un solide d'un point (1) à un point (2) peut être décrite par:

$$H_c = \frac{kS}{L}(T_1 - T_2)$$

S est la surface normale au flux de chaleur entre les deux points, L est la distance séparant les points (1) et (2), k est la conductivité du matériau. Si on considère la conduction dans la direction radiale pour une structure cylindrique telle que les bagues intérieure et extérieure d'un roulement, la quantité de chaleur véhiculée s'exprime par:

$$H_c = \frac{2\pi \cdot k \cdot B(T_i - T_o)}{\ln(R_o/R_i)}$$

où B représente la largeur de la structure annulaire, R_o et R_i sont les rayons externe et interne de la structure.

3.1.3. Convection

Le transfert de chaleur par convection entre le roulement et le lubrifiant, ou entre le roulement et l'air environnant est difficile à quantifier. Pour le transfert de chaleur entre le lubrifiant et le roulement, dans le cas de lubrification par jet, le coefficient d'échange par convection peut être approximé correctement (d'après SKF industries[48]) par :

$$h_v = 0.0986 \cdot \lambda \cdot \text{Pr}^{1/3} \left\{ \frac{w_{BI}}{\nu} \left(1 - \frac{D_{rouleau} \cdot \cos \beta}{d_m} \right) \right\}^{1/2}$$

où λ représente la conductivité du lubrifiant, w_{BI} la vitesse de rotation de la bague intérieure, ν la viscosité cinématique du lubrifiant, d_m le diamètre moyen du roulement, β l'angle de contact des éléments roulant, toutes ces grandeurs étant exprimées en unités SI. La surface d'échange est $S_v = \pi \cdot d_m \cdot B$. En ce qui concerne l'échange par convection entre l'air et le roulement, on considère un disque de rayon R en rotation avec une vitesse ω ou non dans un fluide au repos. Ainsi le coefficient d'échange par convection moyen \bar{h} est donné à partir du nombre de Nusselt par :

- si $\text{Re}_R = \frac{\omega R^2}{\nu} < 2.5 \cdot 10^5$ la couche limite sur le disque est laminaire, $\bar{h} = \frac{Nu \cdot \lambda}{R} = \frac{\lambda}{R} 0.4 \cdot \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_R^{1/2}$

- si $\text{Re}_R = \frac{\omega R^2}{\nu} > 2.5 \cdot 10^5$ la couche limite sur le disque est turbulente,

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot \lambda}{R} = \frac{\lambda}{R} 0.015 \text{Re}_R^{0.8} - 55500 \text{Re}_R^{-1/2}$$

Il est important de considérer le type de montage du roulement afin de faire un bilan des surfaces en contact avec le lubrifiant et l'air.

3.2. Engrenages

Les engrenages sont les organes mécaniques qui permettent de transmettre la puissance. Du point de vue thermique, l'engrènement est caractérisé par une dissipation de chaleur importante qui est fonction du chargement mécanique et de la vitesse de rotation. Le transfert de chaleur au sein d'un pignon ou d'une roue, et du pignon vers l'arbre le supportant, se fait par conduction. Au niveau de la zone d'engrènement, la section offerte au passage de la chaleur est très petite et égale à l'aire de zone de contact de Hertz. Le transfert de chaleur avec le lubrifiant et l'air environnant se fait par convection.

3.2.1. Source de chaleur :

La dissipation de chaleur au niveau de l'engrènement résulte de la combinaison du frottement et du glissement des dentures pendant la rotation du pignon et de la roue. Nous développerons le calcul de la puissance dissipée à l'engrènement("Traité théorique et pratique de l'engrenage", Henriot [25]) ainsi que le partage de la chaleur générée entre le pignon et la roue par le calcul de résistances thermiques de striction(Théorie de BLOK [10]). De plus, une étude des différentes modélisations thermiques possibles du partage de chaleur à l'interface de deux solides est présentée.

3.2.1.1. Calcul de la puissance dissipée:

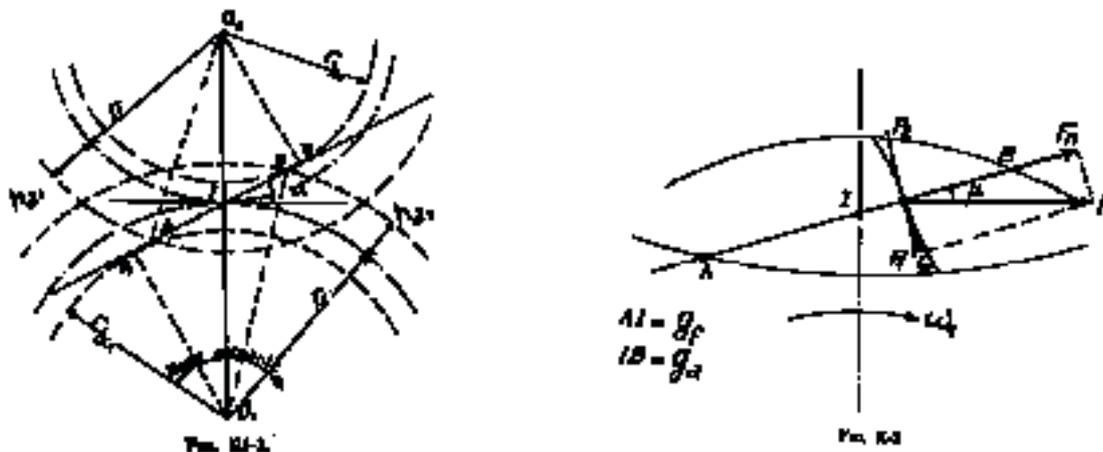


Figure 1.22 : Schématisation de l'engrènement

Le travail perdu par frottement pendant un tour de roue(2) est donné par :

$$T\mu = \pi r_2 F_n f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{g_f + g_a} \text{ (J), avec}$$

$$g_a = \sqrt{(r_1 + ha_1)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} - r_1 \sin \alpha, \text{ arc d'approche (m),}$$

$$g_f = \sqrt{(r_2 + ha_2)^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - r_2 \sin \alpha, \text{ arc de fuite (m),}$$

f = coefficient de frottement des dentures, F_n = charge normale(N) (*Couple*/ $r_1 \cos \alpha$).

La puissance dissipée à l'engrènement est alors:

$$Q_e = T\mu / (2\pi/\omega_2) \text{ en Watts}$$

3.2.1.2. Thermique de l'interface, partage de chaleur

Les phénomènes thermiques dans la zone très localisée de contact des dentures (environ 0.01 mm) sont assez complexes et difficiles à appréhender. En effet, la chaleur générée à l'interface des dents est en grande partie évacuée par conduction dans les deux corps engrenants. Or, la section offerte au passage de la chaleur, qui correspond la surface de contact (théorie de Hertz), est très petite et crée un étranglement du flux de chaleur. Il en résulte un saut de température entre la surface de la dent et le corps de l'engrenage. Il existe deux types de modèles thermiques du contact : le modèle thermique avec contact parfait, et le modèle thermique avec contact imparfait.

3.2.1.2.1. Modèle thermique de contact parfait

La température maximale atteinte dans le contact est à l'origine de transformations physico-chimiques pouvant induire des dégradations de l'état de surface et, par suite, de leur comportement tribologique. L'objectif des premières études a donc été de déterminer ces températures.

Blok [8], puis Jaeger [29] ont proposé le concept de "Flash Température" en considérant un solide semi-infini soumis à une source thermique en mouvement. A partir de l'équation de la chaleur, ces auteurs ont déterminé le profil de température, à la surface du solide en régime permanent, dont la valeur maximale est appelée température flash. Cette approche est applicable dans le cas où la pression de contact est telle que la surface réelle de contact est égale à la surface apparente(ou géométrique) de contact.

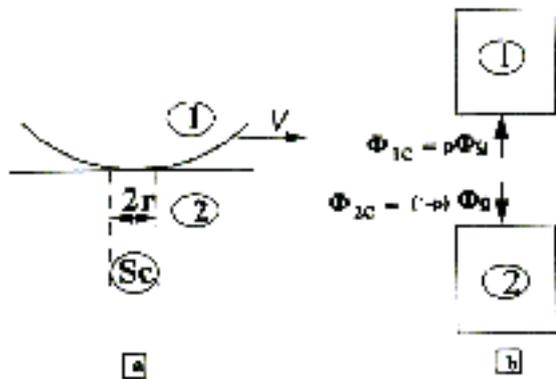


Figure 1.23 : Modèle thermique du contact parfait, introduction du coefficient de partage p .

Pour cette approche, le principal problème est de déterminer la quantité de flux qui entre dans chacun des solides en contact. Achard [1] a déterminé cette fraction p de telle façon que les températures moyennes des deux surfaces en contact soient identiques, c'est l'hypothèse du contact thermique parfait. Les solides sont modélisés indépendamment l'un de l'autre et sont couplés par l'intermédiaire du coefficient de partage du flux généré ϕ_g (Fig. 1.23). Ce coefficient de partage s'exprime d'après Blok pour deux solides en contact et en mouvement relatif :

$$p = \frac{\rho_1 \cdot Cp_1 \cdot \sqrt{k_1 v_1}}{\rho_2 \cdot Cp_2 \cdot \sqrt{k_2 v_2} + \rho_1 \cdot Cp_1 \cdot \sqrt{k_1 v_1}} \text{ où } v_1 \text{ et } v_2 \text{ sont les vitesses des corps 1 et 2.}$$

3.2.1.2.2. Modèle thermique de contact imparfait

Dans la réalité, en raison de l'irrégularité des surfaces en présence, la surface de contact réelle n'est toujours qu'une fraction de la surface apparente. Entre les zones de contact subsiste un milieu interstitiel qui étant donné sa mauvaise conductivité constitue un frein au passage de la chaleur. Celle-ci converge vers les zones de contact, ce qui provoque un allongement des lignes de flux (Fig. 1.24) et une constriction des tubes de flux qui sont responsables de la résistance de contact. On suppose que les contacts sont petits mais que les hypothèses des milieux continus et celle de la température sont toujours applicables.

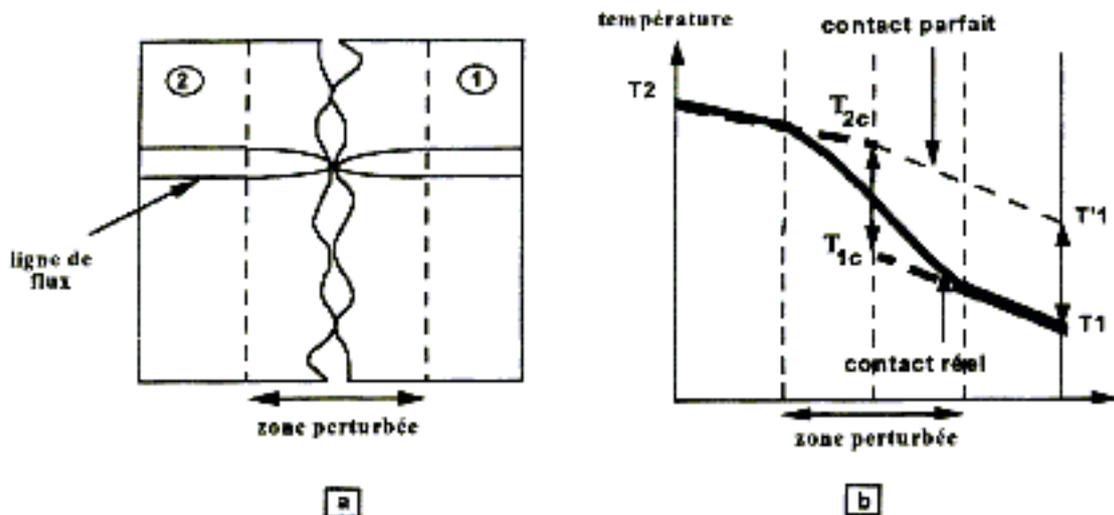


Figure 1.24 : Modèle thermique du contact imparfait

D'après Bardon et al. [5], on peut définir la résistance de contact comme il va suivre. Sur la Figure 1.24 est représenté le champ de température en régime permanent dans deux murs plans infinis d'épaisseurs et de conductivités respectives e_i et λ_i , $i=1,2$ en contact parfait. Dans ce cas, la résistance au transfert de chaleur entre les points 1 et 2 est égale à :

$$R_p = (T_2 - T_1) / \varphi$$

Par contre dans le cas de contact imparfait cette résistance s'exprime par :

$$R_i = (T_2 - T_1) / \varphi$$

La résistance thermique de contact statique est alors définie par la différence entre R_p et R_i , elle peut s'écrire :

$$R_{cst} = (T_{2c} - T_{1c}) / \varphi$$

où T_{1c} et T_{2c} sont les températures de contact et sont obtenues par extrapolation du champ de température non perturbé vers l'interface géométrique théorique :

$$T_{ic} = T_i - \varphi e_i / \lambda_i$$

La notion de résistance thermique de contact, établie pour un contact statique, a été étendue au régime transitoire et au contact sec glissant. De nombreux travaux expérimentaux et théoriques ont été effectués pour déterminer la résistance thermique de contact. Seuls les modèles les plus significatifs seront présentés.

Dans [5], Bardon et al. supposent que les solides en contact ont une surface parfaitement lisse et sont séparés par une résistance thermique de contact glissant (Fig. 1.25) R_{cg} . La fraction α de chaleur dissipée par frottement est générée à la surface du solide 1, tandis que la fraction complémentaire est générée à la surface du solide 2.

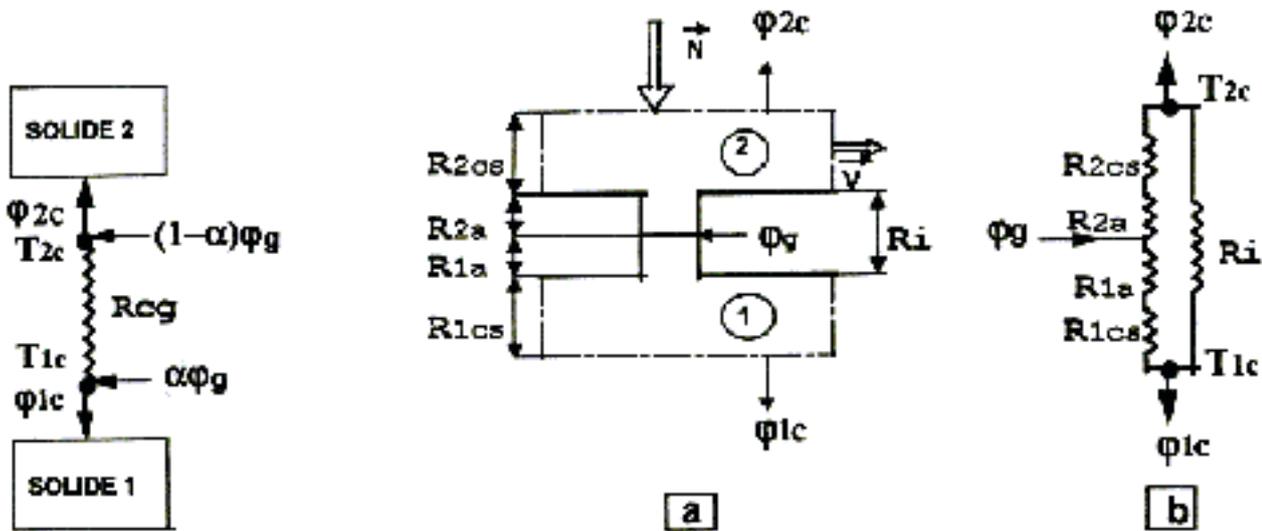


Figure 1.25 : Modèle thermique de contact glissant d'après Bardon et al. [5]

Figure 1.26 : Modèle de Bardon[4]

A un niveau de description des phénomènes plus fin, Bardon [4] remplace les différentes parties des solides et le milieu interstitiel par des résistances thermiques : résistance de constriction, d'aspérité et du milieu interstitiel (Fig. 1.26). Par son modèle, l'auteur met en évidence que les paramètres R_{cg} et α du modèle de [5] ne dépendent pas de la géométrie macroscopique des solides, ni de leurs conditions limites.

Laraqui [36] a supposé que la hauteur totale des aspérités est constante, mais que la position du contact entre les aspérités suit une répartition aléatoire. Chaque contact entre deux aspérités est le siège d'une génération de flux de chaleur. L'auteur note R_a la résistance thermique totale due à la présence des aspérités. Le fluide interstitiel n'est pas pris en compte. L'idée de l'auteur consiste à supposer que le flux généré est réparti sur R_a suivant une loi de répartition correspondant à celle des points de contact (Fig. 1.27).

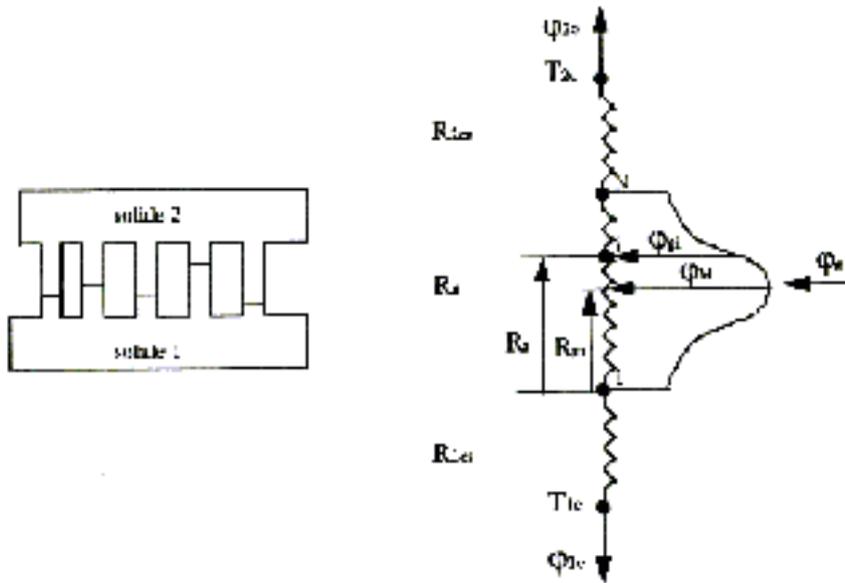
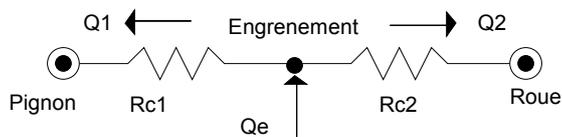


Figure 1.27 : Modèle thermique du contact glissant proposé par Laraqui [36], analyse microscopique, représentation par un schéma résistif.

3.2.1.3. Partage de chaleur à l'engrènement, résistances de striction :

La chaleur générée lors de l'engrènement est véhiculée dans les deux corps engrenant par conduction. Pour introduire l'effet de partage de chaleur entre ces deux corps, nous utiliserons le modèle thermique de l'engrènement développé par Blok [10]. La puissance dissipée se décompose en deux courants thermiques, Q1 dans le pignon et Q2 dans la roue, avec $Q1+Q2=Qe$ (Fig. 1.28), qui traversent les résistances thermiques de striction. En effet, lors de l'engrènement, la chaleur est générée sur une très petite surface qui est la surface Hertzienne de contact. Ainsi le courant thermique, depuis la zone de contact jusqu'au centre du pignon ou de la roue, subit un étranglement. Pour prendre en compte ce phénomène, il faut introduire une résistance de striction Rc .



$$Rc(i) = \frac{0.767}{J \cdot B \sqrt{a} \sqrt{Vr_i}}$$

Figure 1.28 : Partage de la chaleur à l'engrènement

où $J = \sqrt{k\rho Cp}$, B est la largeur de denture, a est la largeur de la zone de contact, Vr_i la vitesse tangente aux profils des dents en contact du point de contact du profil P_i .

$$\rho_r = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$$

$$\rho_1(t) = T_1 M = r_1 \sin \alpha - g_f + (r_1 \omega_1 \cos \alpha) t$$

$$\rho_2(t) = T_2 M = r_2 \sin \alpha + g_f - (r_1 \omega_1 \cos \alpha) t$$

a est donné par: $a = 0.02 \sqrt{Fn \cdot \rho_r / B}$ où

Vr_i (Fig. 1.29) est donnée par : $Vr_i = \rho_i \omega_i$. Rc_i varie pendant la durée d'engrènement de deux profils. Nous allons donc calculer sa valeur moyenne en intégrant sur une période d'engrènement et en divisant par cette durée. La durée d'engrènement de deux profils est $t_{AB} = (g_f + g_a) / (r_1 \omega_1 \cos \alpha)$ et la résistance de striction:

$$Rc_i = \frac{1}{t_{AB}} \int_0^{t_{AB}} \frac{0.767}{J \cdot B} \left[0.02 \sqrt{\frac{Fn \cdot \rho_1 \rho_2}{B(\rho_1 + \rho_2)}} \rho_i \cdot \omega_i \right]^{-1/2} dt$$

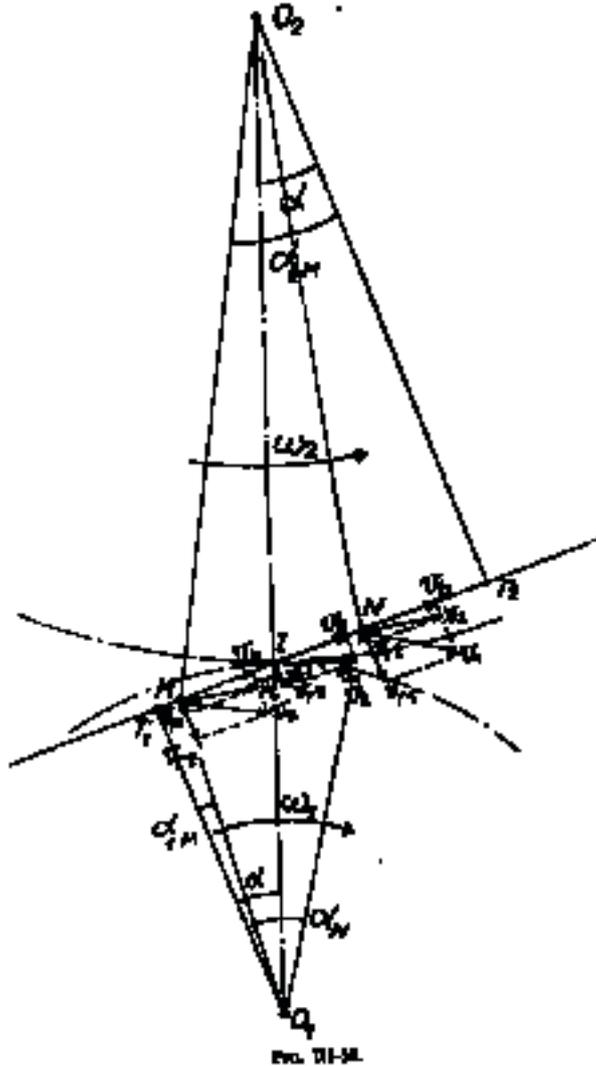


Figure 1.29 : Détail des vitesses pendant l'engrènement [25]

Le modèle thermique de l'engrènement proposé par Blok [10] n'est ni un modèle de contact thermique parfait, ni un modèle de contact thermique imparfait. On peut dire que c'est un modèle intermédiaire. Le coefficient de partage qui permet de déterminer les flux Q_1 et Q_2 entrant dans le pignon et la roue est donné, dans le cas où les matériaux en présence sont identiques, par :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{v_{r1}}}{\sqrt{v_{r1}} + \sqrt{v_{r2}}}$$

où v_{r1} et v_{r2} sont les vitesses tangentielles aux profils de dentures du pignon et de la roue. Le graphique suivant (Fig. 1.30) montre l'évolution, au cours de la période d'engrènement, des résistances de striction pour un pignon(1) de 20 dents et une roue(2) de 51 dents.

Evolution des résistances thermiques de striction et du coefficient de partage au cours de l'engrènement , avec $w1=1000$ tr/min et $C1=200$ Nm

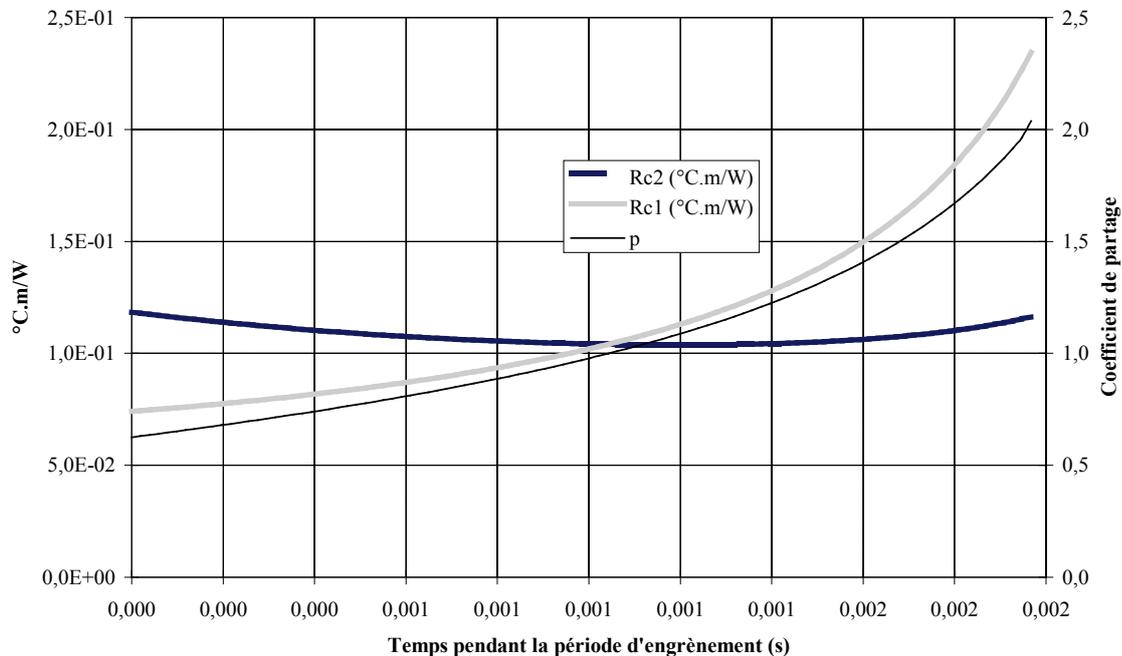


Figure 1.30 : évolution des résistances de striction sur la durée de l'engrènement

3.2.2. Conduction dans les engrenages

Seule la conduction dans la direction radiale est considérée car on fait l'hypothèse que le temps nécessaire à une révolution du pignon ou de la roue est inférieur au temps nécessaire à un changement de température dans la direction circonférentielle. L'expression de la quantité de chaleur échangée par conduction dans la direction radiale pour une structure annulaire de largeur b entre deux rayons R_{ext} et R_{int} s'exprime par :

$$Q_{conduction} = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot B (T_{ext} - T_{int})}{\ln(R_{ext}/R_{int})}$$

3.2.3. Convection

3.2.3.1. Convection avec le lubrifiant

3.2.3.1.1. Lubrification par bain d'huile, perte de puissance par barbotage

Le lubrifiant présente une résistance au passage de la roue (Fig. 1.31) qui se traduit par une perte de puissance. Cette perte de puissance par barbotage s'exprime, d'après Boness[11], par :

$$P=M\omega$$

avec,

M =couple de frottement avec l'huile,

ω =vitesse de rotation de l'engrenage.

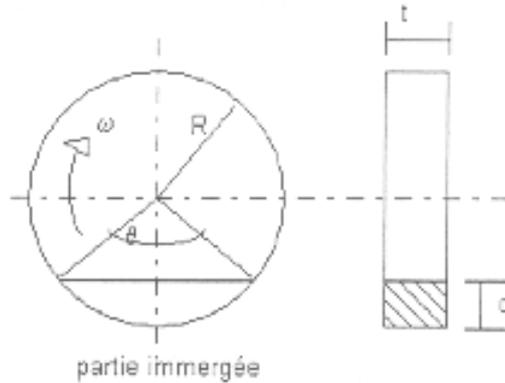


Figure 1.31 : schéma de la hauteur d'immersion dans l'huile d'une roue pour le calcul des pertes par barbotage,

Le calcul du moment de frottement avec le lubrifiant fait intervenir un coefficient C_m reliant le régime de l'écoulement (turbulent, laminaire, intermédiaire) c'est-à-dire le nombre de Reynolds au moment de frottement M .

$$C_m = \frac{M}{0.5 * \rho * V^2 * R * A}$$

$$Re = \rho \frac{V * L}{\mu}$$

avec, A aire totale immergée, V vitesse de la surface, ρ, μ masse volumique et viscosité dynamique du lubrifiant, L longueur de la corde de la surface immergée. C_m s'exprime en fonction de Re de trois façons selon que le régime est laminaire ($Re < 2000$), turbulent ($Re > 100000$), ou intermédiaire:

- $Re < 2000$ $C_m = 20/Re,$
- $2000 < Re < 1E5$ $C_m = 8.6.10^{-4} . Re^{1/3}$
- $Re > 100000$ $C_m = 5 * 10^8 * Re^{-2}$

Afin de déterminer les pertes par barbotage lors du passage d'une roue dans le bain d'huile, il faut calculer le nombre de Reynolds, puis en fonction du type d'écoulement C_m est calculée par l'une des trois manières, enfin M est calculé. Ces hypothèses de calcul ont été vérifiées expérimentalement par Boness[11]. Il a vérifié l'existence des trois zones distinctes pour le calcul du coefficient du moment de frottement.

Exemple de calcul de perte par brassage d'huile (Boness [11])

- Diamètre primitif de la roue 0.254 m
- Nombre de dents N 80
- Angle de pression α 20°
- Largeur de denture t 0.0397 m
- Hauteur de denture h 0.0108 M
- Lubrifiant Huile minérale
- Viscosité cinématique .00006 m²/s
- Vitesse de rotation 1200 tr/min
- Hauteur d'immersion 0.0127 m ($d/R=.1$)

Angle $\theta = 2 * (\arccos(1 - d / r)) = 0.9 \text{ rad}$

Longueur de la corde $L = 2R \sin(\theta / 2) = 0.11m$

Surface latérale immergée(2 cotés)	$R^2(\theta - \sin \theta) = 0.00188m^2$
Surface de bord immergée	$R.\theta.t = 0.00453m^2$
Nombre de dents immergées	$N_s = \theta.N / 2\pi = 11.45 = 11$
Surface de denture immergée	$2.\frac{h}{\cos \alpha} N_s * t = 0.01m^2$
Surface totale immergée	$0.0163m^2$
Vitesse de surface	$\omega * R = 15.95m / s$
Nombre de Reynolds	$\rho.LV / \mu = 2.92 * 10^4$

La roue fonctionne dans la zone intermédiaire et on a donc :

$$C_m = 8.6 * 10^{-4} \text{Re}^{1/3} = \frac{M}{0.5 * \sigma * V^2 * R * A}$$

$$M = 5.96 Nm$$

On peut alors calculer la perte de puissance par barbotage :

$$P = M * \omega = 749 \text{ W}$$

Cette perte d'énergie est importante, c'est pourquoi il faudra la prendre en compte dans une transmission de puissance par engrenages lubrifiés par bain d'huile.

3.2.3.1.2. Lubrification par jet d'huile, refroidissement par projection

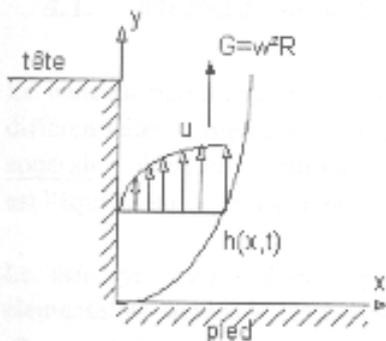


Figure 1.32: Schéma de la projection d'huile depuis une dent

Une roue ou un pignon projette de l'huile (Fig. 1.32) pendant le fonctionnement. Cette huile évacue de la chaleur depuis la surface des dents de l'engrenage par son écoulement rapide le long des profils des dents. Les travaux réalisés par Winter et Blok[54] permettent de quantifier la chaleur évacuée par l'huile lors de sa projection pour une révolution de la dent considérée et par unité de largeur:

$$Q = 5.6 * m * b * \omega^{-1/2} * \theta_s$$

où m est le module de l'engrenage, $b = \sqrt{k.\rho.C_p}$ est le coefficient de contact thermique de l'huile, ω est la vitesse angulaire du pignon, θ_s est la différence entre la température de surface de la dent et la température de l'huile. En généralisant l'expression de Q , on obtient la quantité de chaleur totale évacuée par l'huile lors de la rotation de l'engrenage, avec Z nombre dents du pignon, B largeur de denture :

$$Q = 5.6 * m * b * \omega^{-1/2} * (Z * B * 2\pi / \omega) \theta_s$$

Notons que la quantité $(5.6 * m * b * \omega^{-1/2} * (Z * B * 2\pi / \omega))$ peut être interprétée comme un coefficient d'échange par convection entre le pignon et le lubrifiant.

3.2.3.2. Convection avec l'air

Les engrenages échangent de la chaleur par convection avec l'air présent à l'intérieur de la transmission de puissance. Cet échange est modélisé en considérant l'échange de chaleur entre la surface d'un disque en rotation dans un fluide au repos, tout comme pour les bagues de roulements.

4. Méthodes de modélisation thermique des transmissions de puissance par engrenages

On distingue quatre méthodes de modélisation des problèmes thermiques en mécanique:

- la méthode nodale ou méthode des réseaux,
- la méthode des éléments finis,
- la méthode des différences finies,
- bilan global des énergies produites et dissipées.

Dans le cadre de notre étude, nous détaillerons les trois premières car ce sont les plus fréquemment utilisées, la méthode du bilan des énergies globales et dissipée n'étant que l'application de la loi de conservation de l'énergie.

4.1. Méthode nodale:

Le concept nodal repose sur la possibilité de décrire un processus physique par un système d'équations différentielles temporelles liant les grandeurs d'état tout en gommant les dérivées spatiales pouvant apparaître. C'est une méthode de discrétisation qui traduit des comportements globaux. La méthode nodale est l'équivalent de la résistance des matériaux.

Le principe revient à découper le système physique considéré en un certain nombre de domaines élémentaires supposés isothermes, de volume V_i et de température T_i . La capacité thermique de valeur $C_i = \rho_i C_{p_i} V_i$, où ρ_i et C_{p_i} sont respectivement la masse volumique et la chaleur massique, est affectée au centre appelé noeud i du volume considéré.

Un noeud i peut échanger de l'énergie avec tout un ensemble de noeuds $\{j\}$ représentant son environnement, par conduction, convection, radiation. L'analyse de ces échanges conduit à installer entre les noeuds des connexions que l'on désigne par conducteurs thermiques. Un noeud i peut être doté d'une source de chaleur Q_i représentant un plus d'apport dans le volume V_i . Entre deux volumes élémentaires n'appartenant pas au même solide le contact est souvent représenté par un noeud de liaison ne possédant pas de capacité thermique, ce sont des noeuds d'interconnexion.

Expression des différentes conductances :

L'expression de conductance thermique (G) se justifie par l'expression formelle du flux énergétique ϕ échangé entre deux noeuds i et j :

$$\phi = G(T_j - T_i), \text{ laquelle rappelle la loi d'Ohm } I = G(U_j - U_i).$$

Le tableau ci-après résume les expressions des conductances relatives aux phénomènes de conduction, convection, radiation, transfert de masse. S_{ij} , L_{ij} , et λ désignent respectivement la section offerte au passage de la chaleur, la distance entre les noeuds, et la conductivité du matériau. $\varepsilon_i, \varepsilon_j, \alpha_i, \alpha_j$ désignent les émissivités, les absorptivités respectives des surfaces frontières S_i, S_j des noeuds i et j auxquels correspond le facteur de forme F_{ij} . L'échange par convection entre un noeud fluide i et un noeud s de surface S en contact avec le fluide fait intervenir le coefficient d'échange h (h_n ou h_f selon que la convection est naturelle ou forcée).

Nature de l'échange	Expression du flux	Expression de la conductance
<i>Conduction</i>	$\phi = \frac{\lambda S_{ij}}{L_{ij}} (T_j - T_i)$	$G_{ij} = \frac{\lambda S_{ij}}{L_{ij}}$
<i>Rayonnement</i>	$\phi = \varepsilon_i \alpha_j \sigma^* S^* F_{ij} (T_j^4 - T_i^4)$	$G_{ij} = \varepsilon_i \alpha_j \sigma^* S^* F_{ij} (T_i^2 + T_j^2)(T_i + T_j)$
<i>Convection</i>	$\phi = hS(T_s - T_i)$	$G_{is} = hS$
<i>Ecoulement fluide</i>	$\phi = \dot{m} C_p (T_j - T_i)$	$G_{ij} = \dot{m} C_p$

L'équation de bilan thermique au noeud i qui traduit la conservation de l'énergie au sein du volume i égalant pour cela l'apport énergétique par les différents modes d'échanges et la variation d'énergie interne du volume considéré:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_j G_{ij} (T_j - T_i) + Q_i(t)$$

Analogie électrique:

Quand on parle de noeud et de grandeurs d'état, on pense en premier lieu aux réseaux électriques dont la physique se traduit, pour chaque connexion de celui-ci, par un système d'équations différentielles où le potentiel électrique est la grandeur d'état:

$$C_i U'_i = \sum_j G_{ij} (U_j - U_i) + Q_i$$

avec:

U tension au noeud considéré,

C capacité électrique,

G conductance électrique,

Q source de courant incidente.

4.2. La méthode des éléments finis

Cette méthode est basée sur la discrétisation du domaine étudié en éléments simples sur lesquels on écrit l'équation de la chaleur sous une formulation faible au sens des éléments finis. L'assemblage de l'ensemble des équations élémentaires donne le système suivant

$$[K]\{T\} + [c_p] \frac{\partial \{T\}}{\partial t} = \{F\}$$

où $[K]$ et $[C_p]$ sont respectivement les matrices de raideur et de capacité thermique du système, $\{F\}$ le vecteur chargement thermique et $\{T\}$ celui des températures nodales.

Les conditions aux limites peuvent être de la forme:

1. température imposée sur une surface S1,
2. flux nul sur une surface S2,
3. échange par convection sur une surface S3.

Ces conditions se traduisent mathématiquement par les relations suivantes:

$$T = T_b \quad \text{sur } S_1$$

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} c_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} c_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} c_z + q = 0 \quad \text{sur } S_2$$

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} c_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} c_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} c_z + h(T - T_\infty) = 0 \quad \text{sur } S_3$$

où C_x , C_y , C_z sont les cosinus directeurs. La contribution individuelle de chaque élément aux matrices globales est:

$$[k]^e = \int_v [B]^t [\lambda] [B] dv + \int_{s_2} h \{N\}^t \{N\} ds$$

$$[c_p]^e = \int_v \rho C_p \{N\}^t \{N\} dv$$

$$\{f\}^e = \int_v Q \{N\}^t dv - \int_{s_2} q \{N\}^t ds + \int_{s_3} h T_\infty \{N\}^t ds$$

où $[N]$ et $[B]$ sont respectivement les fonctions de forme de l'élément et leurs dérivées, $[\lambda]$ la matrice contenant les conductivités thermiques élémentaires dans chaque direction de l'espace. Q est une source de chaleur et q un flux thermique. Et enfin T_∞ et h représentent respectivement la température ambiante et le coefficient d'échange surfacique.

La résolution du système ainsi obtenu donne la température de chaque élément. La solution est d'autant plus précise que le maillage du domaine est fin. Cependant, le temps de calcul en sera augmenté puisque les matrices seront plus grandes.

4.3. La méthode des différences finies

Cette méthode consiste à discrétiser chaque variable x , y , z , et t en un certain nombre de points. Elle est utilisée pour modéliser le champ de température dans un solide, mais ne convient pas pour décrire le comportement thermique d'un ensemble de solides.

Dans le cas de la conduction dans un solide homogène et isotrope, l'équation de la chaleur de Fourier $k * \Delta T + q = \rho * c_p \frac{\partial T}{\partial t}$ est transformée en un système linéaire comportant autant d'équations que le domaine contient de points de discrétisation. Le principe consiste à exprimer la température d'un point du domaine en fonction de ses voisins aussi bien dans l'espace que dans le temps. Du fait de la complexité de l'équation de la chaleur dans le cas tridimensionnel, nous développerons le principe de discrétisation de cette méthode dans le cas bidimensionnel (Fig. 1.33).

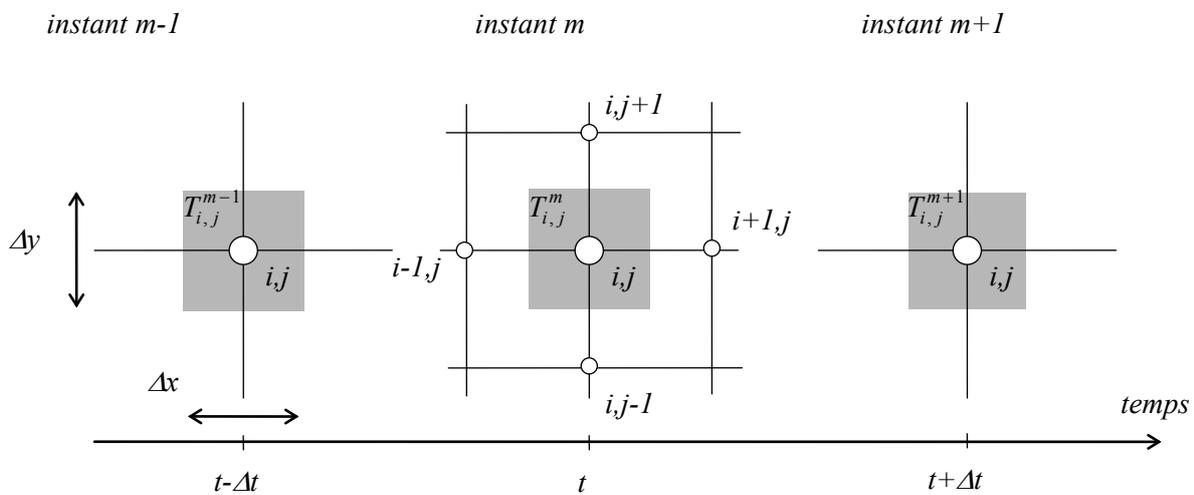


Figure 1.33 : Discrétisation en espace et en temps du problème de conduction dans un solide

L'équation de la conduction en fonction du temps donne au point i, j et à l'instant m , étant donnée la discrétisation de la figure 1.33 :

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{i+1,j}^m + T_{i-1,j}^m - 2T_{i,j}^m}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{i,j+1}^m + T_{i,j-1}^m - 2T_{i,j}^m}{(\Delta y)^2} \text{ avec } \alpha = \sqrt{k\rho c_p}.$$

L'étape suivante consiste à approximer, toujours par les différences finies, la dérivée de la température par rapport au temps. Pour cela, il y a deux possibilités. Nous pouvons regarder vers le futur et comparer l'instant présent (m) au suivant ($m+1$),

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{i,j}^{m+1} - T_{i,j}^m}{\Delta t} \quad (\text{différence avant}),$$

ou nous pouvons regarder vers le passé en comparant l'instant présent (m) à l'instant précédent ($m-1$),

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{i,j}^m - T_{i,j}^{m-1}}{\Delta t} \quad (\text{différence arrière}).$$

Ces deux alternatives conduisent à deux schémas numériques distincts appelés "explicite" et "implicite".

4.3.1. Schéma explicite

L'équation de conduction de la chaleur en fonction du temps, appliquée au noeud i,j avec un schéma explicite et une discrétisation spatiale en deux dimensions carrées ($\Delta x = \Delta y$), donne la température du noeud à l'instant suivant ($m+1$) par :

$$T_{i,j}^{m+1} = Fo(T_{i+1,j}^m + T_{i-1,j}^m + T_{i,j+1}^m + T_{i,j-1}^m) + (1 - 4Fo)T_{i,j}^m \text{ avec } Fo = (\alpha\Delta t)/(\Delta x)^2$$

L'avantage de ce schéma est de donner en une seule opération la température à l'instant $t+\Delta t$, par contre sa stabilité est assurée uniquement si $Fo \leq \frac{1}{4}$ ce qui implique le choix d'un pas de temps en fonction du pas de discrétisation spatiale.

4.3.2. Schéma implicite

L'équation de la chaleur en conduction et en régime transitoire appliquée au noeud i,j avec un schéma implicite et utilisant la méthode des différences finies donne :

$$- Fo(T_{i+1,j}^m + T_{i-1,j}^m + T_{i,j+1}^m + T_{i,j-1}^m) + (1 + 4Fo)T_{i,j}^m = T_{i,j}^{m-1}.$$

Dans cette équation seulement la partie droite est connue puisqu'elle correspond à la valeur de température calculée au pas de temps précédent. Pour cette raison, la température du noeud $T_{i,j}^m$ ne peut être calculée qu'une fois toutes les équations du système écrites, et le système résolu par inversion de matrices. Cette méthode est plus longue et plus coûteuse en temps de calcul mais elle a l'avantage d'être inconditionnellement stable.

4.4. Conclusion

Dans le cadre de la Conception Assistée par Ordinateur, on a besoin de modèles dont la définition dépend de l'état de connaissance du modèle géométrique. Ainsi pour passer d'une modélisation globale aux aspect locaux nous avons retenu la méthode nodale.

1. Bibliographie

- [1] **ACHARD, J.F.**, " The Temperature of rubbing surfaces", *Wear*, 1958, Vol.2, pp. 438-455.
 - [2] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Design of spur gear for improved efficiency », *Jour. Mech .Des., ASME*, Oct. 1982, vol. 104, pp. 767-774.
 - [3] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss », *Jour. Mech .Des., ASME*, Jan. 1981, vol. 103, pp. 151-159.
 - [4] **BARDON, J.P.**, "Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieu en glissement relatif", *Revue Générale de Thermique*, Fév. 1994, n°386, pp. 85-91.
 - [5] **BARDON, J.P, CASSAGNE B. , FOURCHER B., SAINT-BLANQUET C.**, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact", Mars 1971, Laboratoire de Thermocinétique, Université de Nantes.
 - [6] **BEJAN, A.**, "*Heat Transfer*" Wiley&Sons, 1993, 676p.
 - [7] **BERRY, G. A., BARBER, J. R.**, « The division of frictional heat - A guide to the nature of sliding contact », *Journal of Tribology, ASME*, vol. 106, July 1984, pp. 405-415.
 - [8] **BLOK H. ,** " Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, Vol.2, pp. 222-235.
 - [9] **BLOK H. ,** « The Flash Temperature Concept », *Wear*, Vol 6, 1963, pp.483-493.
 - [10] **BLOK H.**"La methode des réseaux thermiques pour le calcul des temperatures de masse dans les transmissions à engrenages", *Sociétés d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, 1970, N° 59.
 - [11] **BONESS** " Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil", *Proc of The 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Chicago, April 1989, PP. 355-359.
 - [12] **BOUROGUGA B. , BARDON JP. , TRUFFART B. , BRIOT JM. , GOIZET V. ,** "Le contact thermique roulant : Application à l'étude expérimentale de la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux", *Revue Générale de Thermique*
 - [13] **CHANGENET C., DENIS M., NAST D.** "Thermal Study of Railway Reduction Gears", *VDI BERICHTE NR1230*, 1996, pp. 461-471.
 - [14] **COE H.H.** "Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter transmission", *NASA, Tech. Report 89-C-010*, 12p, 1989.
 - [15] **COE H.H.** "Thermal analysis of a Planetary Transmisssion with Spherical roller Bearings operating after comlete Loss of Oil", *NASA, Technical Paper 2367*, 11p, 1984.
 - [16] **COE H.H. ,** " Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings", *Jour. Adv. Power Trans. Tech. , NASA LRC*, Jan 1983, pp. 203-221.
 - [17] **COLIN F., FLOQUET A., PLAY D.**, “ Thermal Contact Simulation in 2-D and 3-D Mechanisms”, *Journal of Lubrication Technology, trans. ASME*, 1987.
 - [18] **DIMAROGONAS A.D. ,** "Heat distribution and Flash Temperatures in Radial Seals", *Wear*, Vol 23, 1973, pp. 113-119
-

- [19] **EL-BAYOUMY L.E. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.**, « An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears », *Jour. Mech. Trans. Aut. Des.*, Dec. 1985, Vol. 107, pp. 541-548.
- [20] **FLOQUET A., PLAY D.**, "Contact Temperature in Dry Bearings. Three Dimensional Theory and Verification ", *Journal of Lubrication technology, Trans. ASME*, Vol. 103, pp. 243-252, April 1981.
- [21] **HANDSCHUH R. F.** , « *Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears* », Ph.D. thesis, Case Western Univ. , Aug 1993, 195p.
- [22] **HANDSCHUH R.F., KICHER T.P.**, "A method for Thermal Analysis of spiral bevel gears", *Proceedings of the 1994 International Gearing Conference*, Newcastle UK, 1994, p. 347-352.
- [23] **HARRIS T.A** "Rolling bearing analysis", Wiley, 1991.
- [24] **HARTNETT J.P., DELAND E.C.** "The Influence of Prandlt Number on the Heat transfer from rotating nonisothermal disks and cones", *Journal of Heat Transfer, Trans ASME*, 1961, p. 95-96.
- [25] **HENRIOT G.** "*Traité théorique et pratique des engrenages*" Dunod, 1991
- [26] **HOHN B.R., MICHAELIS K., WALLMER T.** "Thermal rating of Gear Drives balance between power loss and heat dissipation", *AGMA*, ISBN 1-55589-675-8, 1996.
- [27] **HOOKE C.J., MAO K., WALTON D., BREED A., KUKUREKA S.** "Temperature Prediction in polymeric Gears", *3ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions*, Paris France, 1992, p. 643-652.
- [28] **HOWELLS R.W., SCIARRA J.J., SHEK Ng.G.**, "Thermal and Strutural analysis of Helicopter transmission housing using NASTRAN", *NASA, Technical Memorendum*, X3428, 1976, p. 353-379.
- [29] **JAEGER J.C.** , "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact", *Proc. Roy. Soc.* , 1942, Vol.56, pp. 203-224.
- [30] **JAN F., NORMAND** , « Transferts Energétiques dans une Transmission à Trains Planétaires » *I.E.T, Bull. n°79*, Février 1992.
- [31] **JOULE D., HINDUJA S., ASHTON J.N.**, "Thermal analysis of a Spur Gearbox, Part 1: Steady state finite element analysis. Part 2: Transient state finite element analysis of the gearbox casing.", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1988, 202 C4, p. 245-262.
- [32] **KIM H. C., GUINGAND M., De VAUJANY J.P., PLAY D.**, "Stress analysis of cylindrical webbed gears - Parametric study", *Journal of Mechanical Design, Trans. ASME*, June 1998, Vol 120, pp349-357.
- [33] **KLECKNER R.J. , DYBA G.**, " High Speed Spherical Roller Bearing Analysis and Comparison with Experimental Performance", *Jour. Adv. Power Trans. Tech.* , NASA LRC, Jan 1983, pp. 239-252.
- [34] **KOSHIGOE S. , MURDOCK J.W. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.** , « A Computer Program for the Computation of Running Gear Temperatures using Green's Function », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp. 693-701.
- [35] **LARAQI N.** , « Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction », *Revue Générale de Thermique*, n°408, Déc 1995, pp. 735-741.
-

- [36] **LARAQUI N.** , "Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux", *Int. Jour. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol.35, n°11, pp.3131-3141.
- [37] **MAZO L. , CASSAGNE B. , BADIE LEVET D., BARDON J.P.** , "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal plastique", *Revue Générale de Thermique*, 1978, N°204, pp. 921-933.
- [38] **MIZUTANI H., ISHIKAWA Y.**, "Power Loss of Long Addendum Spur Gears" *VDI BERITCHE NR 1230*, 1996, pp. 83-95.
- [39] **PATIR N., CHENG H.S.** , " Prediction of the Bulk temperature in Spur Gears based on Finite Element Temperature Analysis", *ASLE Transactions*, 1979, 22, p. 25-36.
- [40] **PHILLIPS A.E.**, " The Development of a Pratical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives", *AGMA*, ISBN 1-55589-676-6, 1996.
- [41] **PIRVICS J.** , « The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems », *Proc. 6th Leeds - Lyon Symposium* , 1979, pp. 259-272.
- [42] **PIRVICS J., KLECKNER R.J.** , « Prédiction of Ball And Roller Bearing Thermal and Kinematic Performance by Computer Analysis », *NASA Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology*, Jan. 1983, pp. 185-202.
- [43] **REBBECHI B., OSWALD F. B. , TOWNSEND D. P.** , « Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp.355-363.
- [44] **RUSCH, SANDERSON.** "Frictional losses of Dual Material Lip-Type Shaft Seals" *ASLE Trans*, 1971, pp213-220.
- [45] **SATOSHI H., SUSUMU M., HIROSHISA Y., YASUGOSHI T.**, " Lubrication-Starvation research test of Helicopter Transmission", *Proceedings of The Power Transmisssion and Gearing Conference*, ASME, 1996, p. 119-124.
- [46] **SEGERLIND L.J.** ; « *Applied Finite Element Analysis* », John Wiley & Sons, 1976, 422p.
- [47] **SKF** , 'Catalogue général', 1989
- [48] **SKF Industries** , 'planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System, Research Report, May 1981
- [49] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "On the Heat balance of Gear Equipment(on a method for predicting the bulk temperature Rise of Gears and temperature rise of Oil with Dip cooling)", *JSME, Series III*, 1991, p. 97-104.
- [50] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "Study on Friction loss of Internal Gear Drives", *JSME, Series III*, 1991, p. 106-1113.
- [51] **TOBE T., KATO M.**, "A Study on Flash Temperature on the Spur gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, p. 78-84.
- [52] **TOWSEND D.P., AKIN L.S.**, "Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as affected by Operating Variable", *Journal of Mechanical Design, ASME*, 1981, vol 103, p. 216-226.
- [53] **VERGNE P. , NELIAS D.** , « Tribological and rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant », *Proc. International tribology Conference, Yokohama*, 1995, 5p.
-

- [54] **WINTER A., BLOK H.** " Fling-off Cooling of Gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, pp.60-70.
- [55] **YELLE H. , SERRAR M. , KOFFI D. ,** « Etude de la Température dans les Engrenages en Plastique », *3^{ème} Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions* , Février 1992, pp. 695-705.
-

CHAPITRE 2 MODELISATION THERMIQUE D'UNE BOITE GENERIQUE DE TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES.....49

1. INTRODUCTION	49
2. MODELISATION DE LA BOITE GENERIQUE	49
2.1. Description du système étudié	49
2.2. Modélisation thermique par la méthode nodale	51
2.2.1. Principe de la modélisation	51
2.2.2. Modèles thermiques nodaux d'éléments de transmission de puissance par engrenages	51
2.2.2.1. Modèle thermique d'un roulement	51
2.2.2.2. Modèle thermique d'un arbre	54
2.2.2.3. Modèle thermique d'un engrenage, et de la zone d'engrènement.....	56
2.2.2.4. Modèle thermique du carter.....	59
2.2.2.5. Circuit de lubrification, réseau fluïdique, refroidisseur	61
2.2.3. Assemblage des modèles thermiques, calcul de la matrice de conductance [K]	66
2.3. Mise en oeuvre informatique, Fonctionnement du code de calcul	67
2.3.1. Données d'entrée	67
2.3.2. Organigramme de calcul	68
2.3.3. Visualisation des résultats	70
2.4. Effets des conditions de fonctionnement(vitesse, couple, débits)	71
2.5. Analyse de l'influence des termes convectifs du modèle thermique nodal d'une boîte générique sur la simulation de son comportement thermique	72
2.5.1. Influence, des termes convectifs au niveau des engrenages avec l'air interne à la transmission et l'huile, des résistances de contact à l'engrènement	73
2.5.1.1. Convection avec l'air interne	73
2.5.1.2. Convection avec le lubrifiant.....	74
2.5.1.3. Résistances thermiques de striction à l'engrènement.....	75
2.5.2. Convection sur les arbres	76
2.5.3. Influence des termes convectifs avec l'air interne et le lubrifiant au niveau des roulements.....	77
2.5.3.1. Influence des sources de chaleur dans les roulements	78
2.5.4. Influence des termes convectifs avec l'air interne, l'air ambiant et le lubrifiant sur les parois du carter	79
2.5.4.1. Influence de la convection sur les parois du carter avec l'air ambiant et l'air interne.....	79
2.5.4.2. Influence du ruissellement d'huile sur les parois latérales du carter	80
2.5.4.3. Comparaison de coefficients de convection avec des résultats de la littérature	81
2.5.5. Conclusion	82

Chapitre 2 Modélisation thermique d'une boîte générique de transmission de puissance par engrenages

1. Introduction

A la suite de l'étude bibliographique du chapitre 1, il apparaît que peu de travaux théoriques et numériques traitent de la prévision du comportement thermique global des transmissions par engrenages. La plupart des études s'intéressent à un organe mécanique isolé de son environnement. Des études numériques et expérimentales (Handschuh[22], Patir[39], Tobe[51], Townsend[52]) ont été ainsi réalisées sur des dents d'engrenages, elles utilisent une discrétisation par éléments finis et permettent d'obtenir des températures de surfaces de denture ainsi que les gradients de température dans l'engrenage. D'autres travaux (Coe[16], Harris[23], Kleckner[33], Satoshi[45]) ont porté leur attention sur l'étude du comportement thermique des roulements par la méthode nodale. Quelques études (Changenet[13], Coe[14], Joule[31], Phillips[40], Terauchi[49]) considèrent l'ensemble de la transmission de puissance étudiée mais restent très globales dans leur approche, les méthodes de modélisation sont variées (EF, nodale, bilan thermique global) et liées à un système spécifique.

Il apparaît ainsi nécessaire de développer des modèles de prédiction du comportement thermique global de transmissions de puissance par engrenages, prenant en compte les phénomènes locaux, et de les intégrer dès la phase de conception.

L'objectif de ce chapitre est de définir, par une approche numérique allant du global vers le local, une méthodologie de description et de prédiction du comportement thermique d'une transmission de puissance par engrenages en considérant tous ses composants mécaniques. Afin de rester cohérent avec la taille du système étudié, la modélisation utilise la méthode nodale décrite dans le précédent chapitre. Une boîte générique de transmission de puissance par engrenages a été étudiée. Des modèles thermiques nodaux types d'éléments classiques de transmission de puissance ont été élaborés, ils sont développés dans la suite du texte.

2. Modélisation de la boîte générique

2.1. Description du système étudié

La boîte de transmission de puissance par engrenages considérée est composée de (Fig. 2.1):

- deux roues arbrées de 51 dents,
- un pignon arbré de 20 dents,
- trois paires de roulements à rouleaux sphériques,
- un carter parallélépipédique,
- un circuit de lubrification par jets des roulements et des engrenages, une centrale de refroidissement.

Cette boîte peut être dite « générique » en ce sens qu'elle est simple, et qu'elle comporte des éléments courants de transmissions par engrenages. Ce système correspond à une machine d'essais d'engrenages dont la description est détaillée dans le chapitre consacré à la validation expérimentale. Les conditions de fonctionnement pouvant être appliquées à la boîte sont :

- vitesse de rotation maximum du pignon 6000 tr/min,
- couple maximum sur le pignon 800 N.m.

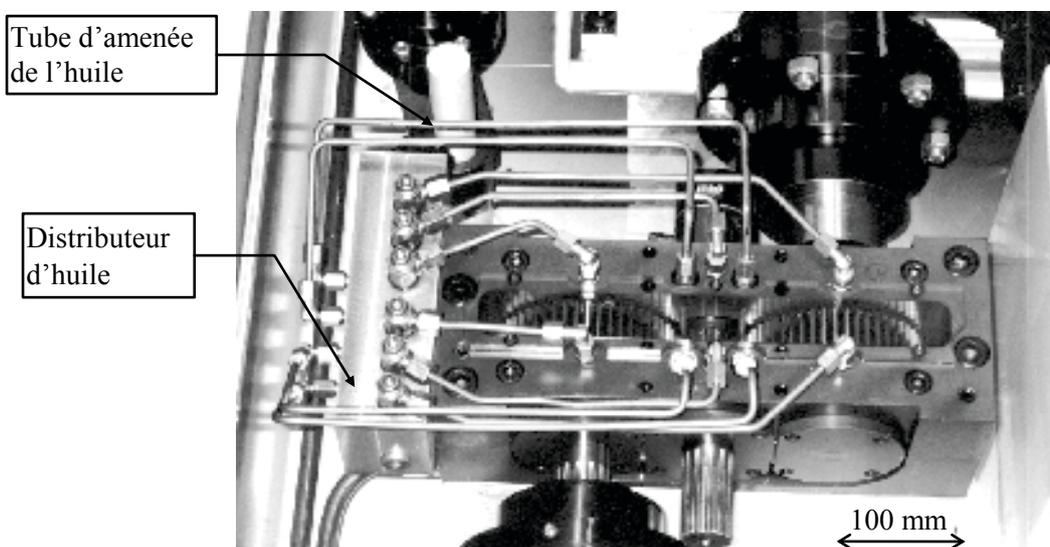
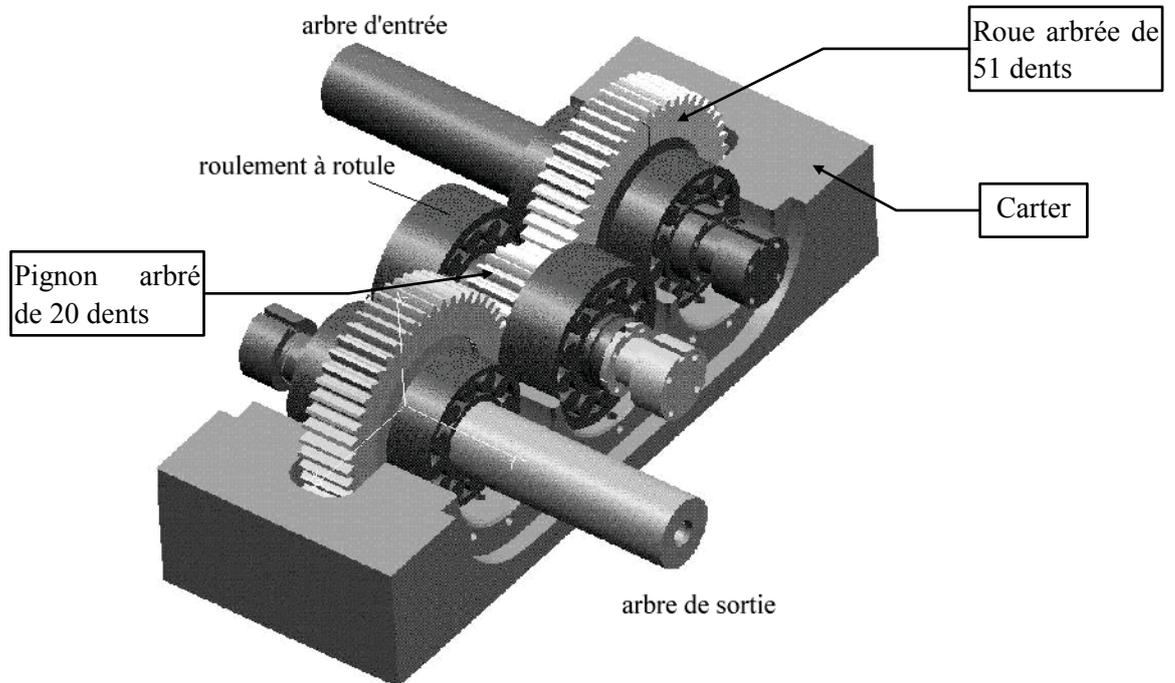


Figure 2.1 : Transmission de puissance par engrenages modélisée et testée

2.2. Modélisation thermique par la méthode nodale

2.2.1. Principe de la modélisation

La modélisation utilise la méthode nodale (cf. Chapitre 1 §4) ou méthode des réseaux pour la discrétisation du système. Nous nous plaçons à un niveau global d'observation (mètre, centimètre) , en considérant l'ensemble des éléments technologiques et l'architecture de la transmission de puissance (Fig. 2.1), tout en tenant compte de phénomènes locaux (échelle mm et μm) existant entre ou dans les organes mécaniques. Ainsi, des modèles thermiques nodaux type (ou éléments finis thermiques unidirectionnels) ont été définis pour les différents organes mécaniques existant dans une transmission de puissance par engrenages, ils sont détaillés dans la suite du texte. Ces modèles prennent en compte les transferts de chaleur par conduction, convection, transport de masse, ainsi que la dissipation de chaleur par frottement au niveau des contacts entre dentures et des paliers à roulements. Le rayonnement est négligé étant donné les niveaux de températures pouvant être atteints. Ce choix sera justifié plus loin lors des résultats numériques où un cas de calcul sera traité avec et sans rayonnement sur les parois externes du carter.

La partie principale du travail, une fois le maillage nodal effectué, est relative aux calculs des différentes conductances thermiques modélisant les transferts de chaleur entre les noeuds du modèle. Ces calculs permettent de construire la matrice de conductance thermique $[K]$ du système discrétisé. Les dissipations de chaleur aux points de contact sont introduites aux noeuds correspondants et forment le vecteur $\{Q\}$. Notre approche considère l'échauffement de la transmission au cours du temps, ainsi les capacités thermiques de chaque noeud de la modélisation sont introduites et forment la matrice diagonale $[Cp]$.

L'inconnue du problème étant le vecteur température $\{T\}$ donnant l'état de température de chacun des noeuds de la modélisation, le système d'équations non linéaires à résoudre est :

$$[K]*\{T\}=\{Q\}-\{Cp\}*\{dT/dt\}$$

2.2.2. Modèles thermiques nodaux d'éléments de transmission de puissance par engrenages

Dans ce paragraphe, les modèles thermiques développés pour modéliser le comportement d'éléments technologiques de la boîte générique sont exposés. Les conductances thermiques de transferts de chaleur entre les différents noeuds sont explicitées.

2.2.2.1. Modèle thermique d'un roulement

On considère que la température dans la direction circonférentielle des éléments en rotation du roulement, même s'ils sont soumis à un chargement variable, est constante. C'est pourquoi, ici, la bague intérieure tournante est modélisée par un seul noeud volumique (affecté d'une capacité thermique). Les éléments roulants(même s'il y a plusieurs rangées) sont modélisés par un seul noeud volumique dont la capacité thermique correspond à la somme des capacités de tous les éléments roulants. Par contre, la bague fixe est modélisée par 2 noeuds volumiques afin de distinguer les parties chargée et non chargée. Des noeuds de liaison, sans capacité thermique, assurent les liaisons entre les bagues intérieure et extérieure et les éléments roulants ainsi qu'avec le carter et l'arbre. Le frottement aux points de contact bague - éléments roulants est

représenté par les sources de chaleur (q) associées aux noeuds de liaison. On fait l'hypothèse qu'il y a la même quantité de chaleur dissipée au contact bague extérieure (BE) - élément roulant qu'au contact bague intérieure (BI) - éléments roulant. Ainsi, les sources de chaleur introduites en ces noeuds de contact sont égales à la moitié de la chaleur totale dissipée. Les roulements sont ainsi, quelque soit leur type, modélisés par 10 noeuds (4 volumiques et 6 de liaison, Fig. 2.2).

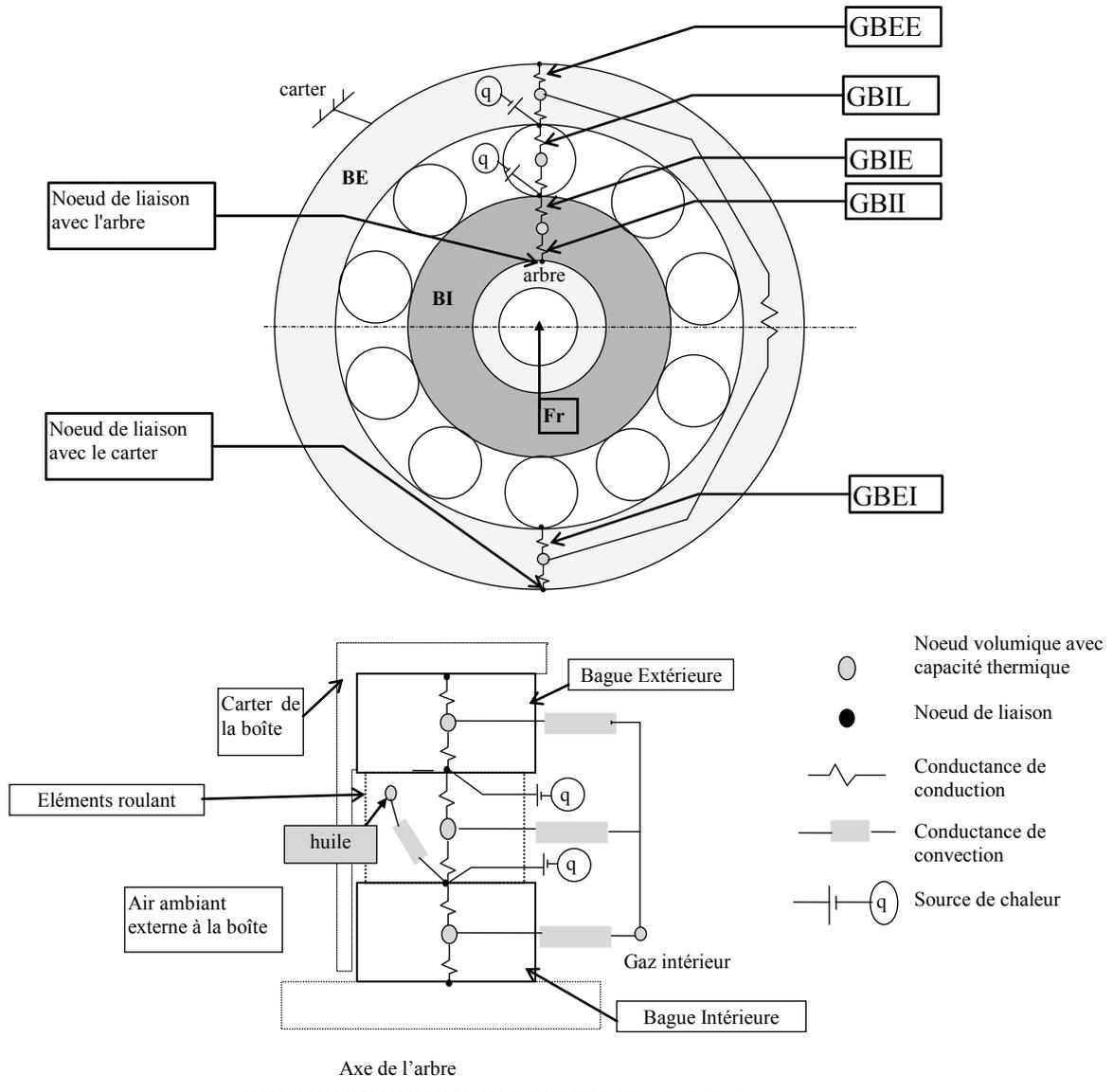


Figure 2.2 : Modèle thermique nodal d'un roulement

La quantité (q) est calculée à partir de $q = \frac{1}{2} M_{frot} * \omega_{roulement}$, où M_{frot} est le moment de frottement (cf. §3.1.1). Les liens entre les noeuds du roulement sont des conductances de conduction : une conductance relie les noeuds i et j , elle s'exprime de manière générale par $G_{i,j} = \frac{\lambda S_{i,j}}{L_{i,j}}$, où $\lambda, S_{i,j}, L_{i,j}$ représentent respectivement la conductivité du matériau, la section offerte au passage de la chaleur, la distance entre les noeuds. Les roulements échangent également de la chaleur avec l'air intérieur de la boîte. Cet échange de chaleur est modélisé pour la bague extérieure (fixe) par une conductance de convection naturelle considérant une plaque verticale et l'air: $G_{i,air_int} = h_{i,air_int} * S_{i,air_int}$, où S_{i,air_int} est la surface d'échange du noeud i

considéré avec l'air intérieur et h_{i,air_int} est le coefficient d'échange par convection calculé à partir du

$$\text{nombre de Nusselt : } h = \frac{\lambda * Nu}{L}$$

$$\text{convection laminaire } Nu_L = 0.53(Gr_L Pr)^{1/4}$$

$$\text{convection turbulente } Nu_L = 0.104(Gr_L Pr)^{1/3}$$

La bague intérieure étant tournante, l'échange de chaleur avec l'air intérieur se fait par convection forcée. Cet échange s'exprime par une conductance, reliant le noeud k de la bague au noeud de l'air, en considérant l'échange de chaleur entre un disque vertical en rotation dans de l'air au repos :

$$G_{k,air_int} = 0.4 * \lambda_{air} * \sqrt{\frac{\omega_{BI}}{\nu_{air}}} * P_{r,air}^{1/3} * S_{BI} \text{ pour } Re_e\left(\frac{\omega_{air} R^2}{\nu_{air}}\right) \leq 2.10^5 \text{ (ici c'est toujours le cas).}$$

L'échange de chaleur entre les surfaces latérales (disque) des rouleaux et l'air interne est modélisé de la même façon en prenant comme surface d'échange la somme des aires des disques, et pour vitesse la vitesse de rotation des éléments roulants.

L'échange entre le roulement et le lubrifiant le traversant est modélisé par un coefficient d'échange entre la bague intérieure et le lubrifiant SKF [48] :

$$h = 0.0986 \left\{ \frac{\omega_{BI}}{\nu} \left(1 - \frac{D_{element-roulant} * \cos \beta}{d_m} \right) \right\}^{1/2} \lambda * P_r^{1/3}$$

où, d_m est le diamètre moyen, ω_{BI} la vitesse de rotation de la bague intérieure, ν la viscosité cinématique du lubrifiant, β l'angle de contact des rouleaux (ici 15 °). Les capacités thermiques des noeuds volumiques sont calculées de façon générale par $Cp(noeud_i) = \rho_i * c_i * V_i$ où ρ_i, c_i, V_i sont respectivement la masse volumique, la capacité calorifique, le volume associé au noeud i.

Données nécessaires au maillage :

Nom	Description
ϕ_{BEE}	diamètre BE extérieur (m)
ϕ_{BEI}	diamètre BE intérieur (m)
ϕ_{BIE}	diamètre BI extérieur (m)
ϕ_{BII}	diamètre BI intérieur (m)
ϕ_{BIL}	diamètre corps roulants (m)
B	largeur des bagues (m)
ω_{BI}	vitesse de rotation BI (rad/s)
Z	nombre de corps roulants
NZ	nombre de rangées
λ_{acier}	conductivité de l'acier (W/m/°C)
Cp_{acier}	Capacité calorifique de l'acier (Cp)
ρ_{acier}	masse volumique de l'acier (kg/m3)

Définition des conductances de conduction :

Circonférentiellement :

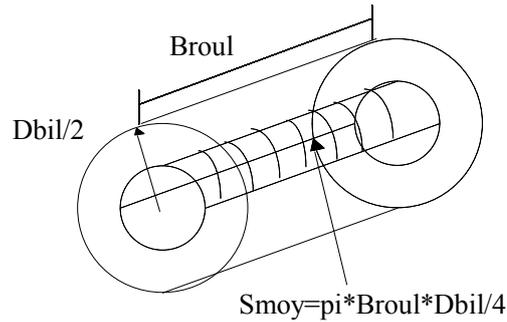
$$GCIRE = 2 * \frac{\lambda_{acier} * B * 2(\phi_{BEE} - \phi_{BIE})}{\pi(\phi_{BEE} + \phi_{BIE})}$$

Radialement :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Bague Extérieure} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} GBEE = \frac{\pi * \lambda_{acier} * B}{\ln\left(\frac{2\phi_{BEE}}{\phi_{BEE} + \phi_{BEI}}\right)} \\ \\ GBEI = \frac{\pi * \lambda_{acier} * B}{\ln\left(\frac{\phi_{BEE} + \phi_{BEI}}{2\phi_{BEI}}\right)} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Bague Intérieure} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} GBIE = \frac{2\pi * \lambda_{acier} * B}{\ln\left(\frac{2\phi_{BIE}}{\phi_{BIE} + \phi_{BII}}\right)} \\ \\ GBII = \frac{2\pi * \lambda_{acier} * B}{\ln\left(\frac{\phi_{BIE} + \phi_{BII}}{2\phi_{BII}}\right)} \end{array}$$

Eléments roulants

$$GBIL = \frac{\lambda_{acier} * \pi * Broul}{2}$$



2.2.2.2. Modèle thermique d'un arbre

Les arbres dans une transmission de puissance par engrenages sont supportés par des paliers et supportent eux-mêmes des engrenages. Afin de modéliser correctement les transferts de chaleur au sein de l'arbre et avec les organes mécaniques auxquels il est lié, il est nécessaire de placer un noeud à chaque liaison, de même qu'à tout changement de section ou de géométrie.

Les arbres sont, ici, modélisés par trois noeuds volumiques (Fig. 2.3) car ils comportent trois liaisons avec d'autres organes mécaniques, le pignon ou la roue, et les deux roulements les supportant.

Les transferts thermiques au sein de l'arbre se font par conduction et sont représentés par des conductances de conduction. Le transfert de chaleur entre les bagues de roulements et l'arbre se fait par conduction, il en est de même pour l'engrenage et l'arbre. L'arbre échange de la chaleur par convection forcée avec l'air interne et externe à la boîte de transmission (pour une extrémité débouchante). Ces échanges avec l'air interne ou externe sont modélisés, en considérant un cylindre en rotation dans un fluide au repos, par des conductances entre le noeud i considéré et le fluide dont l'expression générale est:

$$G_{i,air} = \frac{\lambda_{air}}{D_{arbre}} * 0.11 \left[(0.125 Re^2 + Gr) Pr \right]^{0.35} * S_{i,air}$$

avec $Re = (\omega_{arbre} D_{arbre}^2) / \nu_{air}$, $Gr = (g * D_{arbre}^3 * \beta * (T_i - T_{air})) / \nu^2$

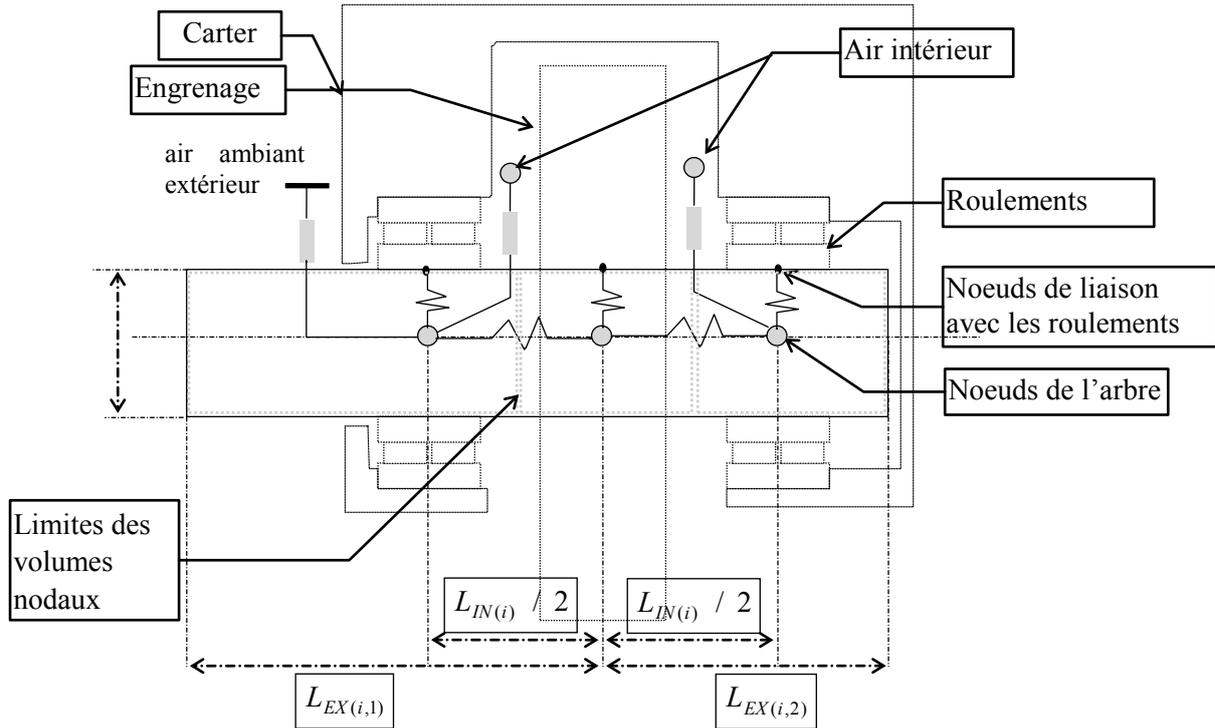


Figure 2.3 : Modèle thermique d'un arbre

Données nécessaires:

NOM	Description
$L_{IN(i)}$	longueur intérieure de l'arbre i entre les plans médians des roulements(m)
$L_{EX(i,1-2)}$ LEX(i,1 et 2)	longueurs des extrémités au milieu de l'arbre i où est l'engrenage (m)
LE	largeur de la roue ou du pignon(m)
$B(j)$	largeur des bagues dex roulements supportant l'arbre i (m)
$\phi_{ARB(i)}$	diamètre intérieur de l'arbre i (m)
$\phi_{BII(i)}$	diamètre de l'arbre, et ici des bagues intérieures des roulements(m)

Expression des conductances de conduction du modèle thermique d'un arbre

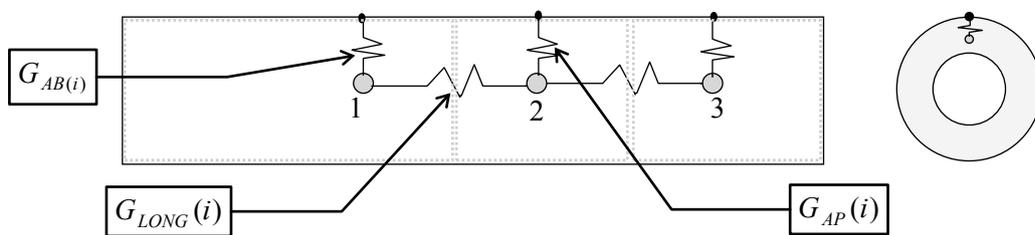


Figure 2.4 :Détail des conductances de conduction dans l'arbre

$$G_{AP(i)} = \frac{\pi \cdot \lambda \cdot L_{IN(i)}}{\ln\left(\frac{2 \cdot \phi_{BII(i)}}{\phi_{ARB} + \phi_{BII(i)}}\right)}$$

$$G_{AB(i)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot (L_{EX(i,j)} - L_{IN(i)} / 4)}{\ln\left(\frac{2 \cdot \phi_{BII(i)}}{\phi_{ARB} + \phi_{BII(i)}}\right)} \quad G_{LONG(i)} = \frac{\lambda \cdot \pi \cdot (\phi_{BII(i)}^2 - \phi_{ARB(i)}^2)}{2 \cdot L_{IN(i)}}$$

Capacités volumiques:

$$\begin{aligned} CP(1) &= \rho C p \pi (\phi_{BII(j)}^2 - \phi_{ARB}^2) \cdot (L_{EX(j,1)} - L_{IN(j)} / 4) / 4 \\ CP(2) &= \rho C p \pi (\phi_{BII(j)}^2 - \phi_{ARB}^2) \cdot L_{IN(j)} / 8 \quad \text{j est l'indice de l'arbre} \\ CP(3) &= \rho C p \pi (\phi_{BII(j)}^2 - \phi_{ARB}^2) \cdot (L_{EX(j,2)} - L_{IN(j)} / 4) / 4 \end{aligned}$$

2.2.2.3. Modèle thermique d'un engrenage, et de la zone d'engrènement

Les engrenages sont les éléments qui transmettent la puissance de l'entrée vers la sortie du système. La génération de chaleur par frottement sur les surfaces de dentures est la source principale d'échauffement d'une transmission de puissance. Il semble ainsi important de considérer les phénomènes locaux au niveau des dentures afin de modéliser au plus près la dissipation de chaleur.

On considère que le temps nécessaire à une révolution d'engrènement est très inférieur à celui nécessaire à un changement de température dans la direction circonférentielle d'un pignon ou d'une roue. Par conséquent, on fait l'hypothèse que seul un gradient de température existe dans la direction radiale des engrenages. Les engrenages sont ainsi modélisés par 2 noeuds volumiques chacun, un pour le corps de la roue ou du pignon et un pour les dents et la jante s'il y a en a une (Fig. 2.5).

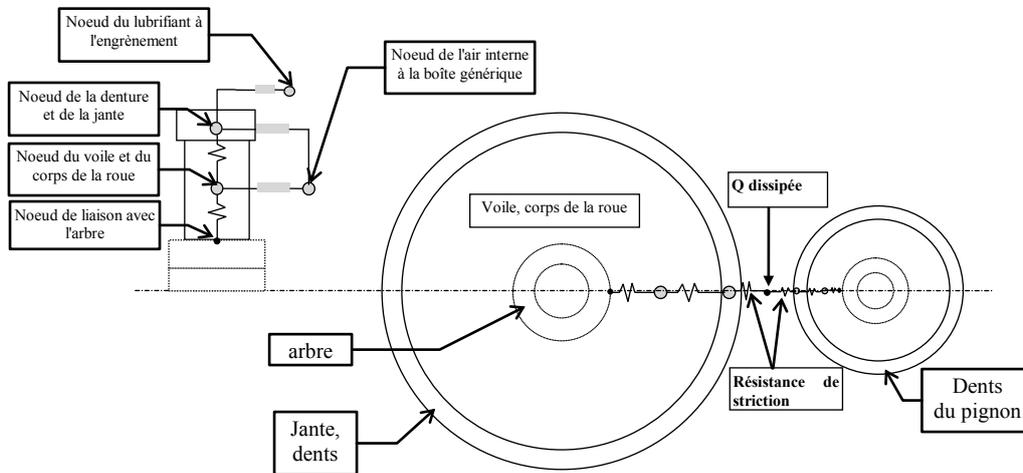


Figure 2.5 :Modèle thermique de l'engrènement

L'échange de chaleur au sein des engrenages se fait par conduction et s'exprime de façon générale par une conductance reliant le noeud i au noeud j :

$$G_{i,j} = 2\pi * \lambda * LE * \ln(r_i/r_j) \quad \text{avec } r_i > r_j \text{ et } B \text{ largeur de l'engrènement, du voile ou de la jante.}$$

La zone de contact des dentures est modélisée par un noeud de liaison, où est introduit un chargement thermique $Q_{dissipée}$, relié aux noeuds de la roue et du pignon par deux résistances thermiques de striction. Celles-ci modélisent l'étranglement du flux de chaleur généré à la surface des dents et s'acheminant vers le corps des engrenages. Les conductances de striction [10] correspondantes s'expriment par :

$$G_{pig,eng} = \left(\frac{0.767}{J \cdot LE \sqrt{a} \sqrt{Vr_{pig}}} \right)^{-1}, \text{ où } a \text{ est la largeur de la zone de contact de l'engrènement, } Vr_{pig} \text{ est la}$$

vitesse tangente au profil de denture du pignon (cf. Chapitre 1 §3.2.1.3). La source de chaleur $Q_{dissipée}$ est calculée à partir de la formule donnant le rendement d'un engrenage et de la puissance à transmettre, Henriot[25] :

$$\eta = 1 - f \cdot \left[\frac{1}{R_{pig}} + \frac{1}{R_{roue}} \right] \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha}$$

Le calcul de la puissance dissipée à l'engrènement a été détaillé lors de l'étude bibliographique (cf. Chapitre 1, §3.2.1.1).

Les engrenages échangent de l'énergie avec l'air interne à la boîte par convection forcée sur leurs flancs, cet échange est modélisé en considérant un disque en rotation d'un fluide au repos comme pour les bagues de roulements. Les surfaces d'échanges étant définies comme sur la figure 2.6, l'échange de chaleur se faisant sur les deux cotés de l'engrenages les surfaces sont multipliées par deux.

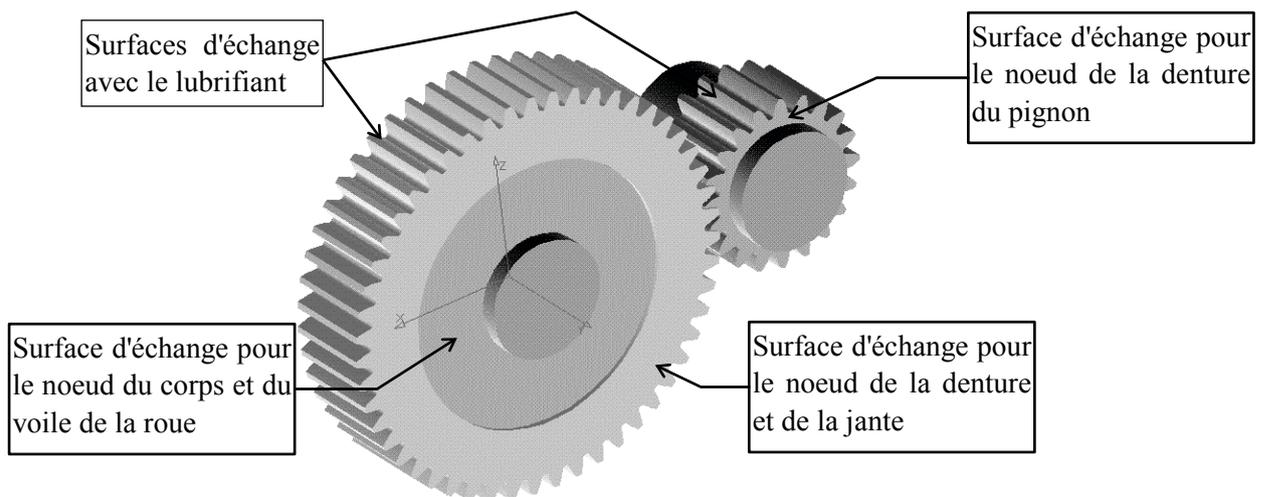


Figure 2.6 : Surfaces d'échange de chaleur par convection sur les engrenages

La lubrification des engrenages est ici réalisée par des jets. On exprime le transfert d'énergie entre le lubrifiant et les engrenages d'après Winter[54] par une conductance reliant le noeud des dents de l'engrenage à celui du lubrifiant :

$$G_{pig,huile} = \frac{5.6 * m * b}{\omega_{pig}^{1/2}} * LE * Z_{pig} * 2\pi / \omega_{pig}, \text{ avec } m \text{ module, } b = \sqrt{\lambda_{huile} \rho_{huile} c_{huile}} \text{ coefficient de}$$

contact thermique de l'huile, LE largeur de denture, Z nombre de dents.

Données nécessaires:

NOM	Description
Z_{D2}	Nombre de dents du pignon
Z_{D1}	Nombre de dents de la roue
AE	Entraxe de fonctionnement(m)
m_o	Module de taillage(m)
f	Coefficient de frottement
α_0	Angle de pression de taillage (deg)
$Couple$	Couple à transmettre(Nm)
ω_{roue}	Vitesse de rotation moteur (rad/s)
LE	Largeur de denture(m)

Les capacités thermiques des noeuds volumiques des engrenages sont calculées relativement aux volumes modélisés par les noeuds en fonction des caractéristiques géométriques des engrenages et par rapport au maillage défini précédemment.

Les modèles ainsi définis pour les arbres, les engrenages et les roulements permettent d'obtenir un modèle thermique de la chaîne cinématique (Fig. 2.7) de la boîte générique.

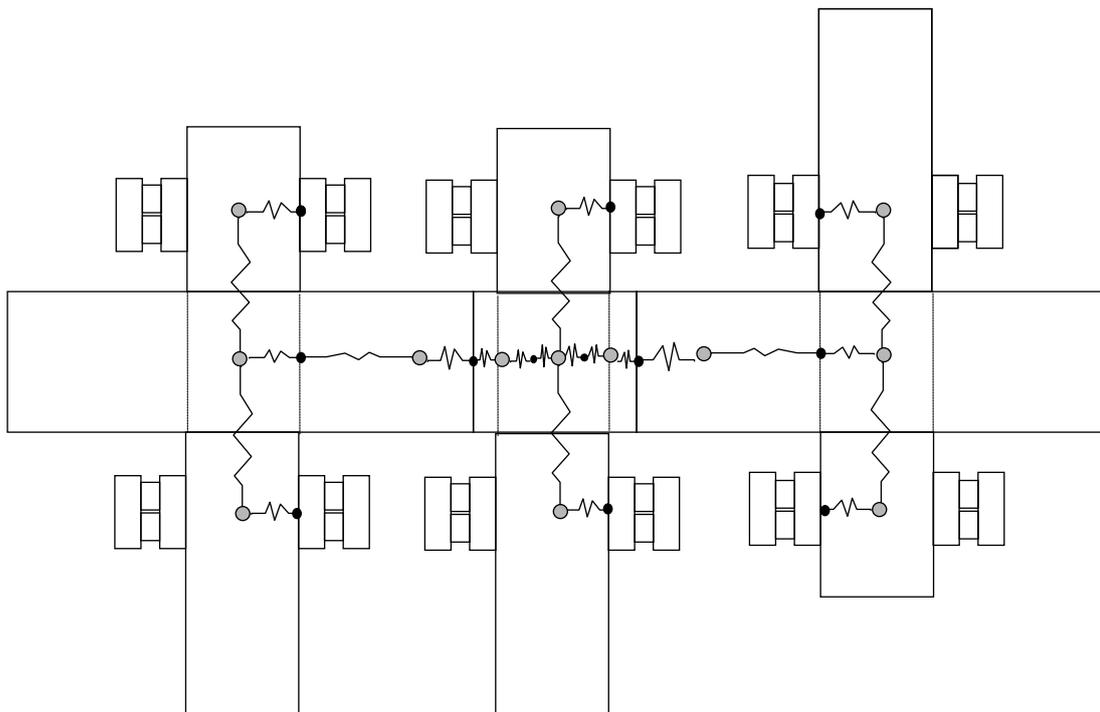


Figure 2.7 : Maillage nodal de la chaîne cinématique, représentation des conductances de conduction

2.2.2.4. Modèle thermique du carter

Chaque transmission de puissance a un carter spécifique (Fig. 2.8), il n'est par conséquent pas possible de définir de modèle général de carter contrairement aux organes précédents (arbres, roulements, engrenages). Cependant, on peut dire de façon générale qu'un carter échange de la chaleur par convection naturelle avec l'air interne et l'ambiant, par convection forcée s'il y a ruissellement d'huile sur ses parois, et par conduction avec les paliers auxquels il sert de logement.

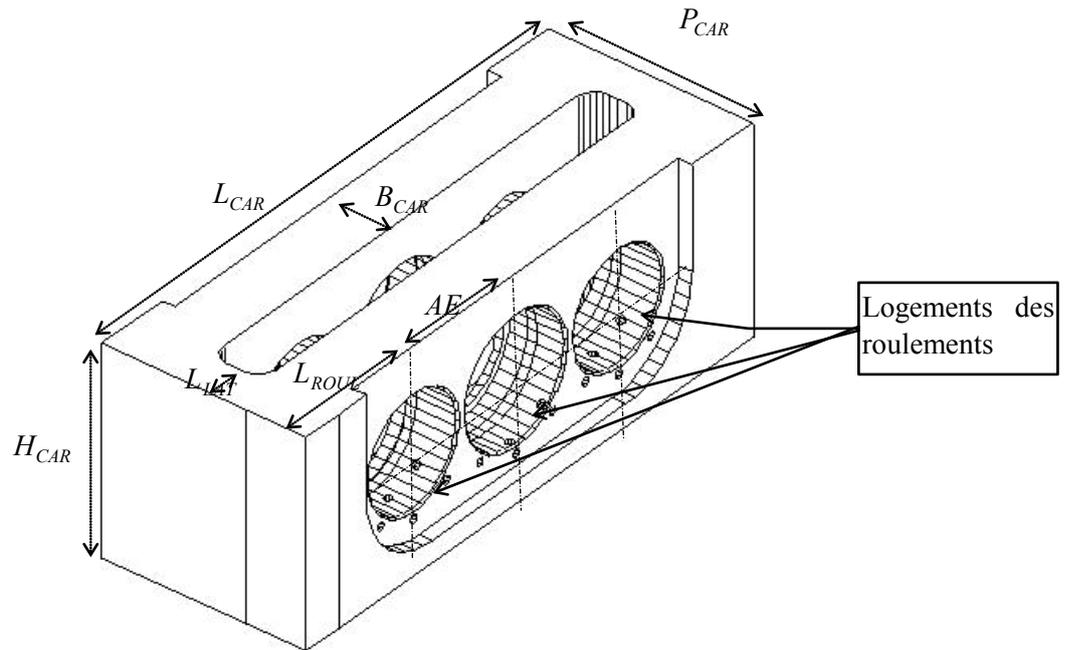


Figure 2.8 : Dessin du carter et dimensions géométriques

Le carter est modélisé pour le cas étudié par 16 noeuds volumiques (Fig. 2.9) et 32 noeuds de liaison correspondant aux projection des noeuds volumiques sur les parois interne et externe. L'échange de chaleur entre les noeuds du carter est modélisé par des conductances de conduction. Les parois du carter échangent de la chaleur par convection naturelle avec l'air interne et externe (les conductances de convection ne sont pas représentées sur le maillage pour des raisons de clarté), et par convection forcée avec le lubrifiant s'il y a ruissellement sur les parois internes. Les échanges avec l'air sont modélisés en considérant le transfert de chaleur entre des plaques verticales et horizontales dans de l'air au repos. Les coefficients d'échange par convection h sont calculés depuis le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hl}{\lambda} = C(Gr \cdot Pr)^n$$

* convection laminaire si $Gr \cdot Pr < 10e9 \rightarrow n=1/4, C=0.53$

* convection turbulente si $Gr \cdot Pr > 10e9 \rightarrow n=1/3, C=0.104$.

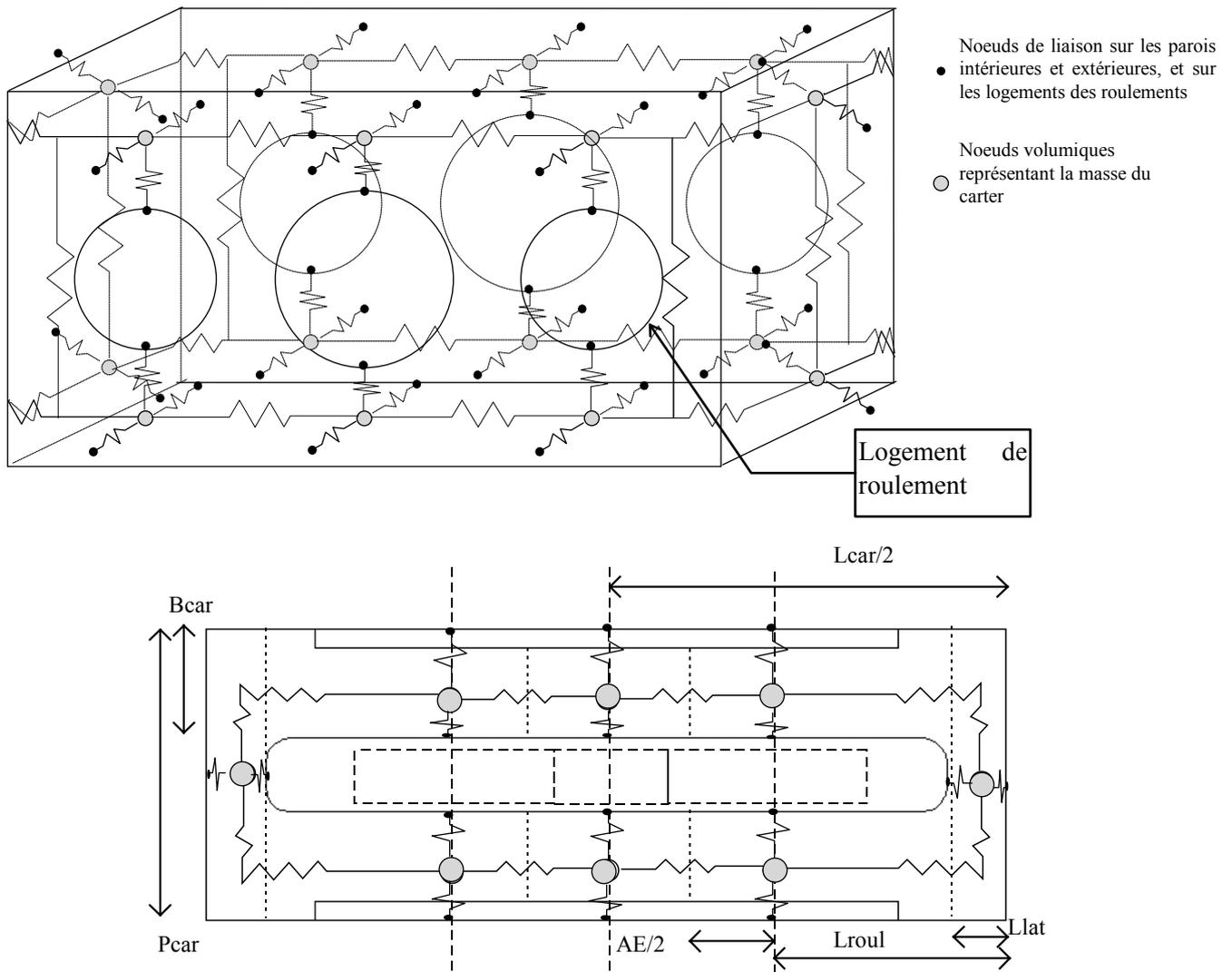


Figure 2.9 : maillage du carter

Les faces supportant les roulements sont modélisées chacune par six noeuds volumiques, les autres faces sont modélisées par deux noeuds volumiques. Les noeuds des faces supportant les roulements sont reliés par une conductance de conduction aux noeuds des bagues extérieures des roulements. Toutes les conductances de conduction ainsi que les capacités thermiques des noeuds volumiques tiennent compte de la géométrie du carter et des roulements. L'échange de chaleur par convection avec l'huile est détaillé plus loin avec la modélisation du circuit de lubrification.

2.2.2.5. Circuit de lubrification, réseau fluidique, refroidisseur

L'huile est amenée aux roulements par l'intermédiaire de trous dans le carter situés au dessus de chaque roulement, ceci à un débit pouvant varier entre 0.3 et 0.5 l/min. pour chaque roulement. De la même façon, l'huile quitte le carter par des trous qui amènent le lubrifiant dans le bac récupérateur. L'huile est amenée sur les surfaces de dentures par des jets(1 et 2 Fig. 2.10), le débit de chaque jet pouvant varier de 3 à 5 l/min. L'huile est ensuite évacuée par gravité vers le bac récupérateur qui achemine le lubrifiant vers le groupe de refroidissement.

Le lubrifiant est de l'huile NATO 0155 AREOSHELL (MIL L 23699). Le refroidissement de l'huile est assuré par un échangeur huile - air, sa modélisation est explicitée plus loin.

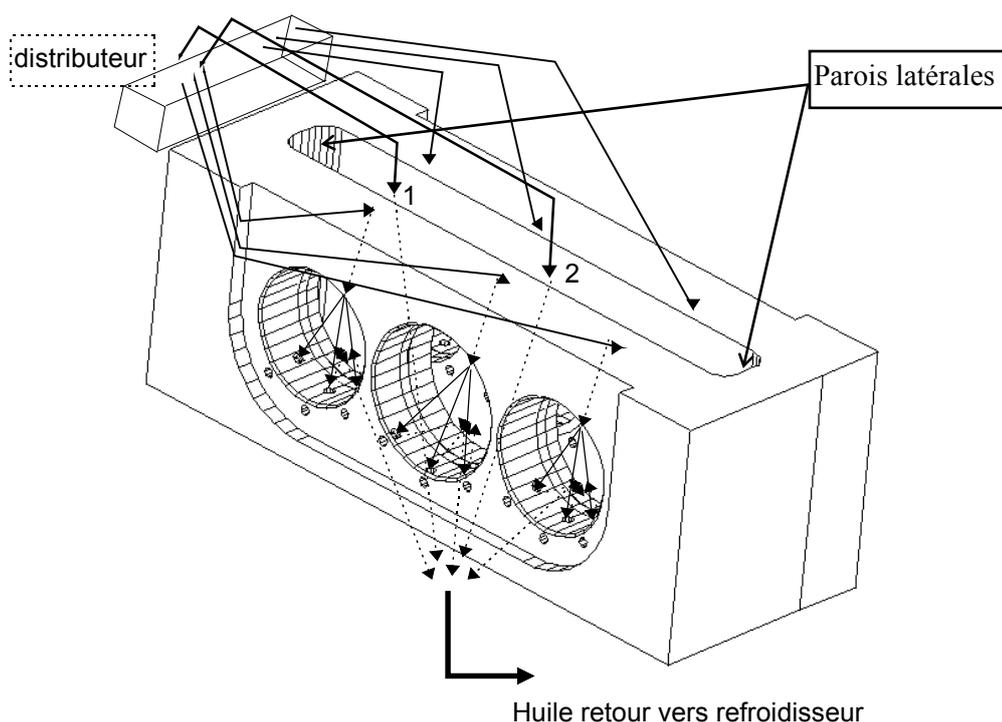


Figure 2.10 : Schéma du circuit de lubrification

Le réseau fluidique est modélisé par 21 noeuds, 18 pour la lubrification des roulements (2*[9 par face du carter]), 1 noeud pour la lubrification de l'engrènement, 1 noeud d'arrivée de l'huile, et 1 pour le retour de l'huile (Fig. 2.11 et 2.12). Le maillage du réseau fluide représenté sur la figure 2.11 concerne une face du carter supportant les roulements, le réseau fluide de l'autre face n'est pas représenté car son maillage est identique. Les échanges d'énergie intervenant sont :

- le transport de masse entre deux noeuds fluides i et j , qui correspond à une conductance fluide,
- la convection entre un noeud fluide i et noeud solide j , ici entre les roulements et le lubrifiant et le carter, ainsi qu'entre les engrenages et le lubrifiant.

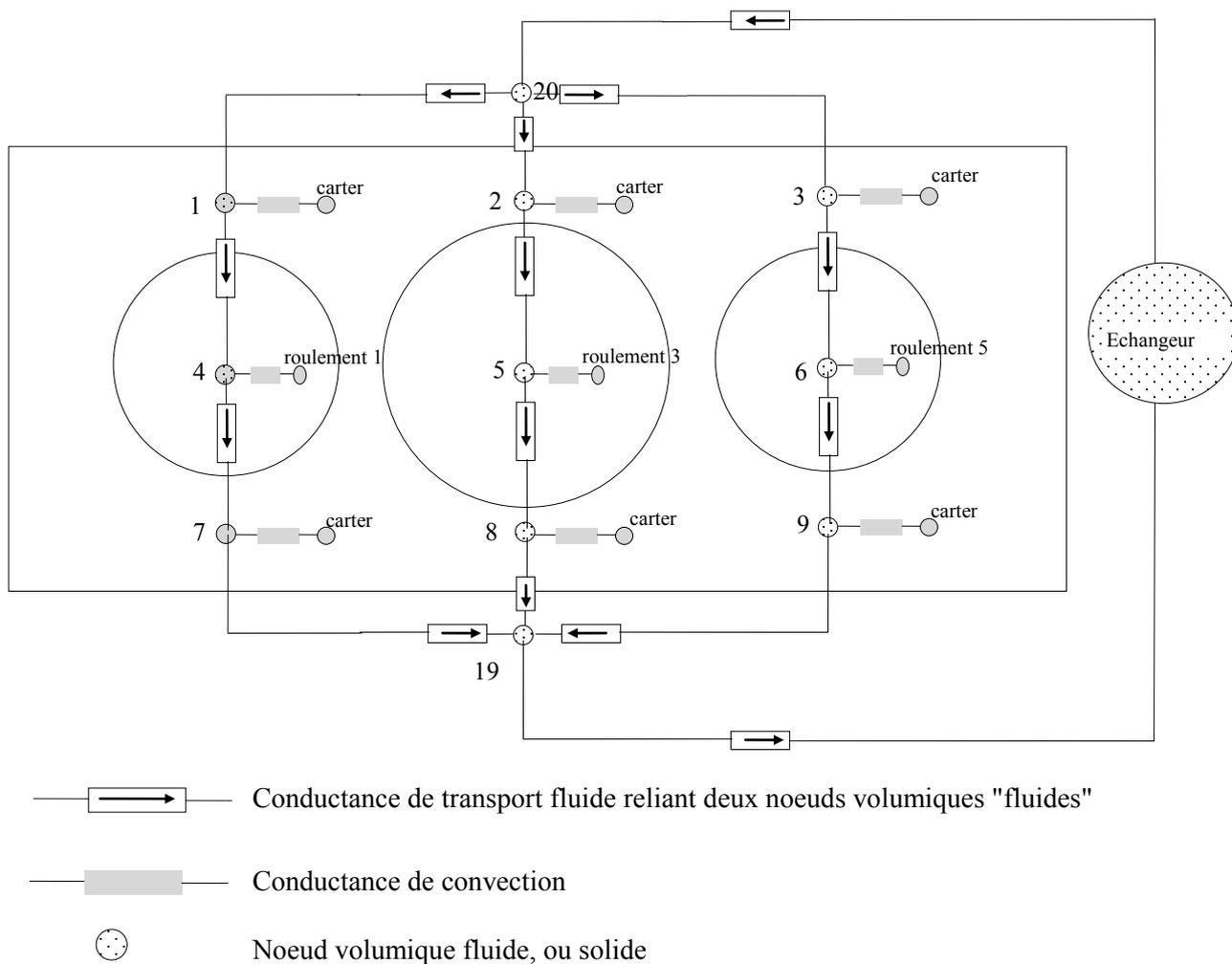


Figure 2.11 : Maillage du réseau fluide nodal d'une face du carter supportant les roulements

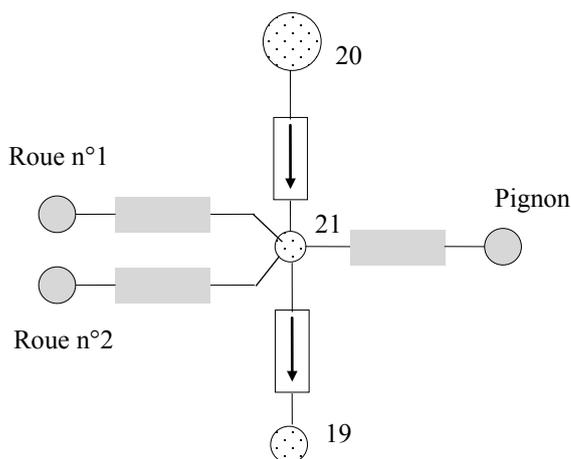


Figure 2.12 : Réseau fluide à l'engrènement

Bilan énergétique en un noeud "fluide"

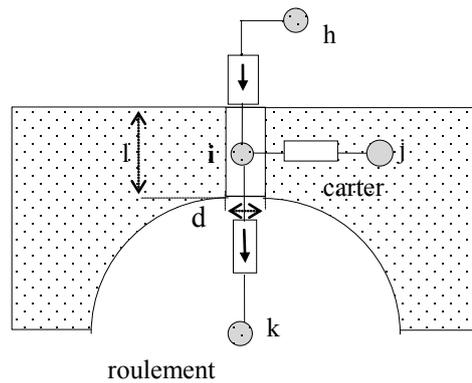


Figure 2.13 : Schéma d'un noeud fluide au-dessus d'un roulement

L'apport de flux au noeud i comporte deux composants :

- le premier d'expression générale $h.S(T_j - T_i)$, où S désigne la surface de contact entre le fluide et la paroi, qui est dû à la convection,
- le second d'expression $\dot{m}.Cp.(T_h - T_i)$ est qui est lié au transfert de masse: l'apport $\dot{m}.Cp.T_h$ en provenance du noeud amont est compensé par l'emport $\dot{m}.Cp.T_i$ en aval où \dot{m} est le débit de fluide (kg/s).

On notera que le bilan énergétique en un noeud fluide i ne met en jeu que les autres noeuds fluides en amont du noeud i .

Le noeud fluide i est affecté d'une capacité thermique, correspondant au volume de fluide que peut contenir le trou de passage du lubrifiant, qui est fonction de la température de l'huile:

$$Cp(i) = \rho_{huile}(T_i) \cdot Cp_{huile}(T_i) \cdot \left(\frac{\pi d^2 l}{4} \right)$$

Les expressions des conductances de convection entre l'huile et le pignon ainsi qu'entre l'huile et un roulement ont été données dans précédemment lors de la description des modèles thermiques de roulements et d'engrenages. Le coefficient d'échange entre un noeud fluide et celui de la masse du carter (Fig. 2.13) s'exprime d'après Bejanar :

$$h = 3.66 * \frac{\lambda_{huile}(T_i)}{d} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}), \text{ en prenant pour surface d'échange la surface cylindrique de la canalisation du fluide, et où la conductivité de l'huile au noeud } i \text{ est une fonction de la température de ce noeud.}$$

Du point de vue de la mise en oeuvre qui est détaillée plus loin, les caractéristiques de l'huile sont calculées par interpolation linéaire à partir de fichiers de données à chaque nouvelle itération du processus de calcul et pour chaque noeud.

Ruissellement d'huile sur les parois

Pour modéliser l'échange par convection entre le lubrifiant et la paroi du carter considérée, lorsqu'il y a ruissellement, on introduit un échange par convection entre les noeuds du lubrifiant de l'engrènement et de récupération et les noeuds de la paroi du carter (Fig. 2.14). Le coefficient s'exprime par :

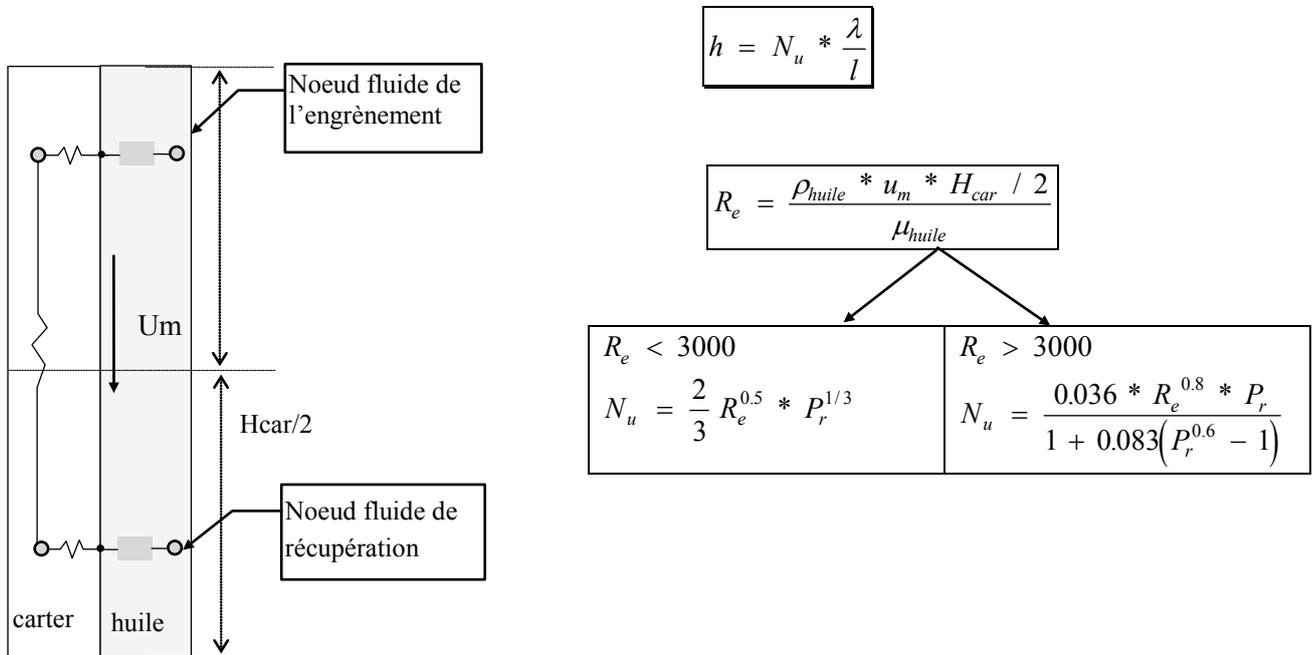


Figure 2.14 : Modèle thermique du ruissellement d'huile sur les parois du carter

La vitesse u_m de l'huile sur la paroi est calculée en faisant des hypothèses sur l'épaisseur de fluide et sur la quantité d'huile projetée, c'est à dire le pourcentage du débit d'arrosage de l'engrènement qui vient ruisseler sur la paroi. Ces hypothèses sont basées sur des observations expérimentales sur les écoulements d'huile aux parois. Néanmoins, dans le cas étudié, le ruissellement sera pris en compte, s'il existe, uniquement sur les parois latérales (parois parallèles aux axes des engrenages, Fig. 2.10) . En effet, les engrenages étant droits l'huile est projetée en majorité sur ces parois.

Modélisation du refroidisseur air huile

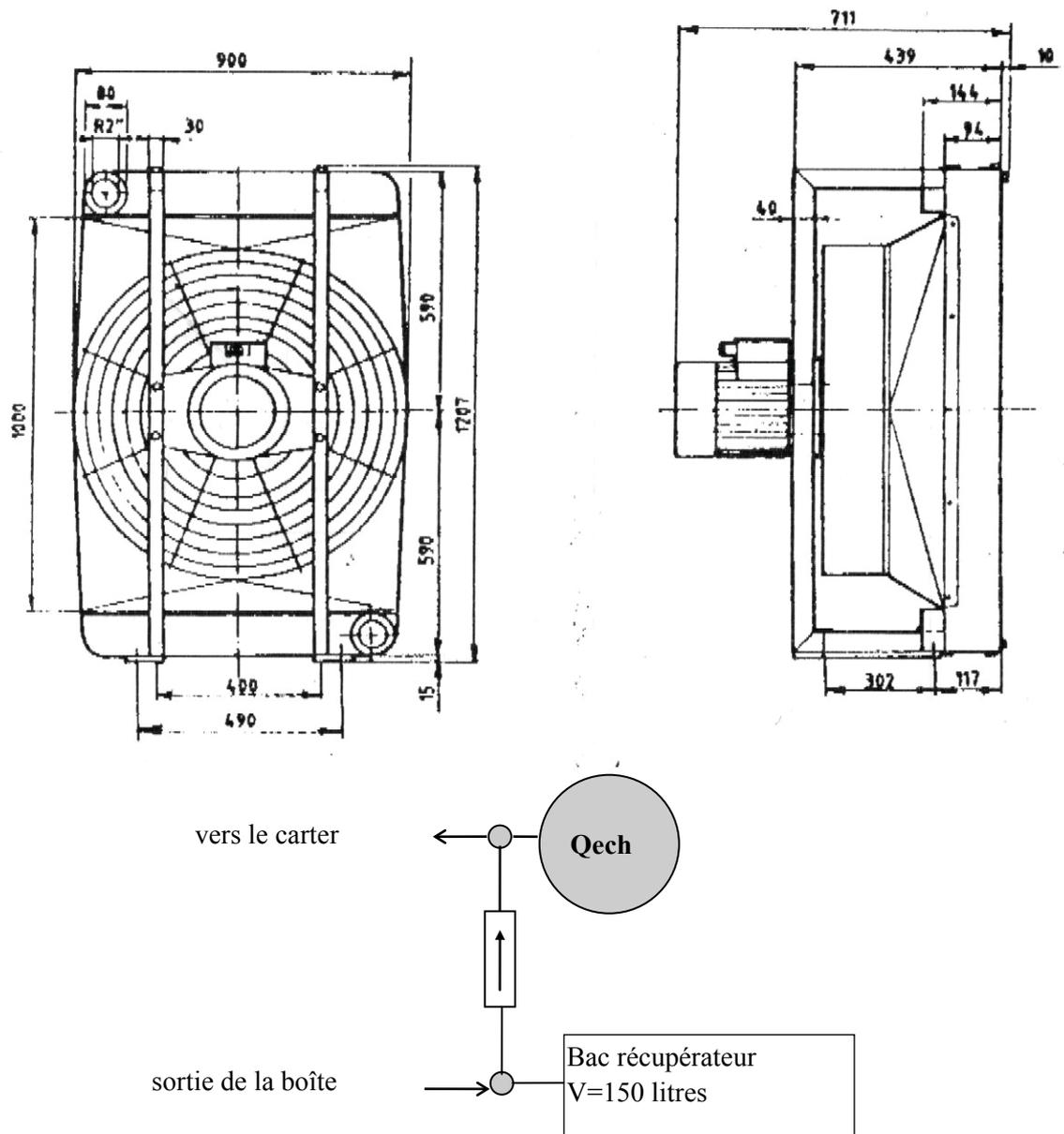


Figure 2.15 : Schéma et modélisation du refroidisseur

Le refroidisseur d'huile (Fig. 2.15) par échangeur air huile (de marque BUGGE, dans le cas de la machine d'essais) a une capacité de refroidissement de 84 kilowatts pour une différence de température air ambiant huile de 40°C et un débit de 100 litres par minute.

Pour modéliser le refroidisseur, le noeud fluide correspondant à l'arrivée d'huile dans la boîte (Fig. 2.15) est affecté d'une puissance négative représentant la capacité de refroidissement. La capacité de refroidissement dépend de la différence de température entre le fluide à refroidir et l'air ambiant, et du débit d'huile. Afin de modéliser la puissance évacuée par le refroidisseur, il faut rapporter cette valeur à la différence de température existant entre le noeud de l'huile de sortie de boîte et le noeud de l'air ambiant, ainsi qu'au débit d'huile réel :

$$Q_{ech} = -84.10^3 * \frac{(T_{huile} - T_{ambiant})}{40} * \frac{débit_huile(m^3 / s)}{0.100 / 60}$$

La modélisation développée ici considère le comportement thermique de la transmission au cours du temps de fonctionnement, par conséquent la température de l'huile évoluant, la capacité de refroidissement de l'échangeur est fonction du temps.

Le bac récupérateur d'huile est modélisé par le noeud fluide de sortie de la boîte qui est affecté du volume d'huile du bac 150 litres par le biais de sa capacité thermique.

2.2.3. Assemblage des modèles thermiques, calcul de la matrice de conductance [K]

Nous avons défini des modèles thermiques nodaux spécifiques à des organes mécaniques d'une transmission de puissance par engrenages. Ces modèles prennent en compte les échanges thermiques par conduction, convection, transport de masse ainsi que les dissipations de chaleur qu'elles soient positives ou négatives. Les conductances thermiques (inverse des résistances thermiques) relient les différents noeuds. Parmi ces conductances, celles de convection et de transport de masse dépendent de la température des noeuds auxquels elles se rapportent; par conséquent leurs valeurs ne sont pas constantes au cours du fonctionnement de la boîte générique. Les conductances de conduction sont considérées comme constantes. Ainsi, pour la construction de la matrice de conductance complète [K] du système, trois matrices de "connectivité" sont utilisées :

- $[A_{CD}]$ matrice des conductances de conduction,
- $[A_{CV}]$ matrice des conductances de convection,
- $[A_{FL}]$ matrice des conductance de transport de masse.

Ces matrices contiennent les valeurs des différentes conductances modélisant les transferts de chaleur entre les noeuds du modèle. Elles sont construites en assemblant les différents modèles créés et en respectant les liaisons définies par les noeuds de liaisons des modèles thermiques. La matrice $[A_{CD}]$ est calculée au début du programme, tandis que les matrices $[A_{CV}]$ et $[A_{FL}]$ sont calculées à chaque pas de temps ainsi qu'à chaque itération de convergence (Fig. 2.16). A partir de ces matrices , la matrice des "connectivités" complète [A] est obtenue par addition des trois matrices, puis les termes de la matrice de conductance [K] du système sont calculés comme suit (nt étant la taille du système) :

$$[A] = [A_{CD}] + [A_{CV}] + [A_{FL}]$$

```

pour i=1:nt
  pour j=1:nt
    K(i,i)=K(i,i)+A(i,j);
    si i≠j
      K(i,j)=-A(i,j);
    sinon
      K(i,j)=K(i,j);
    fin si
  fin pour
fin pour

```

De même, les termes dépendant de la température de la matrice diagonale des capacités thermiques [Cp] sont calculés pour chaque nouvelle itération.

2.3. Mise en oeuvre informatique, Fonctionnement du code de calcul

Le code de calcul développé pour la modélisation du comportement thermique, par la méthode nodale, d'une boîte générique utilise le langage du logiciel MATLAB qui est fort bien adapté au traitement et à la manipulation de systèmes matriciels. Le programme ne sera pas détaillé ici, mais nous donnons les paramètres d'entrée, l'organigramme de calcul, et la nature des résultats obtenus.

2.3.1. Données d'entrée

L'objet de ce paragraphe n'est pas de détailler le formatage des variables d'entrée, mais de décrire les paramètres nécessaires à la simulation du comportement thermique de la boîte générique au cours du temps de fonctionnement.

- *Données géométriques*

Toutes les dimensions géométriques définissant chacun des composants de la transmission de puissance et leurs positions respectives sont nécessaires. En effet, toutes les conductances thermiques sont calculées à partir de fonctions dont les variables sont les caractéristiques des éléments

➤ Roulements

Bague Extérieure	Diamètre extérieur, diamètre intérieur, largeur
Bague Intérieure	Diamètre extérieur, diamètre intérieur
Éléments roulants	Diamètre, nombre de rangées, nombre d'éléments roulants par rangées

➤ Arbres

Diamètres	intérieur, extérieur
Longueurs	totale, débouchantes, position du pignon, positions des roulements

➤ Engrenages

Roues	diamètre primitif, nombre de dents
Pignon	diamètre primitif, nombre de dents
Données communes aux roues et au pignon	entraxe de fonctionnement, angle de pression, module, largeur

➤ Carter

Les paramètres nécessaires sont : l'épaisseur, la largeur, la longueur, la profondeur, la hauteur, les positions des paliers supportant les arbres, les diamètres et les longueurs des canalisations de circulation du lubrifiant.

➤ Circuit de lubrification

Les données nécessaires sont : les diamètres des tubes d'amenée du lubrifiant ainsi que leur longueur.

• *Données de fonctionnement*

- Vitesse de rotation et couple de l'arbre d'entrée,
- Débit de lubrifiant dans les roulements et à l'engrènement,
- Puissance de refroidissement de l'échangeur
- Temps de fonctionnement simulés.

• *Caractéristiques des matériaux et fluides en présence*

Acier	Masse volumique, conductivité, capacité calorifique, coefficient de frottement (roulements, engrenage)
Air, huile	Fichier de données comportant, en fonction de la température, la conductivité, la masse volumique, la capacité calorifique, la viscosité dynamique, le nombre de Prandlt.

2.3.2. Organigramme de calcul

Rappelons que l'objectif est de résoudre le système d'équations :

$$\boxed{[K] * \{T\} + [Cp]\{dT/dt\} = \{Q\}} \quad \text{où}$$

- $[K]$ est la matrice de conductance du système, à l'instant t , représentant l'ensemble des transferts énergétiques au sein et entre les éléments technologiques de la boîte générique,
- $\{T\}$ est le vecteur des températures recherchées à l'instant t ,
- $[Cp]$ est la matrice diagonales des capacités thermiques des noeuds du modèle à l'instant t ,
- $\{dT/dt\}$ est le vecteur dérivé par rapport au temps de la température à l'instant t ,
- $\{Q\}$ est le vecteur de chargement thermique, c'est-à-dire le vecteur des sources de dissipations mécaniques d'énergie à l'instant t .

La taille du système est de 148*148 dans le cas d'étude présentée avant. Le programme comporte trois phases. Dans un premier temps, les données sont lues dans les fichiers d'entrée. Dans un deuxième temps, les termes de conduction de la matrice de conductance sont calculés et stockés, ces termes restent constants car ils ne dépendent pas de la température. Puis dans la troisième phase, à chaque pas de temps les termes de

convection et de transport fluïdique de $[K]$ sont calculés ainsi que l'énergie dissipée dans les roulements qui dépend de la température du lubrifiant. La méthode de Newton Raphson est utilisée pour la résolution. Par conséquent à chaque pas de temps plusieurs itérations sont effectuées jusqu'à convergence de la solution, c'est-à-dire de $T(t)$. A chacune de ces itérations les termes de convection et de transport fluïdique de $[K]$ sont recalculés pour l'approximation du vecteur $[T]$ correspondant. L'organigramme de la figure 2.16 illustre le déroulement du calcul. Le temps de calcul sur PC (266 Mhz) pour la simulation d'un temps de fonctionnement de 2h est de 30 min.

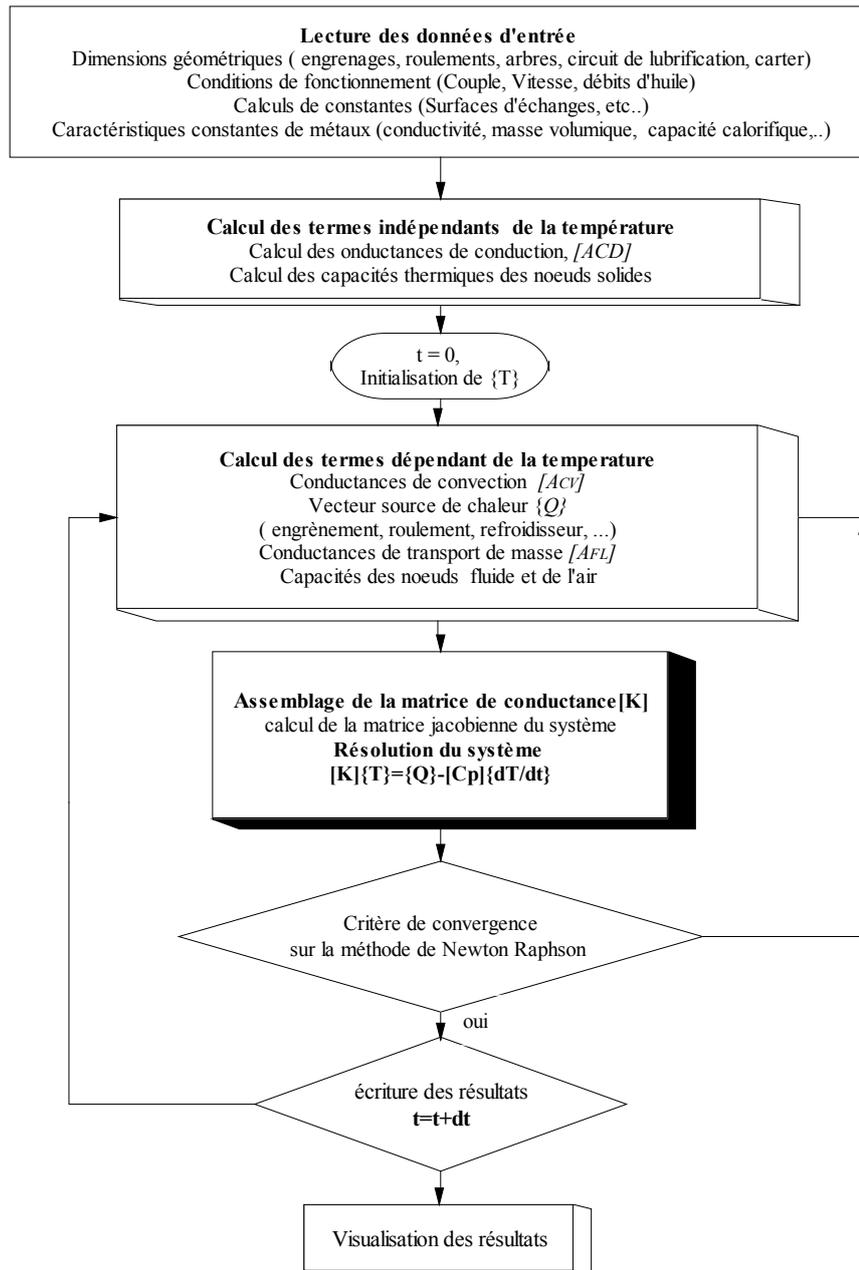


Figure 2.16 : Organigramme du déroulement du programme

2.3.3. Visualisation des résultats

Le calcul terminé, les températures de tous les éléments technologiques ainsi que les flux d'énergie qui les traversent sont accessibles en fonction du temps de fonctionnement. Une carte de température de la transmission à tout instant du fonctionnement peut être obtenue, ceci permet de visualiser les gradients de température existants entre les éléments de la boîte générique. Les puissances évacuées par l'huile, l'air ambiant sont calculées. Un post processeur réalisé sous l'environnement Matlab permet par une carte de température "active" (Fig. 2.17) de tracer les montées en température des éléments. Cette carte de température est active car chaque élément technologique de la transmission est représenté par un bouton poussoir rectangulaire qui, s'il est enfoncé, renvoie l'évolution en température de l'élément correspondant sur le système d'axes de la figure. Les nombres dans chacun des boutons poussoirs correspondent aux températures, au temps final de fonctionnement simulé, des éléments représentés. La boîte générique est représentée sur la figure 2.17 par une coupe suivant le plan passant par les axes des engrenages.

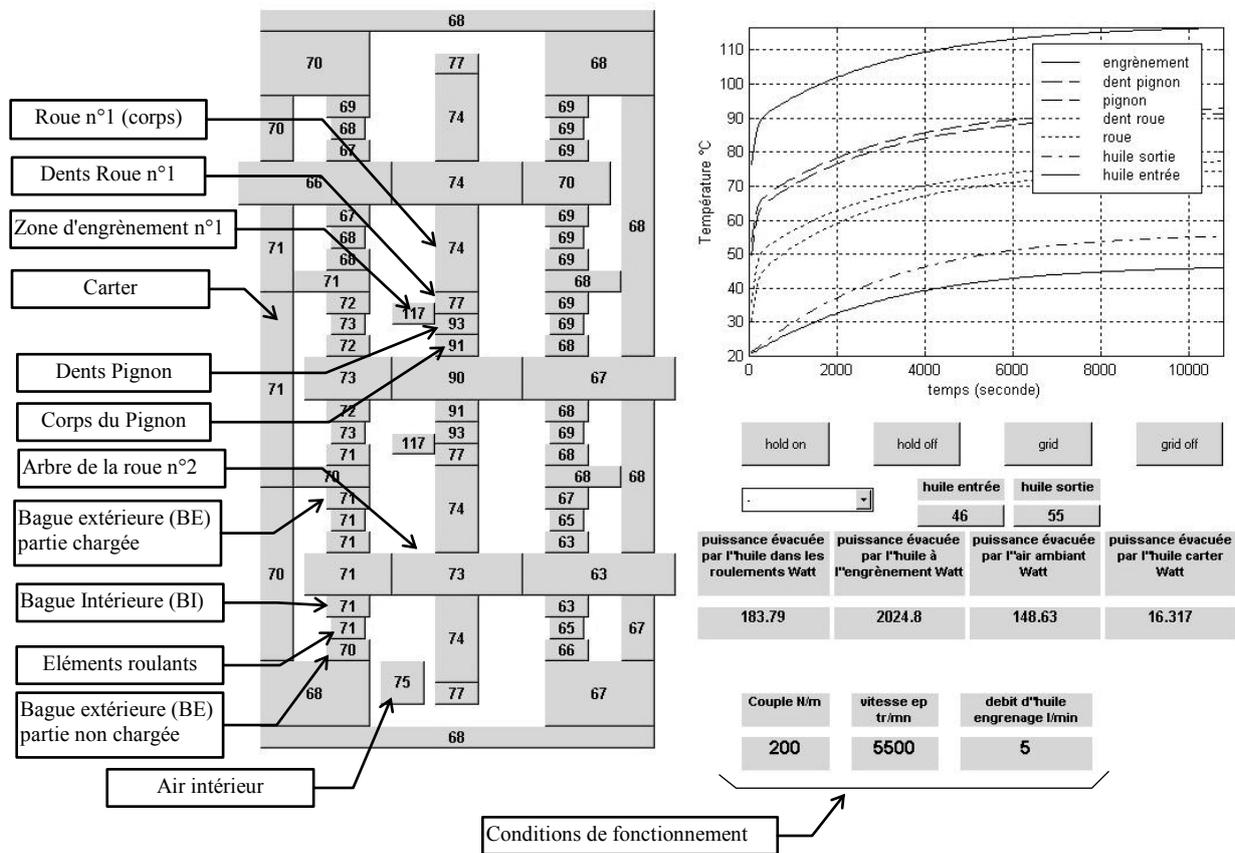


Figure 2.17 : Interface de visualisation des résultats de simulation du comportement thermique de la boîte générique.

Sur la carte de température de la figure 2.17, on peut voir que :

- les zones d'engrènement ont des températures de 117°C,
- les dents des roues sont à 77°C, les dents du pignon sont à 93°C,
- les températures des bagues du roulement en bas à droite sont de 71 °C pour la partie chargée de la bague extérieure et la bague intérieure, et de 70°C pour partie non chargée de la bague extérieure,
- l'air intérieur est à 75°C,
- la température au milieu de l'arbre portant le pignon est de 90°C.

2.4. Effets des conditions de fonctionnement(vitesse, couple, débits)

L'objectif est de quantifier l'influence de la puissance transmise et des débits d'huile sur les températures en régime stationnaire des constituants de la boîte générique. Ainsi, des simulations ont été effectuées combinant différents niveaux de couple, de vitesse et de débit. Les résultats obtenus permettent de visualiser l'effet de la puissance à transmettre sur les températures des organes mécaniques de la transmission(Fig. 2.18, Fig. 2.19, Fig. 2.20).

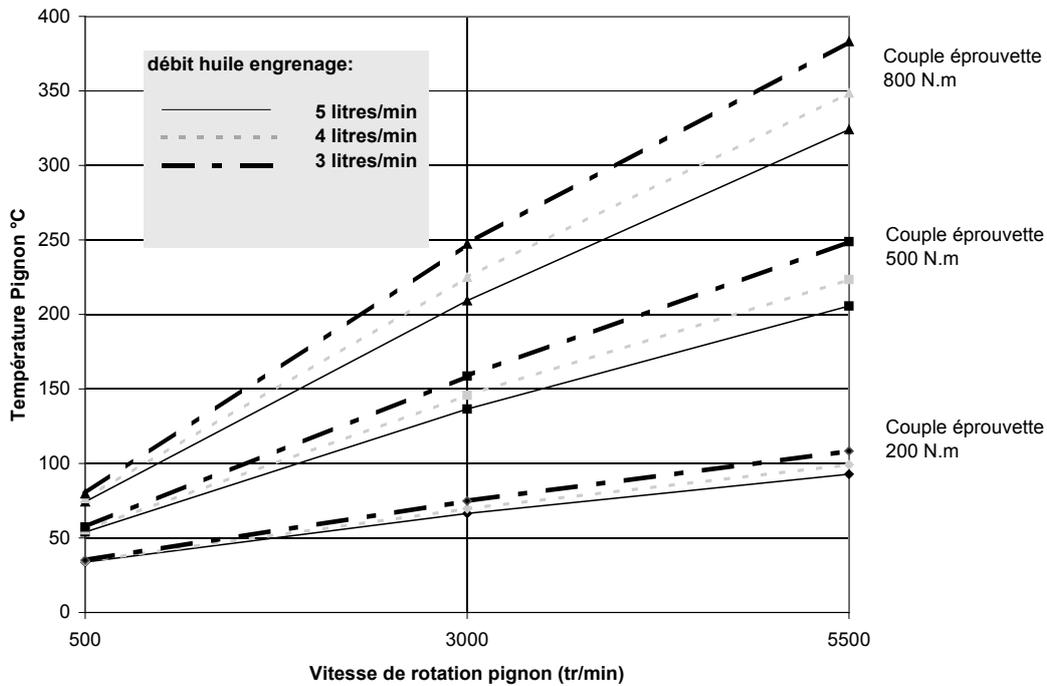


Figure 2.18 : Simulation de l'influence des conditions de fonctionnement sur la température du pignon

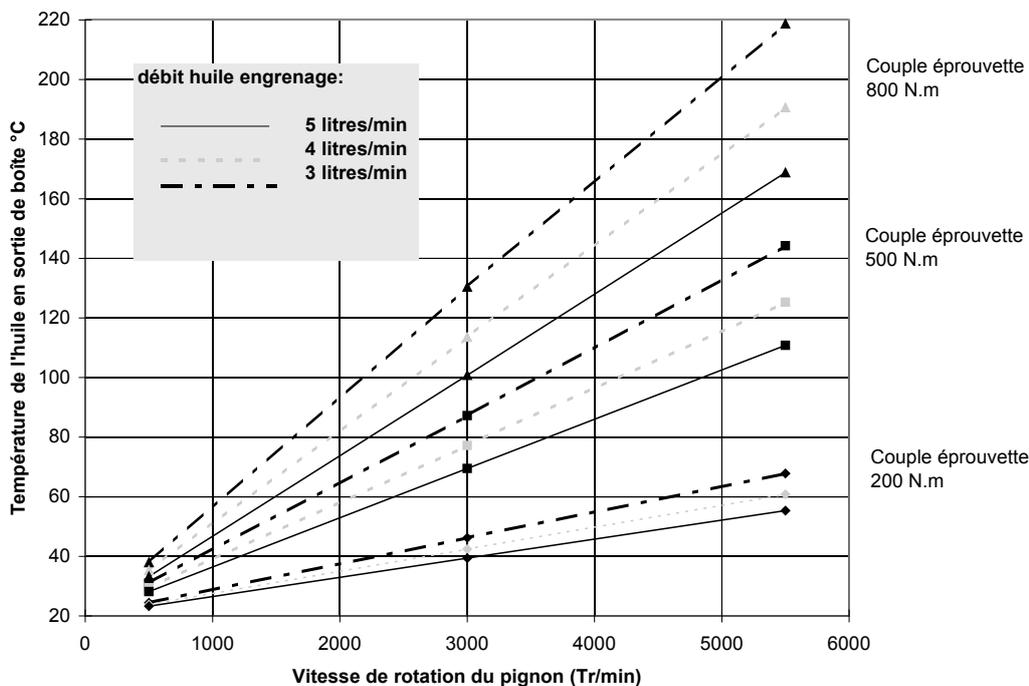


Figure 2.19 : Influence du régime de fonctionnement sur la température d'huile à la sortie de la boîte générique

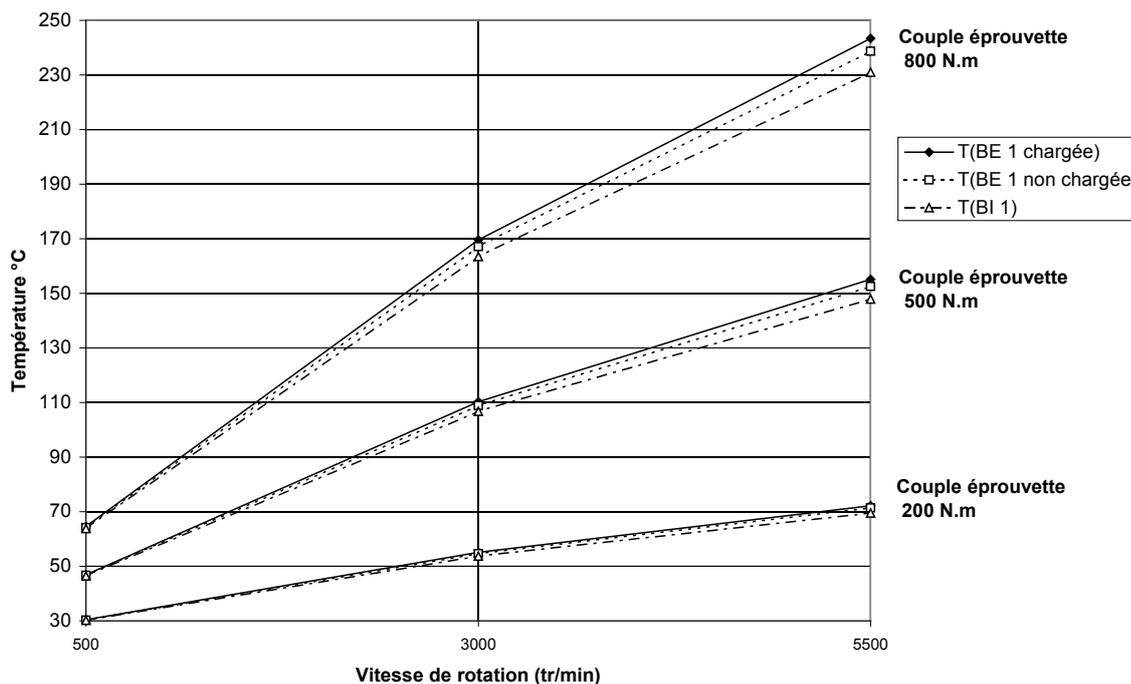


Figure 2.20 : Températures des bagues intérieure et extérieure (partie chargée et non chargée) en fonction de la puissance transmise

Les résultats de simulations mettent en évidence la grande influence de la puissance transmise sur les niveaux de températures atteints. Les plages de variations des paramètres de fonctionnement considérées sont celles de la machine d'essais correspondante. Le débit d'huile à l'engrènement a une influence plus faible que le couple et la vitesse mais non négligeable. Un gradient d'une vingtaine de degrés entre les bagues intérieure et extérieure du roulement est observé pour un régime élevé.

2.5. Analyse de l'influence des termes convectifs du modèle thermique nodal d'une boîte générique sur la simulation de son comportement thermique

Si les termes traduisant un transfert de chaleur par conduction dans la matrice de conductance sont bien connus, il n'en est pas de même pour les termes convectifs. En effet, les différentes formulations d'échange d'énergie par convection sont issues de résultats empiriques. Ainsi, il semble important d'étudier la sensibilité du modèle nodal développé par rapport aux termes convectifs qu'il comporte. L'objectif étant de quantifier l'influence d'une incertitude sur la modélisation d'un échange par convection sur la prédiction du comportement thermique de la boîte générique.

Tous les termes convectifs intervenant dans l'échange d'énergie entre les éléments technologiques de la transmission ont été étudiés.

Dans un premier temps, nous avons considéré les termes convectifs modélisant l'échange de chaleur des engrenages avec l'air interne et l'huile. Deuxièmement, nous avons étudié l'influence des termes convectifs au niveau des arbres. Ensuite, nous présentons les résultats de l'étude d'influence des termes convectifs au niveau des roulements. Enfin, nous nous sommes intéressés à l'influence des coefficients d'échange par convection sur les parois du carter de la transmission.

Pour réaliser cette étude d'influence, nous avons considéré des conditions de fonctionnement moyennes dans la plage de fonctionnement de la machine d'essai :

- couple pignon : 500 N.m
- vitesse pignon : 3000 tr/min.
- débit d'huile à l'engrènement : 5 l/min.

L'influence des termes d'échange de chaleur par convection est déterminée en comparant les cartes de températures obtenues pour des conditions de fonctionnement identiques avec des termes convectifs différents. Pratiquement, des simulations sont effectuées en supprimant l'échange par convection considéré ou en multipliant par deux son coefficient d'échange, ceci consiste en fait à considérer une incertitude de 100 % sur le coefficient d'échange étudié.

2.5.1. Influence, des termes convectifs au niveau des engrenages avec l'air interne à la transmission et l'huile, des résistances de contact à l'engrènement

Les engrenages échangent de la chaleur par convection forcée avec l'air interne à la boîte de vitesses et le lubrifiant. Ces échanges sont modélisés à partir de formules prises dans la littérature. Nous allons déterminer l'influence d'un terme convectif en analysant le changement de température, des éléments de la transmission, impliqué par une modification de celui-ci. L'écoulement de la chaleur par conduction au niveau de l'engrènement est modélisé par des résistances de striction(ou de contact). Nous avons étudié l'influence d'une modification de ces résistances sur la carte de température de la transmission.

2.5.1.1. Convection avec l'air interne

Les surfaces d'échange de chaleur par convection forcée avec l'air interne sont les surfaces latérales de l'engrenage. Le coefficient d'échange s'exprime en considérant un disque vertical en rotation dans de l'air au repos par :

$h = \bar{Nu} * \lambda / R$ où \bar{Nu} est le nombre de Nusselt moyen, λ la conductivité de l'air et R le rayon du disque (dimension caractéristique de la surface d'échange). Le nombre de Nusselt moyen s'exprime pour $Re_e(\frac{\omega R^2}{\nu}) \leq 2.10^5$ (ici c'est toujours le cas) par :

$$\boxed{\bar{Nu} = 0.4 * R_e^{1/2} * P_r^{1/3}} \text{ d'où } \boxed{h = 0.4 * \lambda * \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} * P_r^{1/3}}$$

Afin de quantifier l'influence du coefficient d'échange par convection sur la prédiction du comportement thermique de la transmission, nous avons réalisé trois simulations en prenant un coefficient nul, un coefficient égal à h et un coefficient égal à $2*h$. Les cartes de températures (Fig. 2.21) représentant l'équilibre thermique pour chacun des cas mettent en évidence la très faible influence de ce coefficient sur le comportement thermique de la transmission. De plus, les températures de l'air interne et des engrenages étant proches, l'échange par convection est faible.

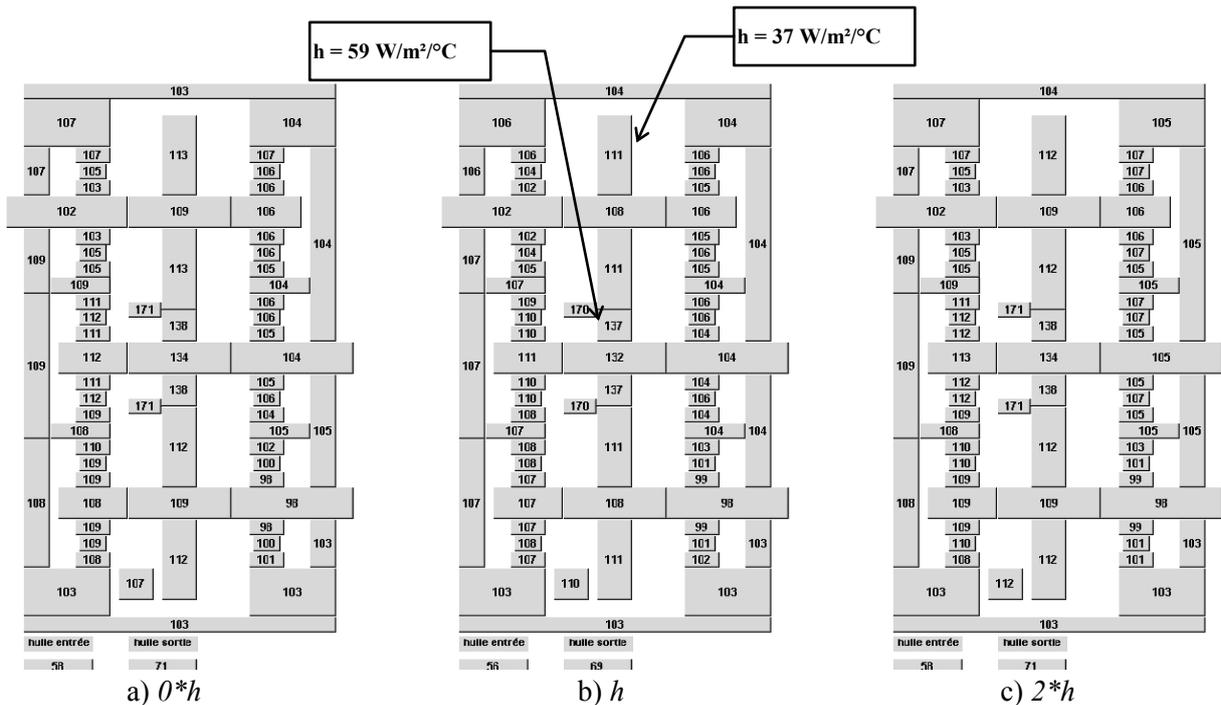


Figure 2.21 : Cartes de températures de la boîte générique pour différents coefficients d'échange par convection entre les surfaces latérales des engrenages et l'air interne

2.5.1.2. Convection avec le lubrifiant

Les engrenages échangent de la chaleur par convection avec le lubrifiant amené par des jets sur la surface de denture. Le coefficient de convection h entre l'engrenage et le lubrifiant d'après Winter [54] (cette formulation a été détaillée au chapitre 1 §3.2.3.1.2):

$$h = 5.6 * m * b * \omega^{-1/2} * (Z * B * 2\pi/\omega)$$

où m est le module de l'engrenage, $b = \sqrt{k \cdot \rho \cdot C_p}$ est le coefficient de contact thermique de l'huile, ω est la vitesse angulaire du pignon.

Pour déterminer l'influence du terme convectif entre l'engrenage et l'huile, nous avons réalisé deux simulations, en prenant tout d'abord comme coefficient d'échange h (cf. ci-dessus), puis un coefficient d'échange égal à $2*h$. La comparaison des cartes de températures (Fig. 2.22) obtenues pour ces trois simulations met en évidence l'influence du coefficient d'échange entre le lubrifiant et les engrenages. En effet, pour un coefficient d'échange deux fois supérieur, la température des engrenages est diminuée d'une vingtaine de degrés. Par ailleurs, on remarquera que ce coefficient est influent localement car les températures des autres organes de la transmission sont faiblement diminuées.

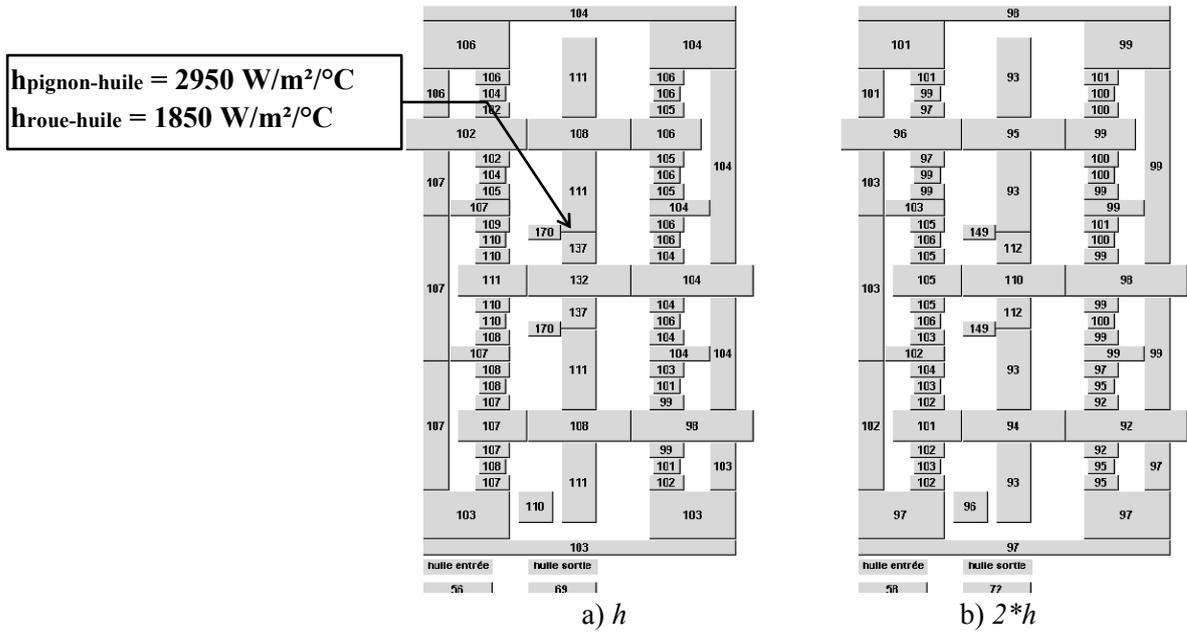


Figure 2.22 : Cartes de températures simulés deux coefficients d'échange par convection différents entre l'huile et les engrenages.

2.5.1.3. Résistances thermiques de striction à l'engrènement

Le phénomène d'étranglement, dû à la faible surface de contact entre les dents, du flux de chaleur généré à l'engrènement et entrant dans les dents d'engrenages est modélisé par des résistances thermiques de striction Blok [10]. Les formulations de ces résistances ont été données précédemment.

Pour juger de l'influence de la valeur des résistances de contact sur la carte de température de la transmission, nous avons effectué trois simulations en prenant pour résistances de striction $0.5 \cdot R_c$, R_c , $2 \cdot R_c$. La comparaison des cartes de températures obtenues (cf. Fig. 2.23) met en évidence une influence locale de la valeur prise par la résistance de striction. En effet, on observe sur les trois cartes une différence marquée pour les températures des zones d'engrènement et des dents des engrenages, les températures des autres éléments mécaniques ne sont pas ou très peu influencées par la valeur de la résistance de contact.

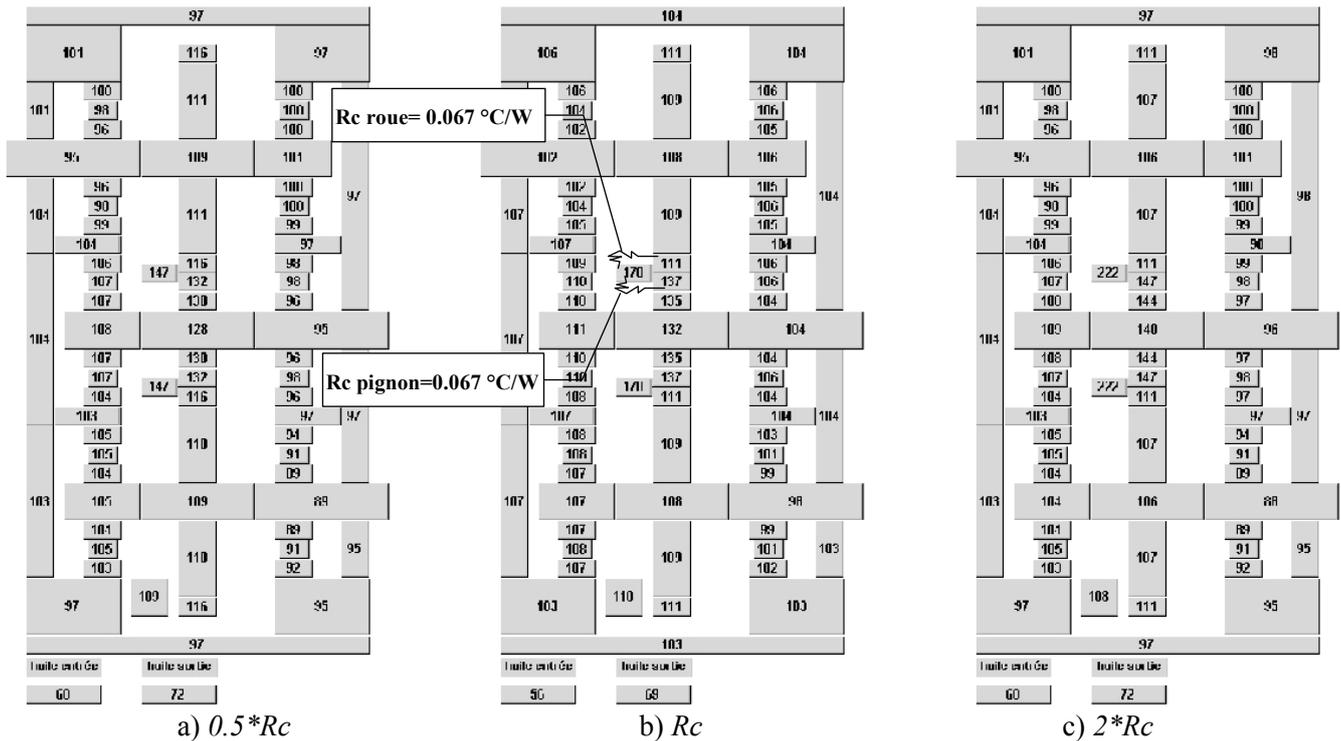


Figure 2.23 : Cartes de températures pour différentes résistances thermiques de striction entre la zone d'engrènement et les noeuds des dentures des engrenages.

2.5.2. Convection sur les arbres

Les arbres supportant les engrenages échangent de la chaleur par convection forcée avec l'air interne à la boîte de transmission et l'air ambiant. Ce type d'échange s'exprime à partir du coefficient de convection par :

$$Nu_D = 0.11 \left[(0.125 Re_D^2 + Gr_D) Pr \right]^{0.35} \quad h = Nu_D \frac{\lambda}{D}$$

Pour quantifier l'influence de ce paramètre, nous avons effectué trois simulations en prenant successivement comme coefficient de convection $0 \cdot h$, h , $2 \cdot h$. La comparaison des cartes de températures obtenues (Fig. 2.24) montre que la température des éléments est diminuée d'une dizaine de degrés pour une augmentation du coefficient de convection de 100%. L'influence de ce coefficient est localisée sur les portions d'arbre concernées ainsi que sur les roulements les supportant. Les engrenages sont très peu influencés par une modification de ce terme convectif.

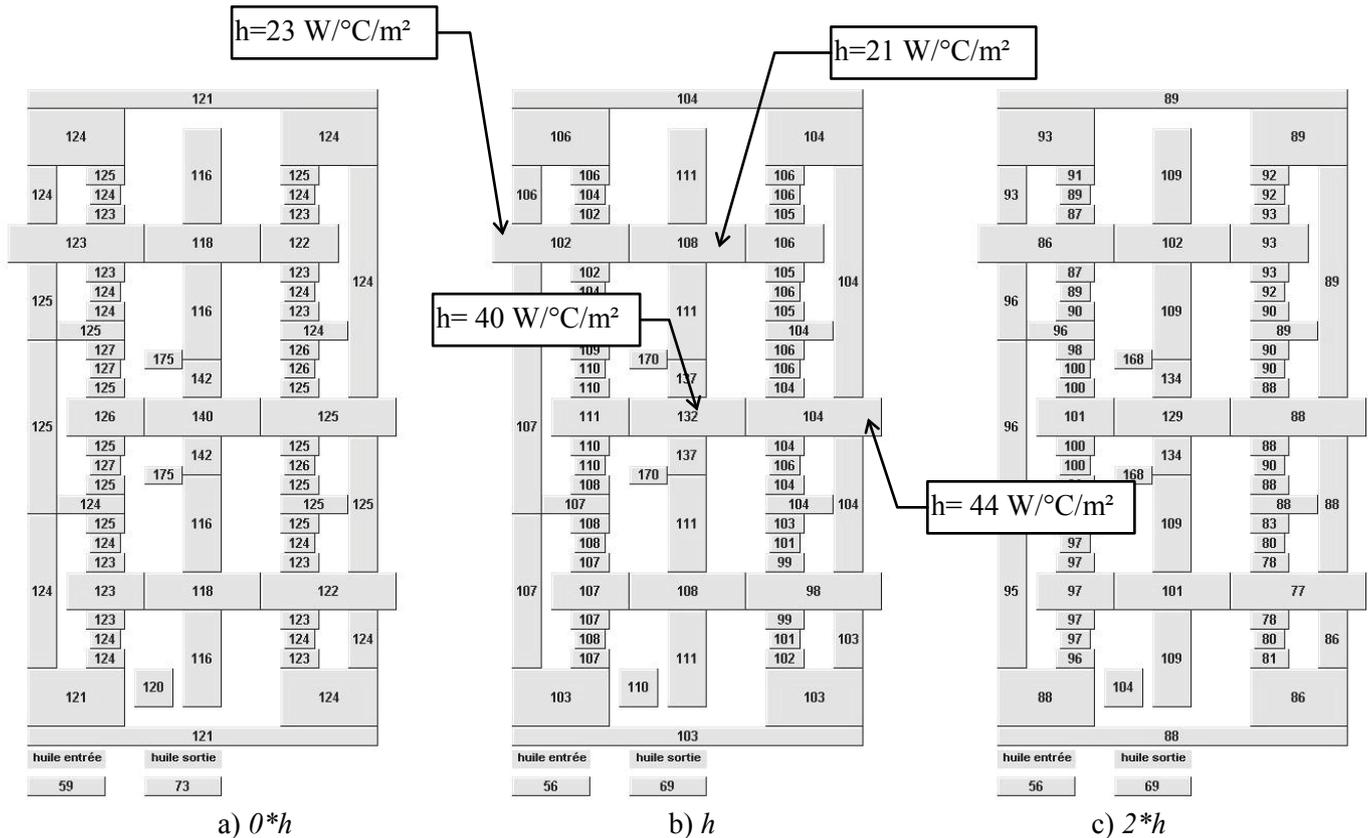


Figure 2.24 : Cartes de températures pour des coefficients de convection forcée arbre - air différents

2.5.3. Influence des termes convectifs avec l'air interne et le lubrifiant au niveau des roulements

Les roulements échangent de l'énergie, par convection avec l'air interne à la transmission et le lubrifiant. Les roulements sont également des sources de dissipation d'énergie qui contribuent à l'échauffement de la transmission de puissance. Les formulations de ces échanges par convection et de la dissipation de chaleur ont été détaillées au paragraphe 2.2.2.1 du présent chapitre. Des simulations ont été faites de la même façon que précédemment pour juger de l'influence de la convection avec l'air interne. Celle-ci s'est révélée nulle par conséquent les cartes de températures ne seront pas présentées. Cette non influence est due au fait que les aires des surfaces d'échanges avec l'air, qui correspondent aux flancs des bagues, sont très petites.

Dans l'optique de déterminer l'influence de la convection entre les roulements et le lubrifiant sur la prédiction du comportement thermique de la transmission, nous avons simulé trois montées en température en prenant comme coefficient de convection $0 \cdot h$, h , $2 \cdot h$ (Fig. 2.25). Les résultats obtenus montrent que le coefficient d'échange "huile-roulement" est influent localement. En effet pour un coefficient deux fois supérieur les températures des roulements et des éléments adjacents sont diminuées d'une dizaine de degrés alors que les températures des engrenages ne sont pas modifiées. On notera également que la température de l'huile à l'entrée et à la sortie de la transmission n'est pas influencée par ce coefficient. L'huile est essentiellement chauffée par la chaleur qu'elle évacue à l'engrènement. En effet, la puissance dissipée à l'engrènement représente 80% de l'énergie totale dissipée.

Les quantités de chaleur dissipées dans les roulements supportant la roue arbrée et le pignon arbré sont sensiblement différentes car les roulements ne sont pas de la même série. En effet les roulements de l'arbre du pignon doivent supporter des vitesses de rotations plus élevées que les roulements des arbres des roues, ils sont plus larges et ont des diamètres plus grands. La formulation de la dissipation d'énergie dans un roulement (cf. §2.2.2.1) fait intervenir des coefficients dépendant de la série désignant le roulement. De plus, la puissance dissipée dans un roulement dépend de la viscosité de l'huile qui diminue avec la montée en température de celle-ci (Fig. 2.26).

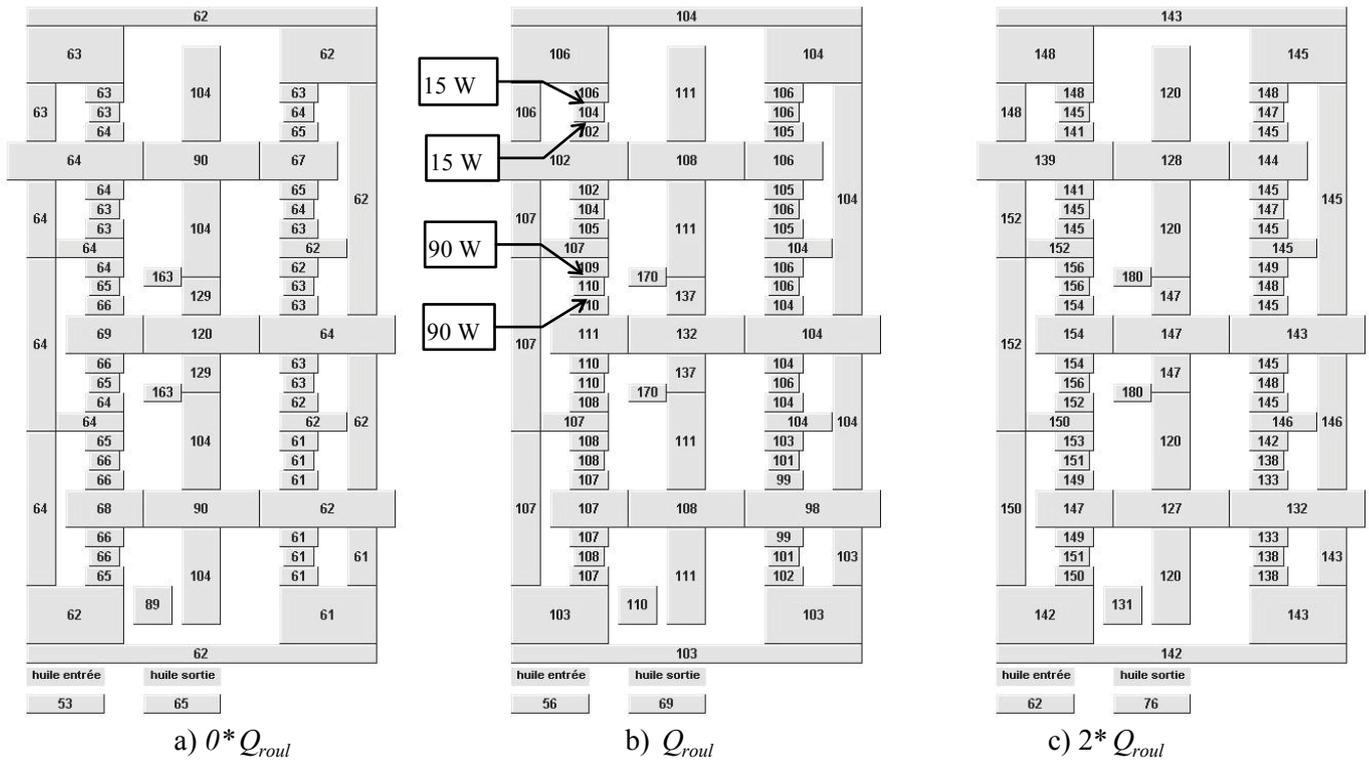


Figure 2.27 : cartes de températures pour différentes dissipations de chaleur dans les roulements au contact Bagues - corps roulant

2.5.4. Influence des termes convectifs avec l'air interne, l'air ambiant et le lubrifiant sur les parois du carter

Les parois du carter échangent de la chaleur avec l'air interne, l'air ambiant par convection naturelle. L'échange de chaleur par convection entre les parois internes du carter et l'huile existe s'il y a ruissellement d'huile. Ce ruissellement d'huile dépend du régime de rotation puisqu'il résulte de la projection de lubrifiant sur les parois depuis les surfaces de dentures. Ainsi, sa modélisation nécessite des hypothèses quant à la vitesse d'écoulement sur les parois et à l'épaisseur du film. Le ruissellement est considéré sur les parois parallèles aux axes des engrenages.

Nous avons tout d'abord étudié l'influence de la convection avec l'air ambiant et l'air interne, puis, dans un deuxième temps, l'influence du ruissellement d'huile sur les parois.

2.5.4.1. Influence de la convection sur les parois du carter avec l'air ambiant et l'air interne

La convection avec l'air interne et ambiant sur les parois du carter s'exprime au travers du coefficient de convection considérant l'échange de chaleur entre une plaque verticale et un fluide au repos (cf. §2.2.2.4).

Pour analyser l'influence de la convection interne et externe nous avons réalisé six montées en températures en considérant séparément la convection interne et externe. Les cartes de températures obtenues montrent que les termes convectifs avec l'air interne sont très peu influents (les cartes de températures ne sont pas représentées). Par contre la convection avec l'air ambiant influence la température du carter et des roulements (Fig. 2.28), les engrenages ne sont pas influencés.

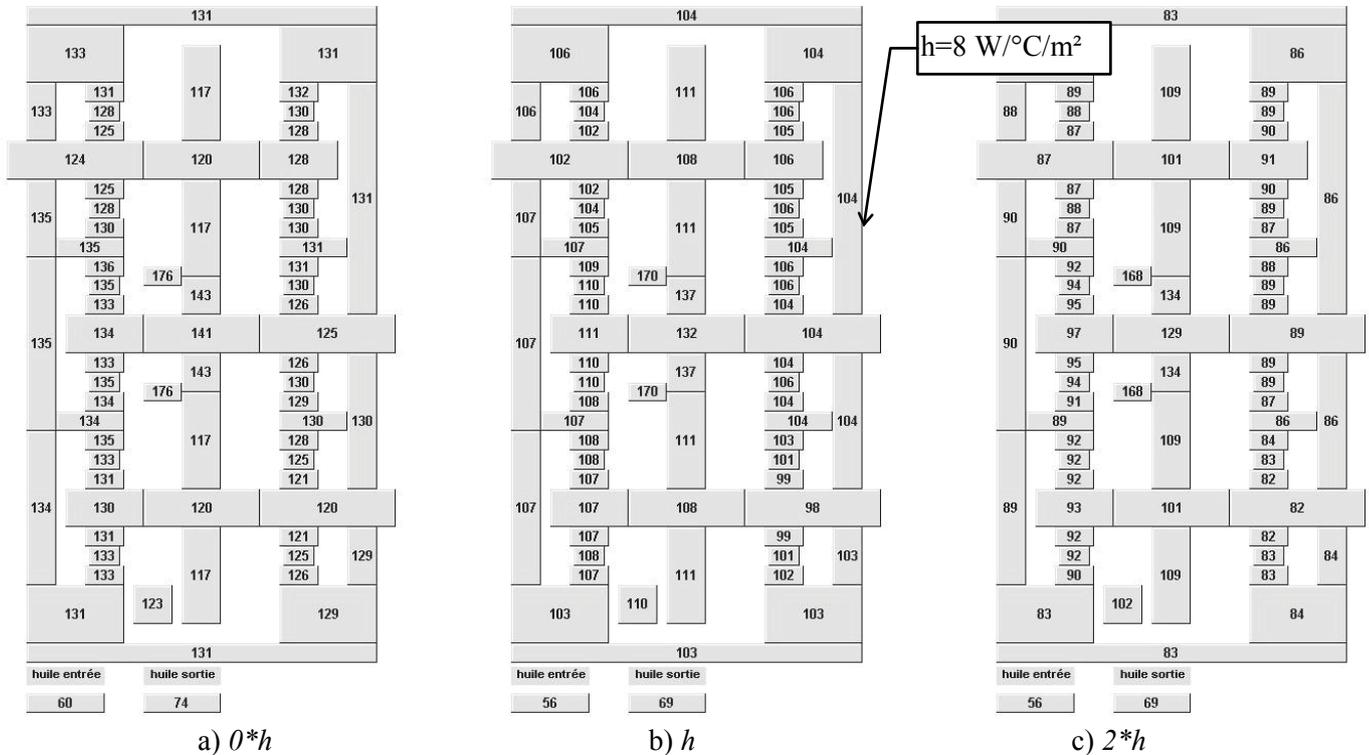


Figure 2.28 : Influence de la convection avec l'air externe sur la prévision du comportement thermique

2.5.4.2. Influence du ruissellement d'huile sur les parois latérales du carter

Pour modéliser l'échange entre le lubrifiant et la paroi du carter considérée, on introduit un échange par convection entre les noeuds du lubrifiant de l'engrènement et de récupération et les noeuds de la paroi du carter (cf. §2.2.2.5).

La vitesse u_m de l'huile sur la paroi est calculée en faisant une hypothèse sur l'épaisseur de fluide et sur la quantité d'huile projetée. On a considéré que le débit était de moitié celui de l'engrènement, et que l'épaisseur du film d'huile était de 1mm.

Afin de quantifier l'influence du ruissellement d'huile sur les parois latérales du carter, nous avons comparé les cartes de températures obtenues en considérant le ruissellement et en le négligeant (Fig. 2.29). Il apparaît nettement que le ruissellement d'huile influence les températures du carter et des roulements. Par contre, les engrenages et les arbres sont très peu influencés.

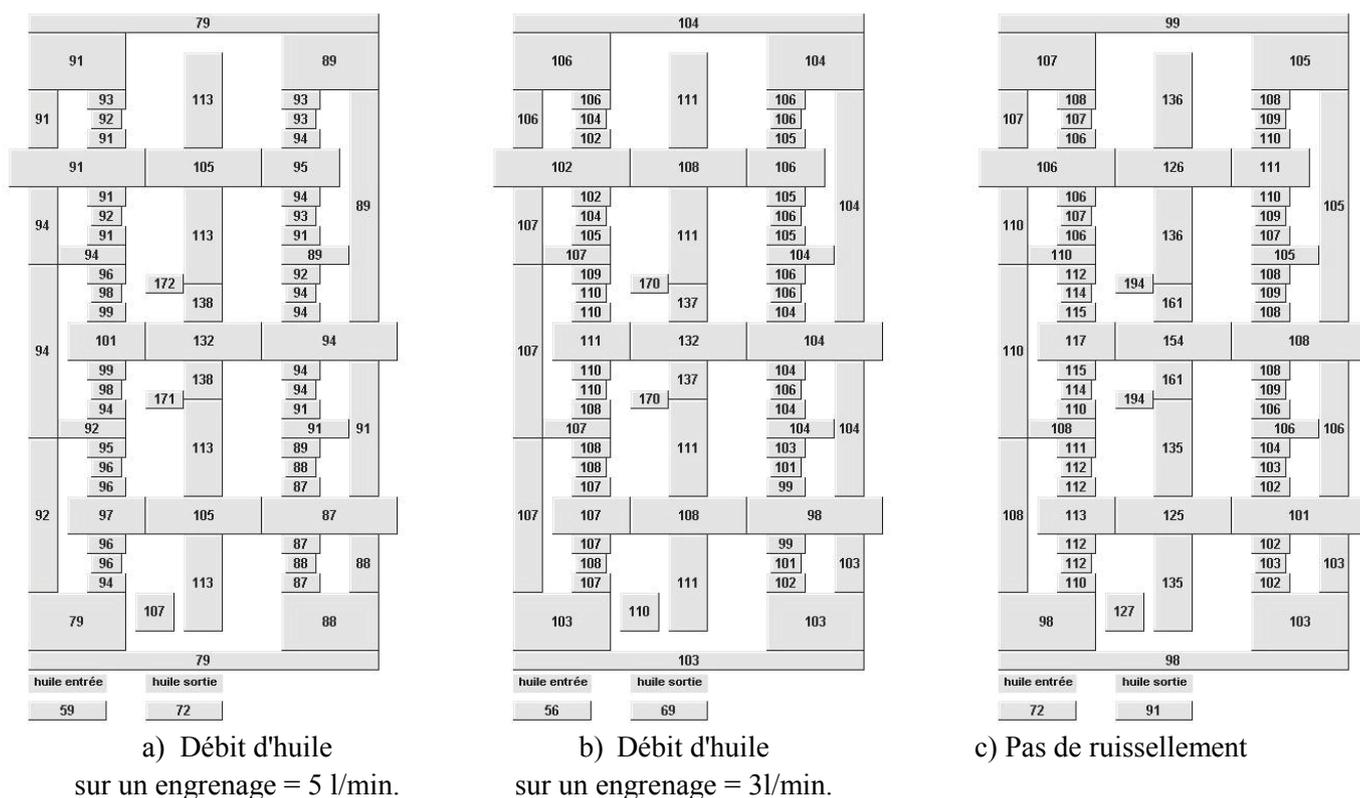


Figure 2.29 : Effet du ruissellement d'huile sur les parois latérales sur la carte thermique de la boîte générique.

2.5.4.3. Comparaison de coefficients de convection avec des résultats de la littérature

Les coefficients d'échanges convectifs ont été calculés pour différents régimes de fonctionnement (cf. tableau ci-dessous). Les valeurs calculées sont du même ordre de grandeur que celles de Coe [15] et [14] (études de la NASA). On remarque que les coefficients augmentent avec la vitesse de rotation mais ne sont pas ou peu affectés par le couple.

Description	Valeur des coefficients d'échange ($W/m^2/^\circ C$)					
	3000 tr/mn 200 N.m	3000 tr/mn 400 N.m	2000 tr/mn 300 N.m	2000 tr/mn 400 N.m	Valeurs de [14] ($W/m^2/^\circ C$)	Valeurs de [15] ($W/m^2/^\circ C$)
roulement - huile	392	453	330	368	786	2000
roulement - air	58	58	48	48	32.7	79
arbre roue - air	43	37	30	28	13.8	38
arbre pignon - air	79	71	60	55		
roue - air	58	59	48	48	59	
pignon - air	93	93	76	76		
carter - air ext	7	9.8	7.3	8.7	20 - 7	7 - 3

2.5.5. Conclusion

L'étude d'influence des termes convectifs du modèle nodal, sur la prédiction du comportement thermique d'une boîte de transmission de puissance par engrenages, a montré que ces termes sont influents généralement localement. En effet, les modifications en températures impliquées par un changement dans un terme convectif concernent essentiellement les organes mécaniques dont l'échange d'énergie est modélisé par ce terme. Cet effet local permettra lors de l'expérimentation un recalage plus fin de notre modèle nodal.

Plus généralement, ce sont les termes convectifs modélisant un échange avec l'air ambiant(parois du carter, arbres débouchants) ou le lubrifiant(engrènement, roulement, parois latérales du carter) qui sont les plus influents sur la prédiction du comportement thermique.

Ainsi, cette étude, ajoutée à l'étude d'influence menée sur les paramètres mécaniques de la transmission, permet de connaître la sensibilité du modèle numérique par rapport à ses paramètres internes et externes. On notera que le modèle est nettement plus sensible aux variations des paramètres de fonctionnement(vitesse et couple). En effet, les puissances dissipées à l'engrènement et dans les roulements sont directement dépendantes de ces paramètres.

1. Bibliographie

- [1] **ACHARD, J.F.**, " The Temperature of rubbing surfaces", *Wear*, 1958, Vol.2, pp. 438-455.
 - [2] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Design of spur gear for improved efficiency », *Jour. Mech .Des., ASME*, Oct. 1982, vol. 104, pp. 767-774.
 - [3] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss », *Jour. Mech .Des., ASME*, Jan. 1981, vol. 103, pp. 151-159.
 - [4] **BARDON, J.P.**, "Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieu en glissement relatif", *Revue Générale de Thermique*, Fév. 1994, n°386, pp. 85-91.
 - [5] **BARDON, J.P, CASSAGNE B. , FOURCHER B., SAINT-BLANQUET C.**, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact", Mars 1971, Laboratoire de Thermocinétique, Université de Nantes.
 - [6] **BEJAN, A.**, "*Heat Transfer*" Wiley&Sons, 1993, 676p.
 - [7] **BERRY, G. A., BARBER, J. R.**, « The division of frictional heat - A guide to the nature of sliding contact », *Journal of Tribology, ASME*, vol. 106, July 1984, pp. 405-415.
 - [8] **BLOK H. ,** " Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, Vol.2, pp. 222-235.
 - [9] **BLOK H. ,** « The Flash Temperature Concept », *Wear*, Vol 6, 1963, pp.483-493.
 - [10] **BLOK H.**"La methode des réseaux thermiques pour le calcul des temperatures de masse dans les transmissions à engrenages", *Sociétés d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, 1970, N° 59.
 - [11] **BONESS** " Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil", *Proc of The 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Chicago, April 1989, PP. 355-359.
 - [12] **BOUROGUGA B. , BARDON JP. , TRUFFART B. , BRIOT JM. , GOIZET V. ,** "Le contact thermique roulant : Application à l'étude expérimentale de la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux", *Revue Générale de Thermique*
 - [13] **CHANGENET C., DENIS M., NAST D.** "Thermal Study of Railway Reduction Gears", *VDI BERICHTE NR1230*, 1996, pp. 461-471.
 - [14] **COE H.H.** "Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter transmission", *NASA, Tech. Report 89-C-010*, 12p, 1989.
 - [15] **COE H.H.** "Thermal analysis of a Planetary Transmisssion with Spherical roller Bearings operating after comlete Loss of Oil", *NASA, Technical Paper 2367*, 11p, 1984.
 - [16] **COE H.H. ,** " Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings", *Jour. Adv. Power Trans. Tech. , NASA LRC*, Jan 1983, pp. 203-221.
 - [17] **COLIN F., FLOQUET A., PLAY D.**, “ Thermal Contact Simulation in 2-D and 3-D Mechanisms”, *Journal of Lubrication Technology, trans. ASME*, 1987.
 - [18] **DIMAROGONAS A.D. ,** "Heat distribution and Flash Temperatures in Radial Seals", *Wear*, Vol 23, 1973, pp. 113-119
-

- [19] **EL-BAYOUMY L.E. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.**, « An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears », *Jour. Mech. Trans. Aut. Des.*, Dec. 1985, Vol. 107, pp. 541-548.
- [20] **FLOQUET A., PLAY D.**, “Contact Temperature in Dry Bearings. Three Dimensional Theory and Verification ”, *Journal of Lubrication technology, Trans. ASME*, Vol. 103, pp. 243-252, April 1981.
- [21] **HANDSCHUH R. F.** , « *Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears* », Ph.D. thesis, Case Western Univ. , Aug 1993, 195p.
- [22] **HANDSCHUH R.F., KICHER T.P.**, "A method for Thermal Analysis of spiral bevel gears", *Proceedings of the 1994 International Gearing Conference*, Newcastle UK, 1994, p. 347-352.
- [23] **HARRIS T.A** "Rolling bearing analysis", Wiley, 1991.
- [24] **HARTNETT J.P., DELAND E.C.** "The Influence of Prandlt Number on the Heat transfer from rotating nonisothermal disks and cones", *Journal of Heat Transfer, Trans ASME*, 1961, p. 95-96.
- [25] **HENRIOT G.** "*Traité théorique et pratique des engrenages*" Dunod, 1991
- [26] **HOHN B.R., MICHAELIS K., WALLMER T.** "Thermal rating of Gear Drives balance between power loss and heat dissipation", *AGMA*, ISBN 1-55589-675-8, 1996.
- [27] **HOOKE C.J., MAO K., WALTON D., BREED A., KUKUREKA S.** "Temperature Prediction in polymeric Gears", *3ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions*, Paris France, 1992, p. 643-652.
- [28] **HOWELLS R.W., SCIARRA J.J., SHEK Ng.G.**, "Thermal and Strutral analysis of Helicopter transmission housing using NASTRAN", *NASA, Technical Memorendum*, X3428, 1976, p. 353-379.
- [29] **JAEGER J.C.** , "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact", *Proc. Roy. Soc.* , 1942, Vol.56, pp. 203-224.
- [30] **JAN F., NORMAND** , « Transferts Energétiques dans une Transmission à Trains Planétaires » *I.E.T, Bull. n°79*, Février 1992.
- [31] **JOULE D., HINDUJA S., ASHTON J.N.**, "Thermal analysis of a Spur Gearbox, Part 1: Steady state finite element analysis. Part 2: Transient state finite element analysis of the gearbox casing.", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1988, 202 C4, p. 245-262.
- [32] **KIM H. C., GUINGAND M., De VAUJANY J.P., PLAY D.**, "Stress analysis of cylindrical webbed gears - Parametric study", *Journal of Mechanical Design, Trans. ASME*, June 1998, Vol 120, pp349-357.
- [33] **KLECKNER R.J. , DYBA G.**, " High Speed Spherical Roller Bearing Analysis and Comparison with Experimental Performance", *Jour. Adv. Power Trans. Tech.* , NASA LRC, Jan 1983, pp. 239-252.
- [34] **KOSHIGOE S. , MURDOCK J.W. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.** , « A Computer Program for the Computation of Running Gear Temperatures using Green’s Function », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp. 693-701.
- [35] **LARAQI N.** , « Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction », *Revue Générale de Thermique*, n°408, Déc 1995, pp. 735-741.
-

- [36] **LARAQUI N.** , "Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux", *Int. Jour. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol.35, n°11, pp.3131-3141.
- [37] **MAZO L. , CASSAGNE B. , BADIE LEVET D., BARDON J.P.** , "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal plastique", *Revue Générale de Thermique*, 1978, N°204, pp. 921-933.
- [38] **MIZUTANI H., ISHIKAWA Y.**, "Power Loss of Long Addendum Spur Gears" *VDI BERITCHE NR 1230*, 1996, pp. 83-95.
- [39] **PATIR N., CHENG H.S.** , " Prediction of the Bulk temperature in Spur Gears based on Finite Element Temperature Analysis", *ASLE Transactions*, 1979, 22, p. 25-36.
- [40] **PHILLIPS A.E.**, " The Development of a Pratical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives", *AGMA*, ISBN 1-55589-676-6, 1996.
- [41] **PIRVICS J.** , « The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems », *Proc. 6th Leeds - Lyon Symposium* , 1979, pp. 259-272.
- [42] **PIRVICS J., KLECKNER R.J.** , « Prédiction of Ball And Roller Bearing Thermal and Kinematic Performance by Computer Analysis », *NASA Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology*, Jan. 1983, pp. 185-202.
- [43] **REBBECHI B., OSWALD F. B. , TOWNSEND D. P.** , « Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp.355-363.
- [44] **RUSCH, SANDERSON.** "Frictional losses of Dual Material Lip-Type Shaft Seals" *ASLE Trans*, 1971, pp213-220.
- [45] **SATOSHI H., SUSUMU M., HIROSHISA Y., YASUGOSHI T.**, " Lubrication-Starvation research test of Helicopter Transmission", *Proceedings of The Power Transmisssion and Gearing Conference*, ASME, 1996, p. 119-124.
- [46] **SEGERLIND L.J.** ; « *Applied Finite Element Analysis* », John Wiley & Sons, 1976, 422p.
- [47] **SKF** , 'Catalogue général', 1989
- [48] **SKF Industries** , 'planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System, Research Report, May 1981
- [49] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "On the Heat balance of Gear Equipment(on a method for predicting the bulk temperature Rise of Gears and temperature rise of Oil with Dip cooling)", *JSME, Series III*, 1991, p. 97-104.
- [50] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "Study on Friction loss of Internal Gear Drives", *JSME, Series III*, 1991, p. 106-1113.
- [51] **TOBE T., KATO M.**, "A Study on Flash Temperature on the Spur gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, p. 78-84.
- [52] **TOWSEND D.P., AKIN L.S.**, "Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as affected by Operating Variable", *Journal of Mechanical Design, ASME*, 1981, vol 103, p. 216-226.
- [53] **VERGNE P. , NELIAS D.** , « Tribological and rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant », *Proc. International tribology Conference, Yokohama*, 1995, 5p.
-

- [54] **WINTER A., BLOK H.** " Fling-off Cooling of Gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, pp.60-70.
- [55] **YELLE H. , SERRAR M. , KOFFI D. ,** « Etude de la Température dans les Engrenages en Plastique », *3^{ème} Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions* , Février 1992, pp. 695-705.
-

CHAPITRE 3 QUALIFICATION EXPERIMENTALE DE LA MODELISATION THERMIQUE DE LA BOITE GENERIQUE	83
1. INTRODUCTION	83
2. DESCRIPTION DE L'INSTRUMENTATION DE LA BOITE GENERIQUE.....	83
2.1. <i>Présentation de la machine</i>	83
2.1.1. Mise en rotation	84
2.1.2. Mise en couple.....	84
2.1.3. Limiteurs de couple.....	85
2.1.4. Présentation de la trousse d'essais (boite générique) et de la boîte de sollicitation	86
2.1.5. Le circuit hydraulique	88
2.2. <i>Instrumentation de la trousse d'essais</i>	89
2.2.1. Descriptif de la trousse d'essais	89
2.2.2. Points de mesures, dispositif d'acquisition.....	90
2.2.3. Procédure d'essais	92
3. RESULTATS EXPERIMENTAUX, ET COMPARAISON AVEC LA SIMULATION NUMERIQUE	93
3.1. <i>Conditions d'essais</i>	93
3.2. <i>Résultats expérimentaux</i>	94
3.2.1. Températures des bagues de roulements, de la roue et du carter.....	94
3.2.2. Températures d'huile en entrée et sortie de la boîte générique.....	98
3.2.3. Flux thermique sur la paroi externe du carter	100
3.3. <i>Conclusion</i>	101

Chapitre 3 Qualification expérimentale de la modélisation thermique de la boîte générique

1. Introduction

Un modèle thermique nodal de la boîte générique, correspondant au banc d'essais, a été réalisé. Des modèles thermiques nodaux ont été définis pour chaque type d'éléments technologiques de la transmission de puissance. Ces modèles prennent en compte les échanges de chaleur par conduction, convection, transport de masse, et la génération de chaleur par frottement aux points de contact. Les entrées du modèle numérique sont les caractéristiques mécaniques, géométriques et rhéologiques des composants de la boîte générique ainsi que les conditions de fonctionnement (vitesse de rotation, couple, débits d'huile aux différents points de lubrification). La simulation du comportement thermique de la transmission permet :

- de prédire l'évolution en température de tous les organes du système au cours du fonctionnement,
- d'obtenir une carte de température de la transmission de puissance à tout instant du fonctionnement simulé,
- de connaître les chemins d'évacuation de la chaleur et de quantifier les flux.

L'objectif de ce chapitre est de qualifier expérimentalement le modèle thermique de la boîte générique décrit au chapitre précédent. Pour ce faire, la machine d'essais correspondant à la boîte générique a été instrumentée. Les résultats d'essais sont comparés avec les simulations correspondantes, et des conclusions sur la validité de la modélisation sont faites.

2. Description de l'instrumentation de la boîte générique

2.1. *Présentation de la machine*

Le banc d'essais est basé sur le principe d'une chaîne cinématique fermée. L'intérêt essentiel de ce type de construction est de requérir un minimum d'énergie pour développer un couple important au niveau du pignon éprouvette. La chaîne cinématique comprend les organes suivants : moteur de mise en rotation M1, moteur de mise en couple M2, capteur de couple, différentiel, accouplements flexibles à denture, limiteurs de couple, trousse d'essai et boîte de sollicitation.

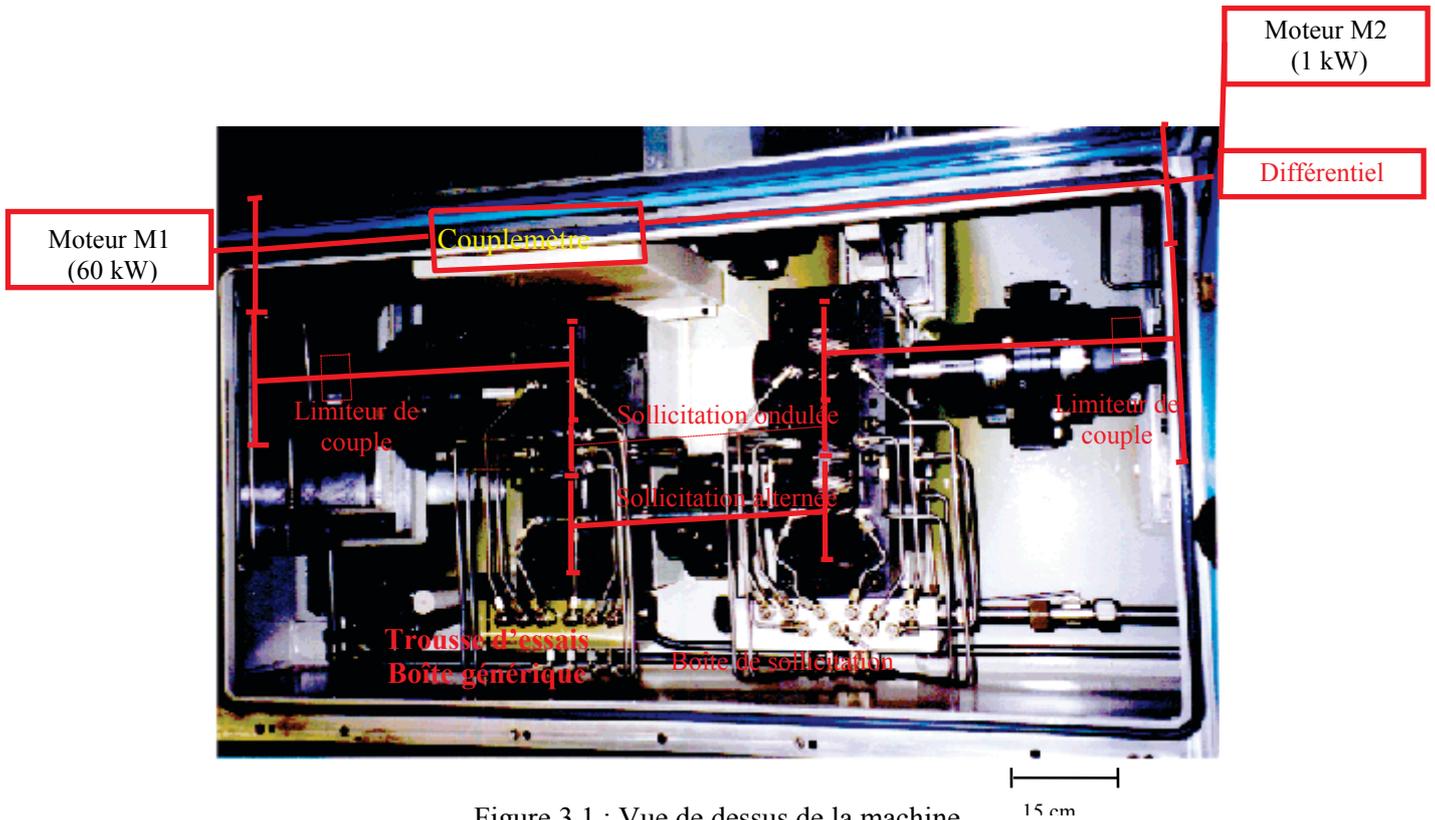


Figure 3.1 : Vue de dessus de la machine

2.1.1. Mise en rotation

La mise en rotation se fait par le moteur M1 (Leroy Somer) dont les caractéristiques principales sont :

- puissance maximale = 60kW,
- vitesse de rotation = 0 à 1820 trs/min (à couple constant),
- inertie de masse = 0,55 Kg.m².

2.1.2. Mise en couple

Un couple de torsion doit nécessairement être présent au sein de la chaîne cinématique, pour reproduire les conditions réelles de fonctionnement des engrenages. Son introduction est réalisée par l'intermédiaire d'un train épicycloïdal, dont le rôle est analogue à celui d'un différentiel. La rotation de la cage porte - satellites est assurée par le moteur M2, dont la puissance et le couple sont relativement faibles. La puissance de ce moteur est transmise à celle de la cage via une courroie crantée.

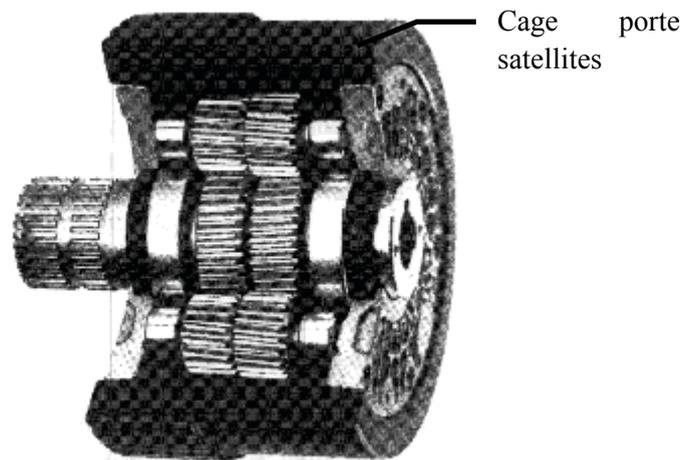


Figure 3.2 : Différentiel utilisé pour la mise en couple du système

2.1.3. Limiteurs de couple

Situés de part et d'autre de la trousse d'essai et de la boîte de sollicitation (Fig. 3.1), les deux manchons limiteurs de couple, de marque SAFASET, sont des organes mécaniques essentiels de la chaîne cinématique. En effet, ils permettent de protéger la chaîne cinématique des accroissements soudains de la valeur du couple transmis : ils font office de fusibles.

Les limiteurs de couple sont des dispositifs réglables hydrauliquement, et dont le niveau de couple de déclenchement désiré est proportionnel à la pression de l'huile injectée.

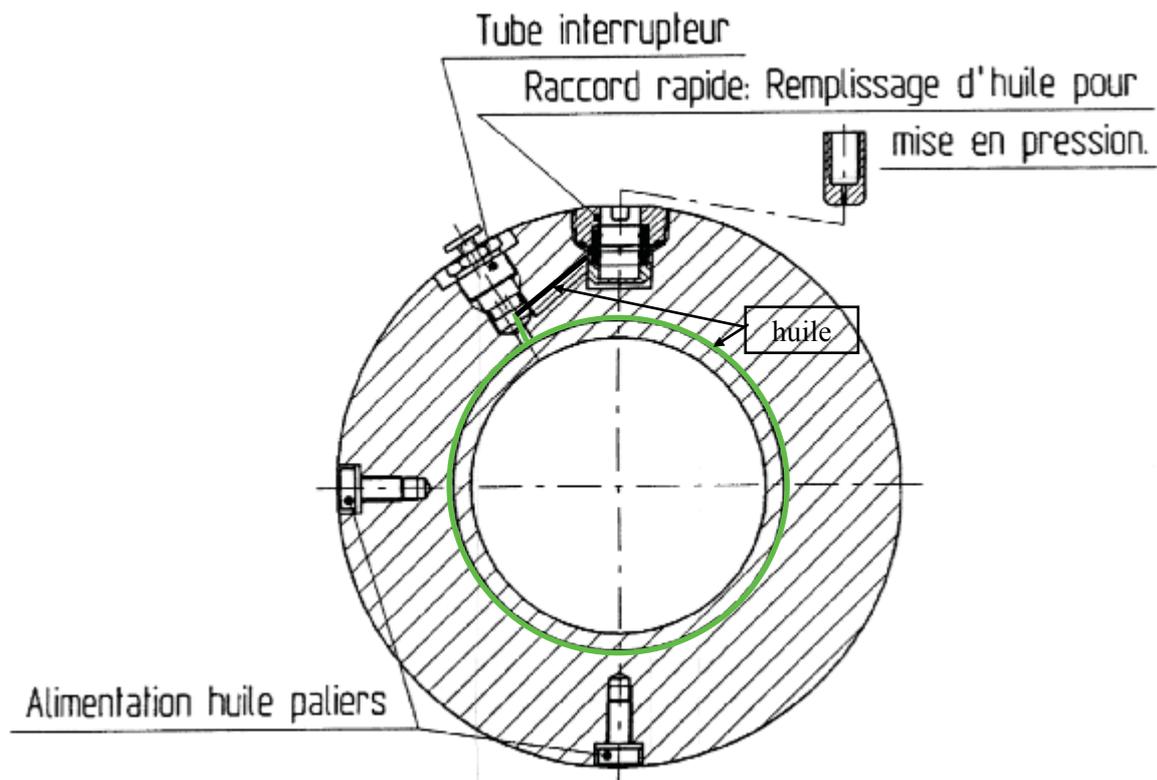


Figure 3.3 : Dessin d'un limiteur de couple

Lorsque la valeur de réglage du couple de déclenchement a été dépassée, le manchon glisse et l'extrémité du tube interrupteur est cisailée par l'étrier, libérant ainsi la pression de l'huile dans l'accouplement. Après déclenchement, le manchon tourne librement et la transmission du couple n'est plus assurée. Les éventuelles détériorations des pignons de la chaîne sont par conséquent évitées grâce à ce limiteur de couple de type hydraulique.

2.1.4. Présentation de la trousse d'essais (boite générique) et de la boîte de sollicitation

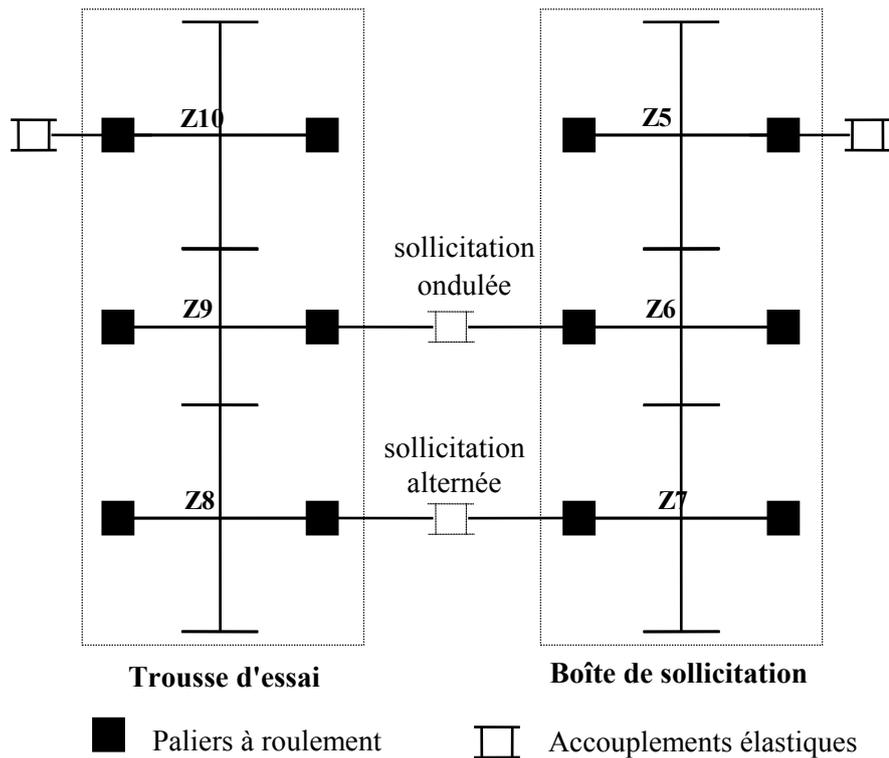


Figure 3.4 : Schéma cinématique de la zone d'essais.

Le dispositif d'essai de ce banc d'engrenages comprend une trousse d'essai et une boîte de sollicitation. La vocation première de ce banc d'essais était de réaliser des tests de fatigue sur des pignons de ces sous-ensembles.

Notons simplement que cette chaîne cinématique est prévue pour une transmission de puissance élevée, de l'ordre de 500kW. Le couple sur le pignon éprouvette de la trousse d'essai peut alors atteindre la valeur limite de 80 daN.m.

Ces deux entités (boîte de sollicitation et trousse d'essai) sont construites sur les mêmes schémas cinématique et mécanique. Seule la nature des pignons de chacune des deux trousse diffère : la boîte de sollicitation dispose d'engrenages cylindriques hélicoïdaux, tandis que la trousse d'essai est constituée d'engrenages cylindriques droits.

Les deux se composent de roues motrices (Z10 et Z7) et réceptrice (Z8 et Z5), ainsi que d'un pignon éprouvette (Z6 et Z9) situé entre elles deux. Le détail des différentes caractéristiques des dentures est présenté dans la documentation du banc d'essais d'engrenages.

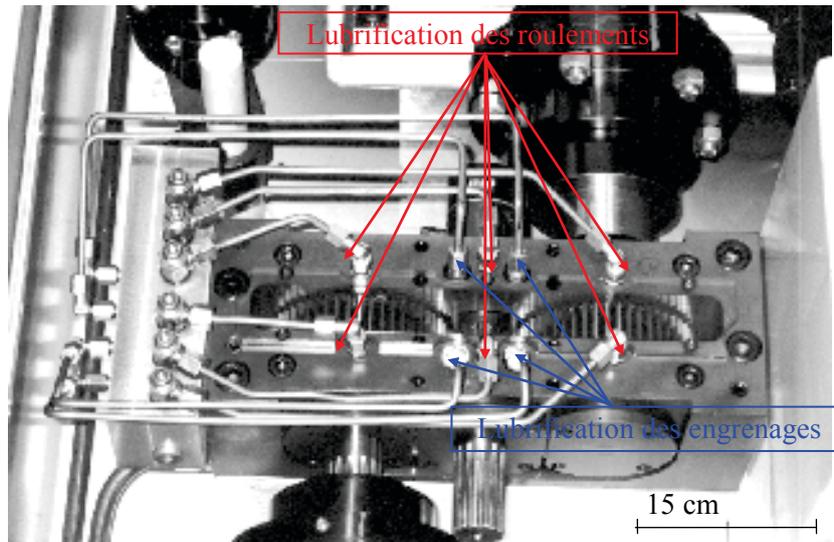


Figure 3.5 : Trousse d'essais (boîte générique)

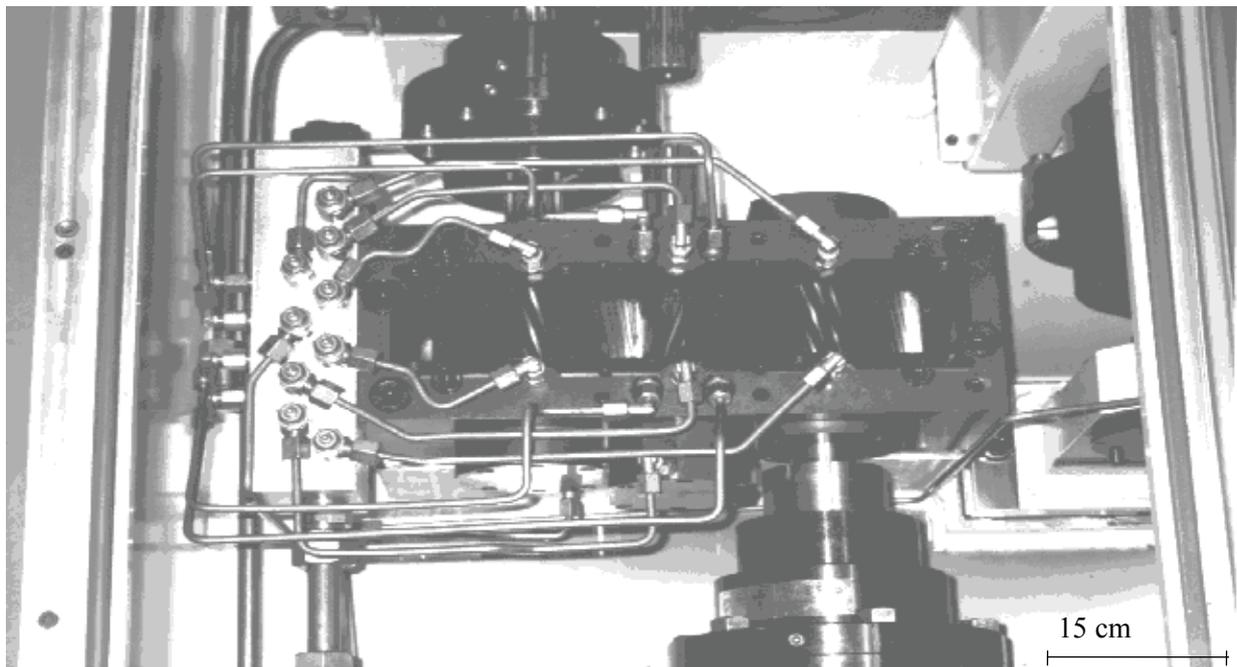


Figure 3.6 : Boîte de sollicitation

2.1.5. Le circuit hydraulique

Le banc d'essais est équipé d'une centrale de lubrification. Celle-ci comprend un échangeur huile - air, deux pompes hydrauliques, un bac de récupération et enfin un réservoir d'huile hydraulique. Les huiles utilisables dans le circuit hydraulique sont du type NATO 0148, NATO 0155, NATO 0156 ou Optimol Unigear 5065.

La lubrification des engrenages, des paliers et des roulements est réalisée à l'aide d'injecteurs, placés aux différents endroits prévus à cet effet. L'huile hydraulique est ensuite récupérée par gravité dans le bac de récupération, puis transférée à l'aide de la première pompe dans le réservoir d'huile hydraulique. Après avoir été filtrée, puis refroidie au sein de l'échangeur, elle effectue un nouveau cycle de lubrification au sein de la chaîne.

La trousse d'essai bénéficie d'un circuit de lubrification indépendant, que l'on peut déconnecter et alimenter séparément pour des essais en température par exemple.

L'utilisateur a la possibilité de régler le débit de fluide utilisé, au moyen de vannes situées sur la trousse d'essai et sur la boîte de sollicitation.

Deux bouchons électromagnétiques permettent d'analyser la teneur du fluide en limaille. L'un est situé au point de récupération de l'huile provenant de la trousse d'essai, l'autre à la récupération le plus bas de la bâche. Lorsque cette teneur en limaille est trop importante, ceci provoque l'arrêt automatique de la machine afin de stopper la détérioration des pignons.

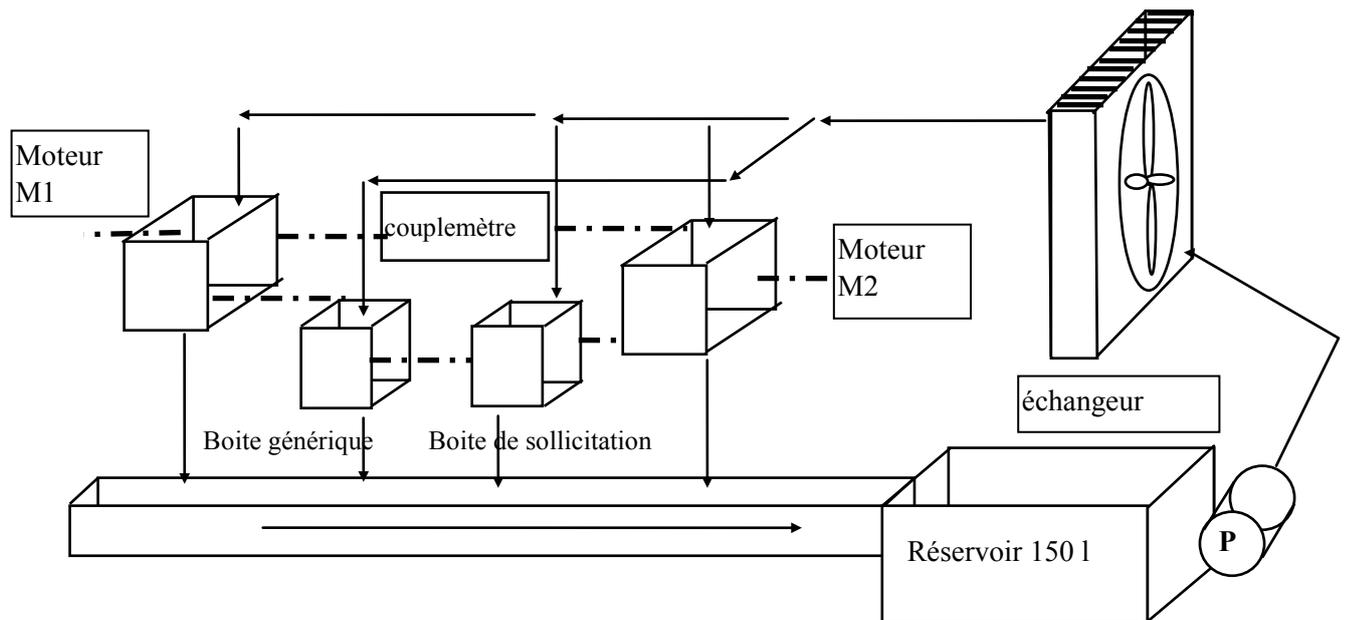


Figure 3.7 : Circuit hydraulique

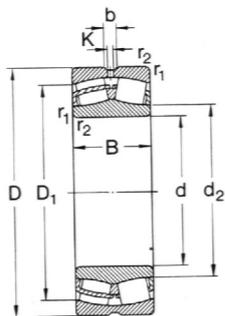
2.2. Instrumentation de la trousse d'essais

2.2.1. Descriptif de la trousse d'essais

La trousse d'essais est composée de (Fig. 3.5) :

- 2 roues arbrées de 51 dents montées sur des roulements à rouleaux sphériques,
- 1 pignon arbré monté sur des roulements à rouleaux sphériques,
- un carter comportant des canalisations pour l'alimentation en lubrifiant des paliers,
- un distributeur d'huile permettant de réguler les débits d'huile à l'engrènement et sur les paliers.

Caractéristiques des roulements à rotule sur rouleaux



Alésage cylindrique

	d mm	D mm	B mm	D1 mm	d2 mm	b mm
pignon arbré	40	90	33	77	51	4.8
roue arbrée	40	80	23	71	48	4.8

Figure 3.8 : coupe d'un roulement à rouleaux sphériques

Caractéristiques des engrenages

	Pignon	Roue
Nb de dents	20	51
Module réel (mm)	2.577	2.577
Angle de pression réel (deg)	20	20
Largeur de denture (mm)	29	31
Rayon extérieur (mm)	29.2308	68.483
Rayon primitif (mm)	25.77	65.7135
Rayon de base (mm)	24.2159	61.7505
Rayon de pied (mm)	23.4827	62.735

Caractéristiques de fonctionnement

	Pignon	Roue
Vitesse max (tr/min)	6000	2352
Couple max (N.m)	800	2040

2.2.2. Points de mesures, dispositif d'acquisition

Sept thermocouples de \varnothing 1mm de type K ont été implantés (Fig. 3.9, Fig. 3.10)

- dans une dent de la roue (1), et le corps de la roue (2),
- sous la bague intérieure d'un roulement(3),
- dans la bague extérieure du même roulement (4),
- à l'intérieur de la boîte (5),
- dans le carter au dessus d'un roulement (6),
- à l'extérieur de la boîte (mesure de la température de l'ambient extérieur) (7).

Un fluxmètre EPISENSOR®(8) a été collé sur la paroi latérale externe du carter. Les thermocouples appartenant à une partie tournante sont reliés à un collecteur tournant (HBM, SK6) qui transmet le signal de mesure. De plus, la machine comporte sur le panneau de contrôle de l'armoire électrique (Fig. 3.12) des afficheurs analogiques donnant la vitesse de rotation et le couple appliqués au pignon ainsi que les températures du carter de la boîte générique et de l'huile en entrée et sortie de boîte générique.

L'instrumentation de la boîte générique a nécessité l'usinage de plusieurs pièces existantes afin de permettre l'implantation des thermocouples ainsi que le passage de leur gaine. De plus, un raccord au collecteur tournant (Fig. 3.9) a été conçu en matière isolante (fibre de verre "Permaglas ME 730") afin d'isoler thermiquement le collecteur tournant, dont la température maximale d'utilisation est environ 60°C, de l'arbre supportant la roue. Avant d'être réalisé en isolant thermique, ce raccord était en acier et c'est suite à l'observation de perturbations importantes des signaux de mesures dues à la température atteinte par le collecteur tournant que sa réalisation a été décidée.

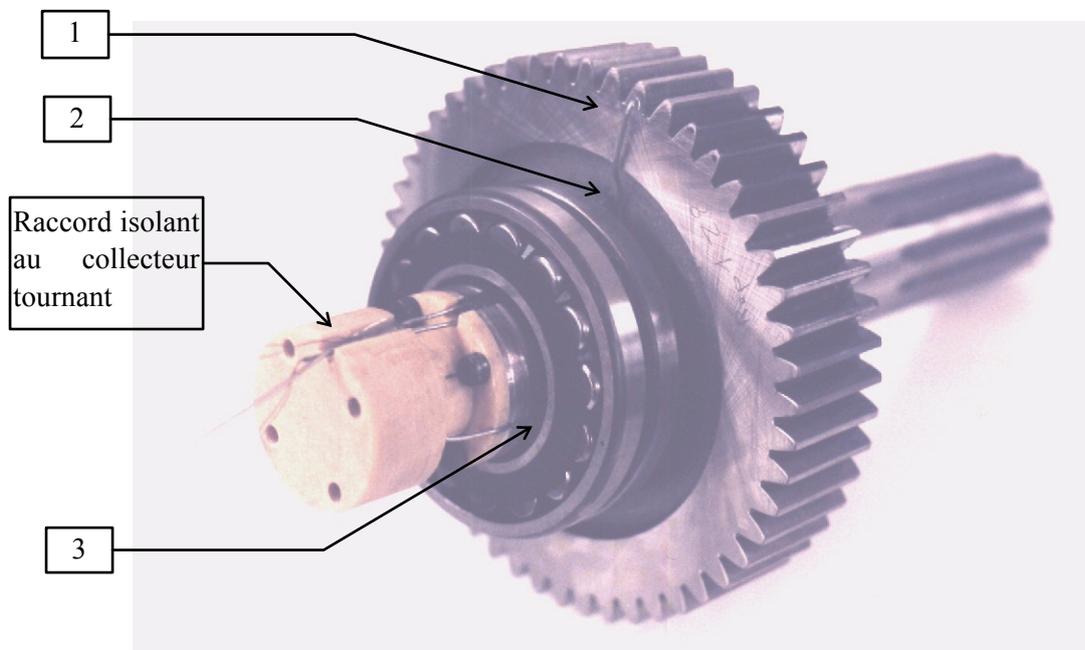


Figure 3.9 : implantation des thermocouples dans la roue arbrée

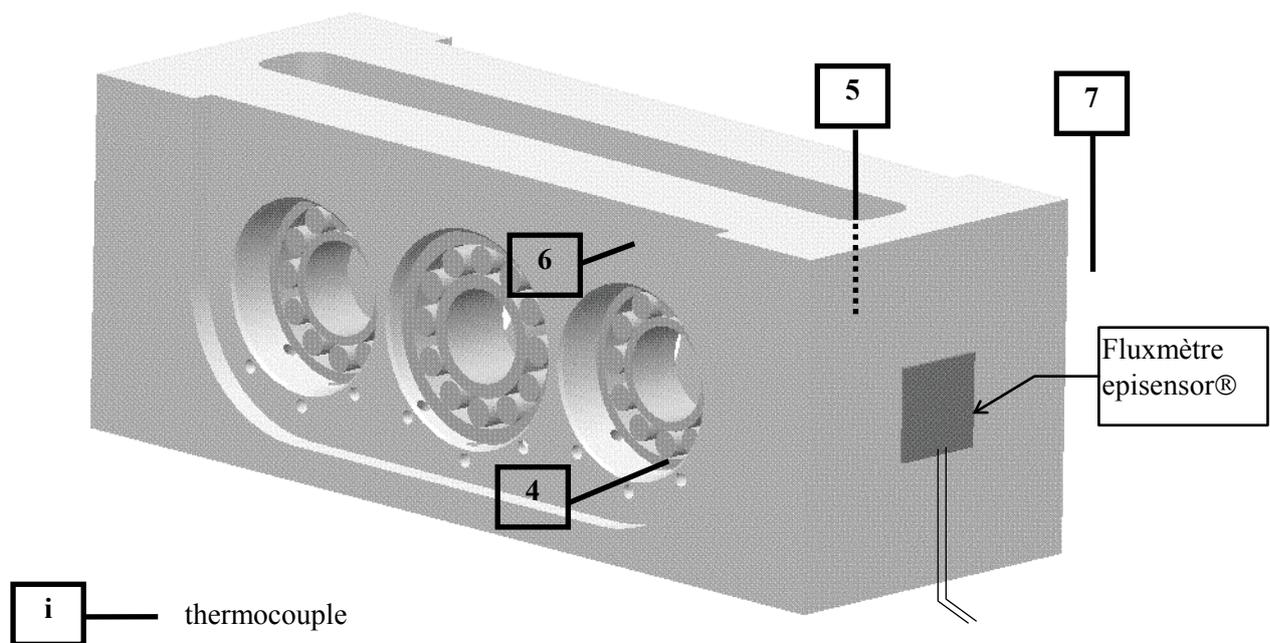


Figure 3.10 : implantation des thermocouples dans le carter, un roulement, position du fluxmètre

Les résultats des mesures sont stockés dans des fichiers informatiques écrits par un programme informatique d'acquisition que nous avons écrit et qui commande l'automate analyseur (SURVECOR S800) où sont connectés les thermocouples et le fluxmètre (Fig. 3.11). Le fluxmètre est un capteur qui délivre une différence de potentiel proportionnelle au flux thermique le traversant. Le fluxmètre est livré avec un certificat de calibration donnant le flux de calibration et la sensibilité du capteur. Ces données sont introduites dans le programme informatique d'acquisition qui convertira directement la valeur lue par l'analyseur en un flux thermique. Enfin, les montées en températures de des points de mesures ainsi que l'évolution du flux sur la paroi externe du carter sont enregistrées.

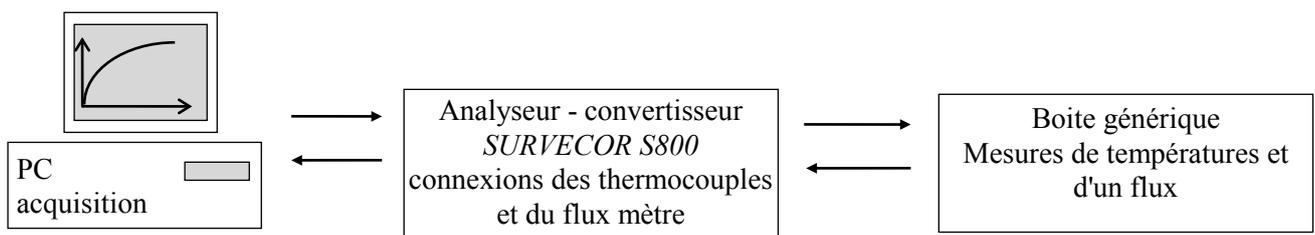


Figure 3.11 : Schématisation du système d'acquisition

2.2.3. Procédure d'essais

Les essais se déroulent de façon générale comme il suit :

- mise en service de la machine d'essais (Fig. 3.12) depuis son armoire électrique, le ventilateur du refroidisseur air huile se met en marche,
- mise en rotation, début de l'acquisition des mesures, montée en régime régulée par le variateur électrique du moteur jusqu'à la vitesse de rotation du pignon désirée,
- mise en couple.

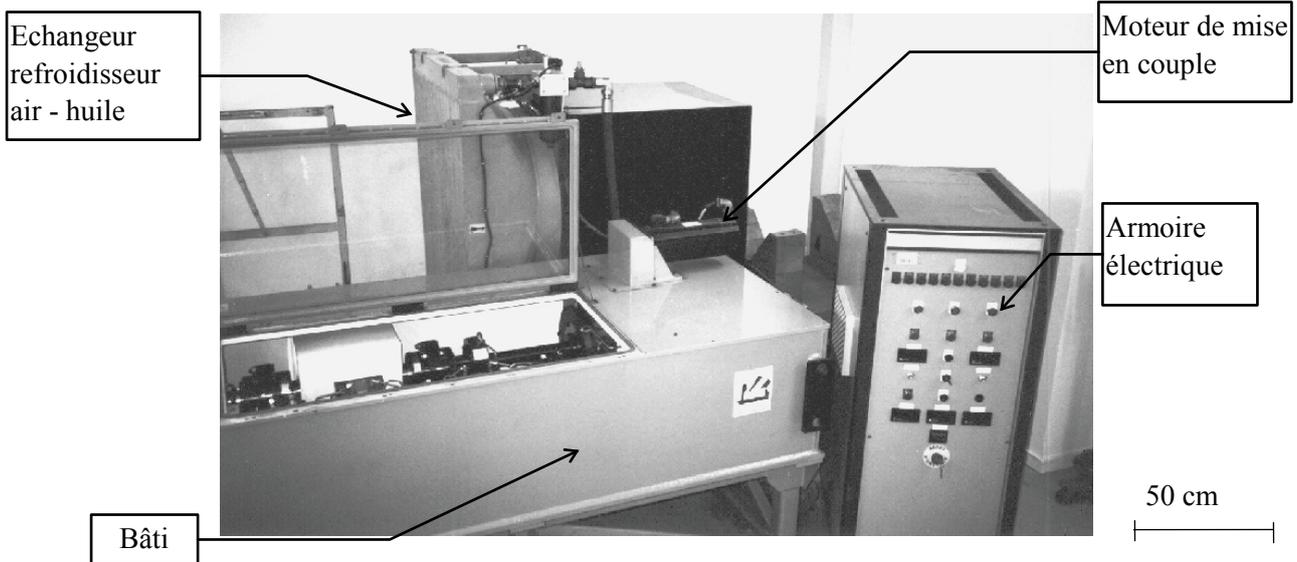


Figure 3.12 : Vue d'ensemble de la machine d'essai

Un essai dure approximativement deux heures, c'est-à-dire le temps d'atteindre le régime stationnaire. Les fichiers générés par le programme d'acquisition sont des fichiers colonnes où la première colonne représente le temps de fonctionnement, ils sont ensuite traités directement avec un tableur.

3. Résultats expérimentaux, et comparaison avec la simulation numérique

3.1. Conditions d'essais

Les conditions de fonctionnement (couple et vitesse) ont été choisies avec un niveau moyen car l'objectif était de valider globalement les niveaux de températures. Nous présentons ici sur les mêmes graphes les enregistrements de montées en température et les évolutions en température simulées des points de mesure. En ce qui concerne le flux mesuré sur la paroi latérale externe du carter, des enregistrements sont présentés et comparés aux flux simulés pour différentes conditions de fonctionnement en terme de couple et de vitesse.

Les essais ont été réalisés avec un débit d'huile à l'engrènement de 5 l/min et dans les roulements de 0.3 l/min pour les conditions de fonctionnement listées dans le tableau suivant :

N° essai	ω pignon (tr/min)	Couple pignon (N.m)	Puissance transmise (kW)
1	1000	200	20.9
2	2000	200	41.9
3	2000	300	62.8
4	3000	200	62.8
5	3000	400	125.6
6	3000	200	62.8
7	3000	400	125.6
8	5500	200	115.2

Les essais n°4&5 ont été effectués une seconde fois (n°6&7) car les signaux de températures venant de la roue instrumentée étaient très perturbés par le niveau de température atteint par le collecteur tournant. En effet, le collecteur monté en bout d'arbre était chauffé par celui-ci et sa température maximale de fonctionnement (60°C) probablement dépassée. Pour pallier à ce problème, un raccord entre l'arbre et le collecteur tournant a été réalisé (Fig. 3.9) en isolant thermique (fibre de verre ME 730). L'atténuation des perturbations des signaux de mesures est significative (Fig. 3.16 & Fig. 3.20). Bien que perturbés, les signaux des essais n°4&5 ont pu être analysés après filtrage de la mesure. La perturbation du signal reste visible malgré le filtrage (Fig. 3.16&18).

Les figures des pages suivantes présentent les montées en températures enregistrées aux points de mesures présentés précédemment ainsi que les montées en températures calculées de ces points les essais effectués. Les courbes "en escalier" représentent les mesures. Cet aspect discontinu est dû à la résolution de l'analyseur convertisseur utilisé. Les courbes lisses représentent les simulations. Enfin, les courbes mesurée et calculée d'un même point sont de la même couleur. Tout d'abord, les montées en températures de la roue, du carter, des bagues de roulements sont présentées, puis dans un deuxième temps les températures d'huile relevées en entrée et sortie de boîte sont comparées avec les prévisions numériques.

3.2. Résultats expérimentaux

3.2.1. Températures des bagues de roulements, de la roue et du carter

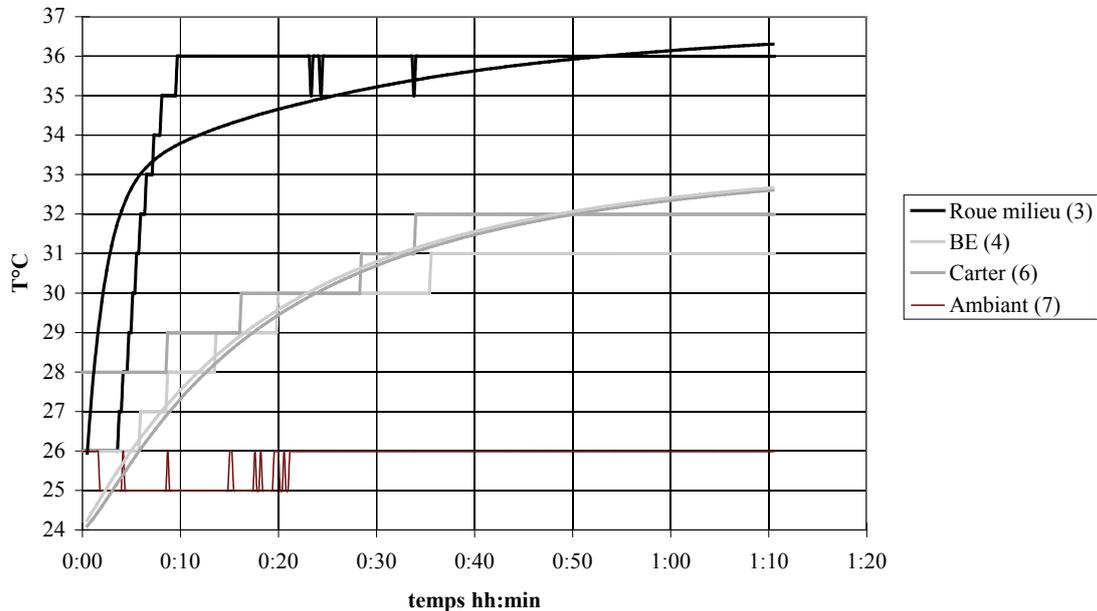


Figure 3.13 : ω (pignon) = 1000 tr/min Couple (pignon) = 200 N.m

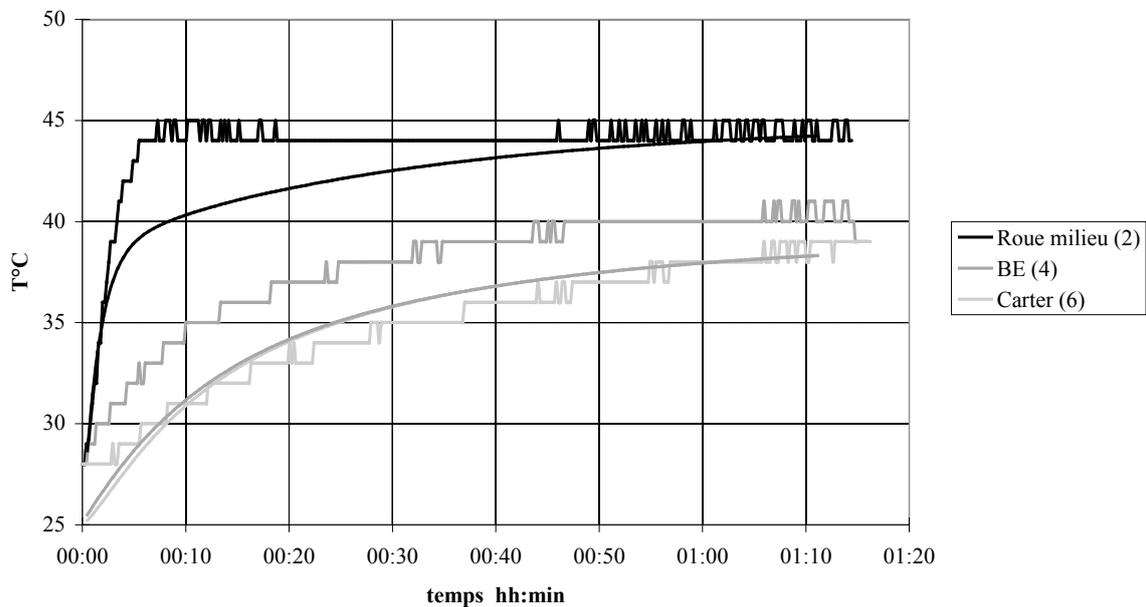


Figure 3.14 : ω (pignon) = 2000 tr/min Couple (pignon) = 200 N.m

Les différentes comparaisons calcul - mesures, présentées sur les figures 3.13 à 3.20 mettent en évidence une bonne concordance des niveaux de températures mesurés et calculés. Cependant, au niveau de la roue un temps de stabilisation expérimental plus court que le temps numérique est observé. Ceci se traduit par un coude plus important au niveau expérimental. Cette différence peut être due à la différence des capacités

thermiques entre le point de mesure et son équivalent numérique. En effet, le thermocouple dans le milieu de la roue mesure la température d'un point précis alors que le noeud numérique lui correspondant est affecté d'une capacité thermique représentant la masse de la roue qui se traduit par un temps de stabilisation plus long. Par ailleurs, les montées en températures du carter et de la bague extérieure du roulement instrumenté sont bien reproduites numériquement (fig. 3.13,14,15,17,19). L'inversion du gradient de température entre la bague extérieure et le carter enregistré lors de l'essai n°5 (Fig. 3.19) se retrouve lors de la simulation. Ceci montre que les effets de capacités thermiques sont bien modélisés, et que le carter représente ici un puits de chaleur par sa masse importante.

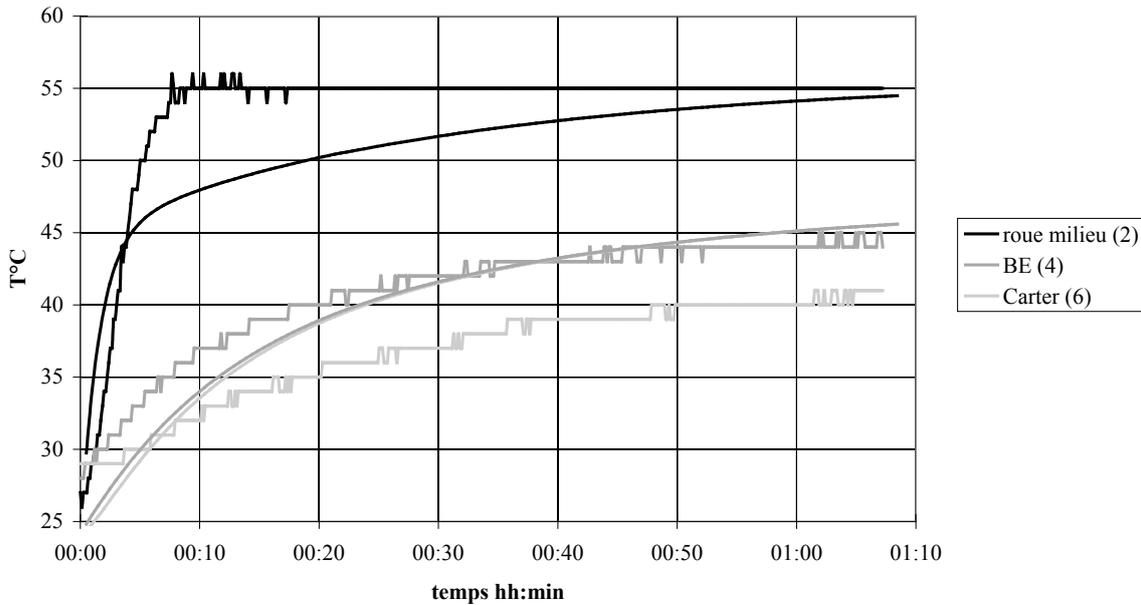


Figure 3.15 : ω (pignon) = 2000 tr/min Couple (pignon) = 300 N.m

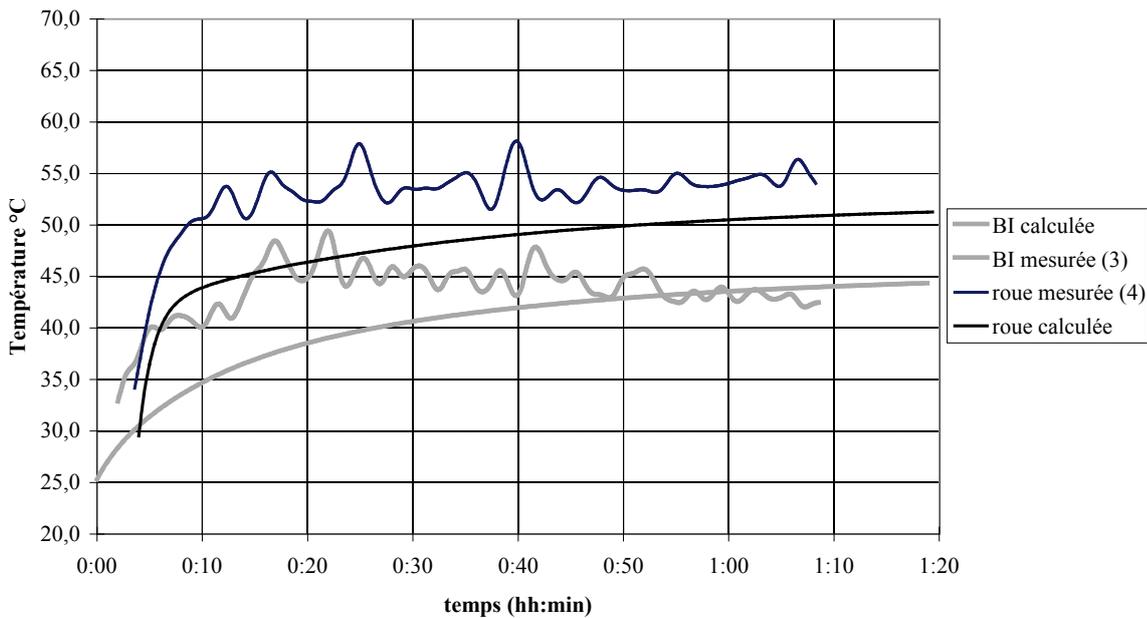


Figure 3.16 : ω (pignon) = 3000 tr/min Couple (pignon) = 200 N.m

Les pentes des courbes de montées en température et les asymptotes des régimes stationnaires pour les différents essais réalisés sont reproduites de façon satisfaisante par les simulations numériques. Les températures des bagues de roulement se stabilisent plus lentement que celles de la roue. En effet, elles sont conditionnées par la masse thermique du carter, et la forme des courbes de montées en températures des bagues de roulement et du carter sont semblables aussi bien expérimentalement que numériquement. On montre ainsi que le comportement thermique d'un élément mécanique est conditionné par son environnement et doit par conséquent, lorsqu'il est simulé, prendre en compte l'ensemble du système.

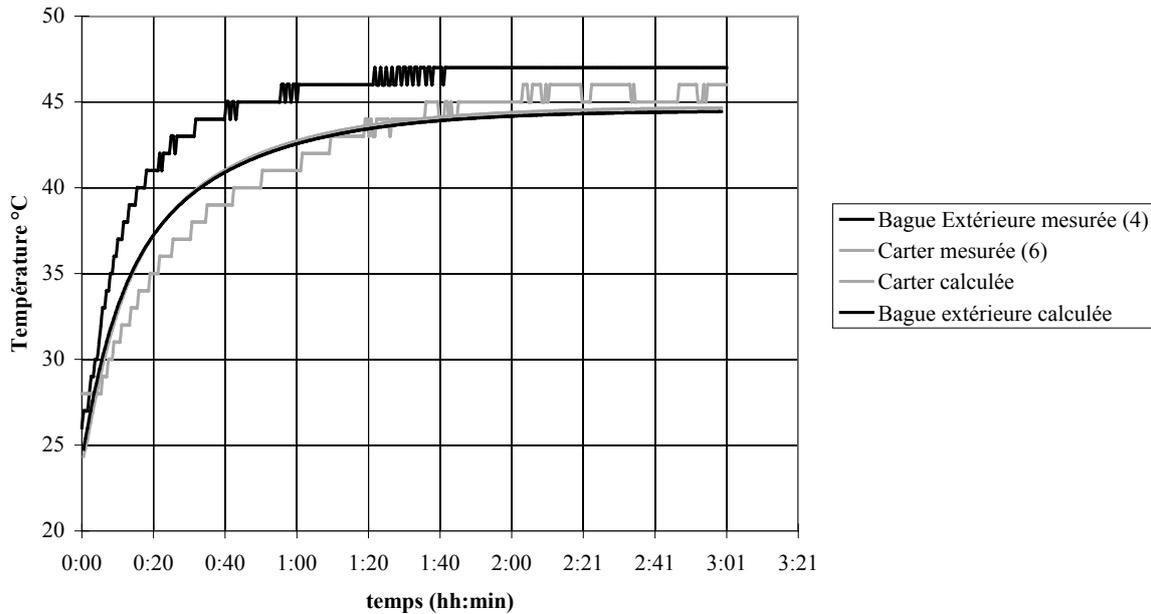


Figure 3.17 : ω (pignon) = 3000 tr/min Couple (pignon) = 200 N.m

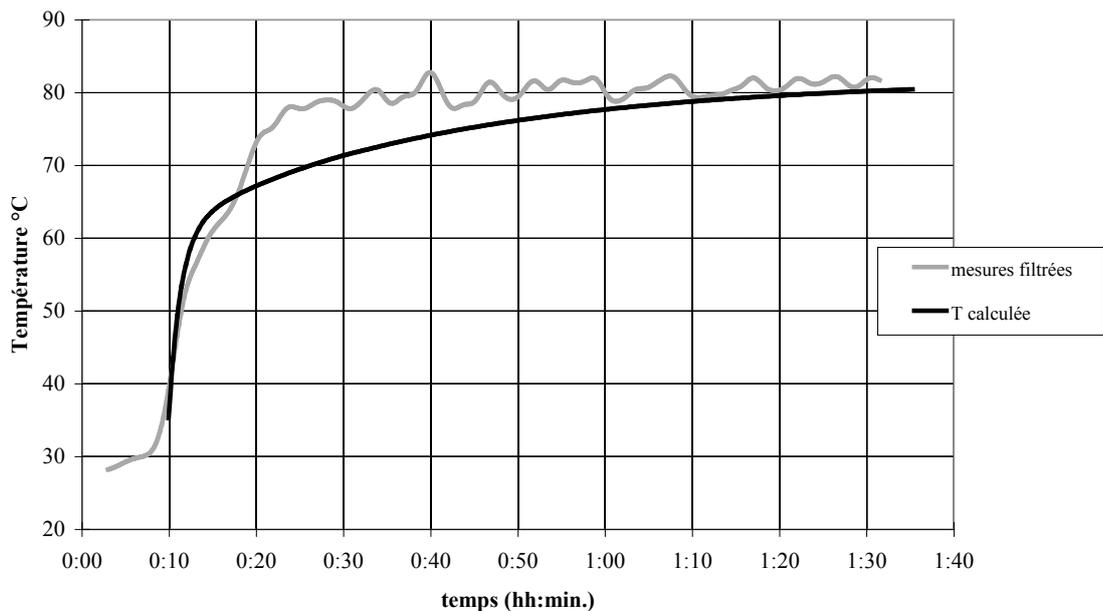


Figure 3.18 : Température de la roue : ω (pignon) = 3000 tr/min Couple (pignon) = 400 N.m

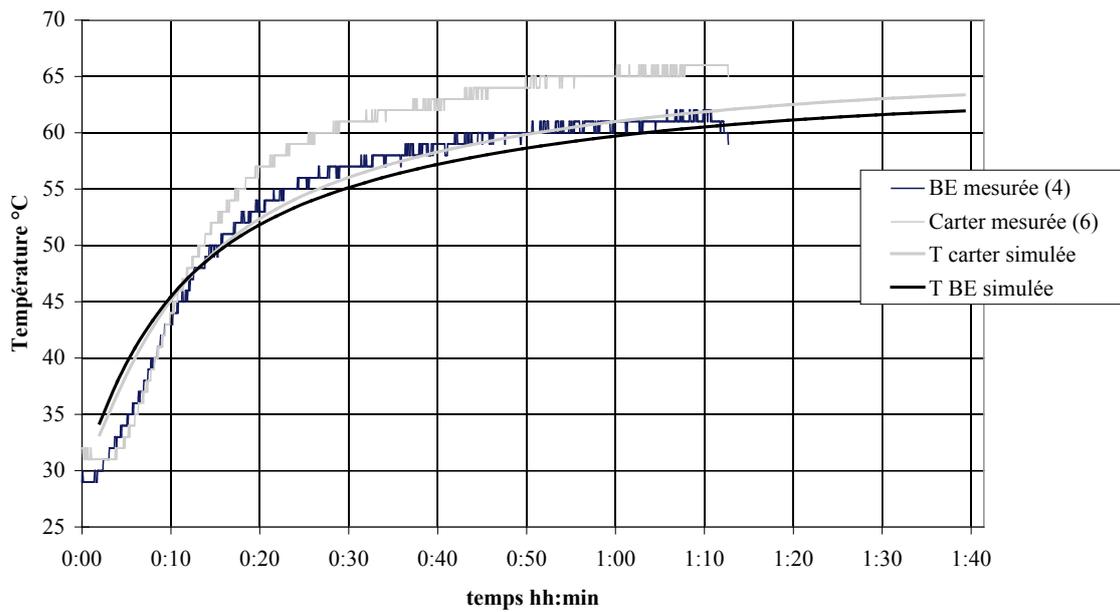


Figure 3.19 : ω (pignon) = 3000 tr/min Couple (pignon) = 400 N.m

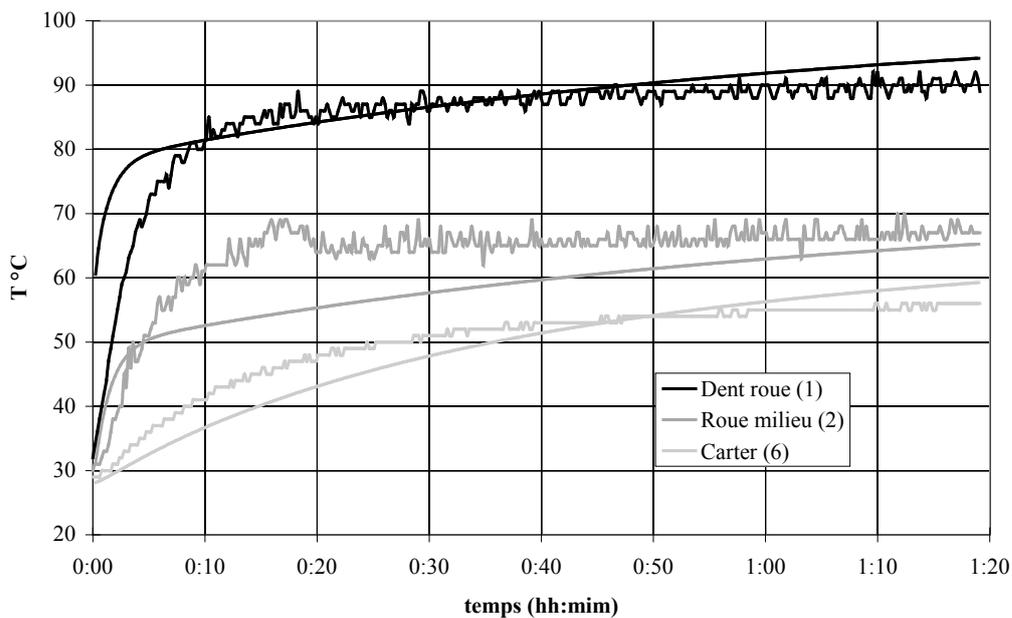


Figure 3.20 : ω (pignon) = 3000 tr/min Couple (pignon) = 200 N.m

L'ensemble des essais réalisés montrent une bonne concordance globale entre les mesures de température effectuées dans la roue, dans le roulement, dans le carter, et les simulations numériques correspondantes. Le temps d'atteinte du régime thermique stationnaire est en moyenne de 30 min. pour la roue et de 1 h pour le roulement et le carter

3.2.2. Températures d'huile en entrée et sortie de la boîte générique

Les enregistrements des montées en température de l'huile à l'entrée de la boîte générique et après son passage dans le mécanisme montrent une bonne concordance avec les températures calculées pour les différents essais (Fig. 3.21 & Fig. 3.22). Le temps d'atteinte du régime stationnaire est assez long par rapport aux autres températures mesurées présentées précédemment. Ceci s'explique par la présence d'un réservoir d'huile de 150 litres qui représente une inertie thermique importante. On constate évidemment que la température de l'huile augmente avec la puissance transmise.

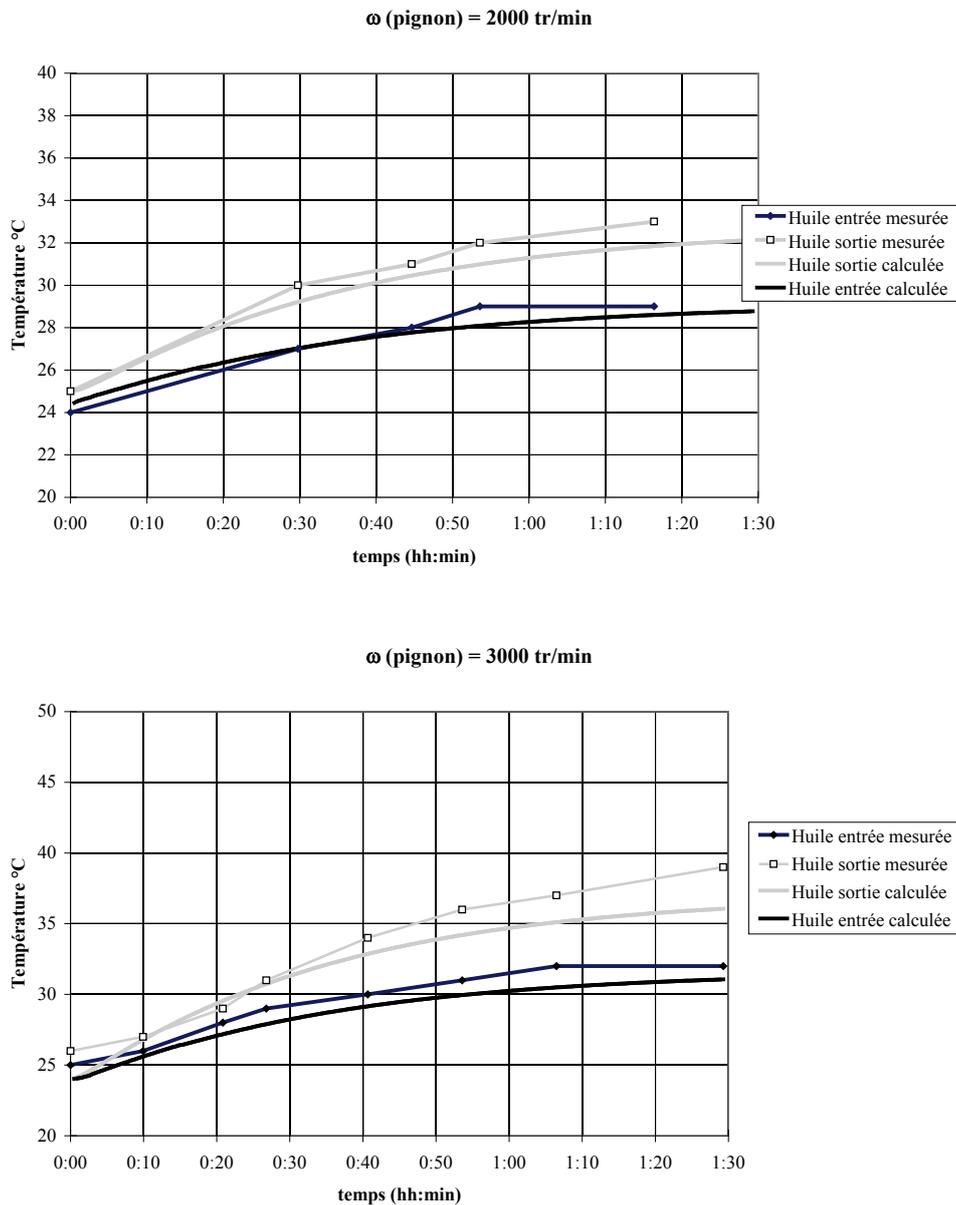


Figure 3.21 : visualisation des montées en températures de l'huile (Couple pignon = 200 N.m)

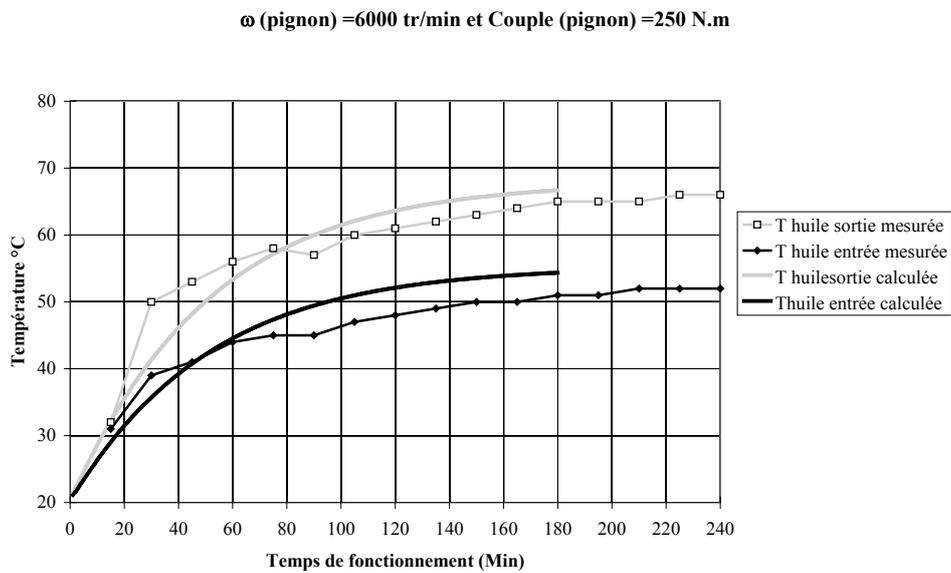
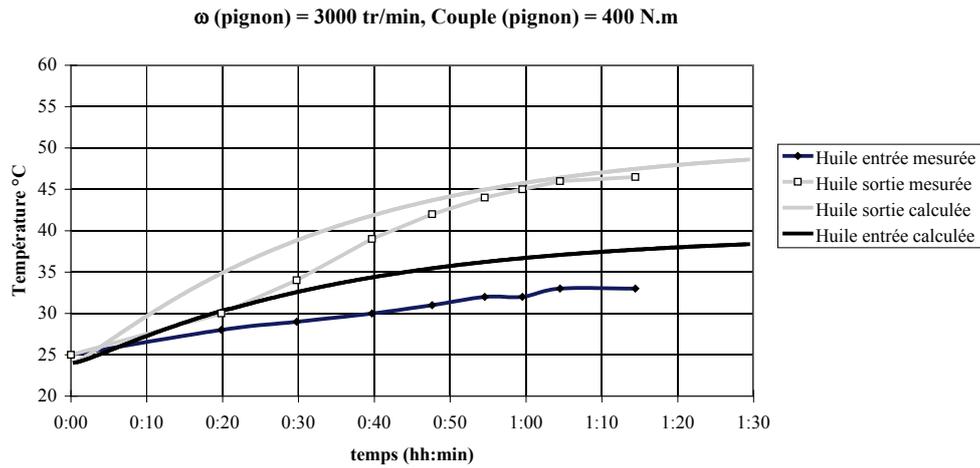


Figure 3.22 : Visualisation des montées en température de l'huile

Ces comparaisons permettent de qualifier globalement la modélisation du circuit de lubrification et de son refroidisseur, ainsi que les différents échanges par convection entre le lubrifiant et les organes mécaniques de la transmission de puissance. Les températures mesurées et calculées ne concordent pas au degré près, mais d'un point de vue global d'observation des phénomènes la simulation numérique permet de prédire correctement le comportement thermique.

3.2.3. Flux thermique sur la paroi externe du carter

Le flux thermique sur la surface externe du carter a été mesuré au cours du temps de fonctionnement pendant les différents essais réalisés. Ce flux correspond à l'échange thermique par convection naturelle entre la surface externe du carter de la boîte générique et l'air ambiant. Les mesures sont comparées aux flux calculés pour les conditions de fonctionnement correspondantes (Fig. 3.23). La concordance entre les mesures de flux et les calculs est bonne. Les flux thermiques sont pratiquement les mêmes pour des puissances transmises identiques mais des conditions de couple et de vitesse différentes.

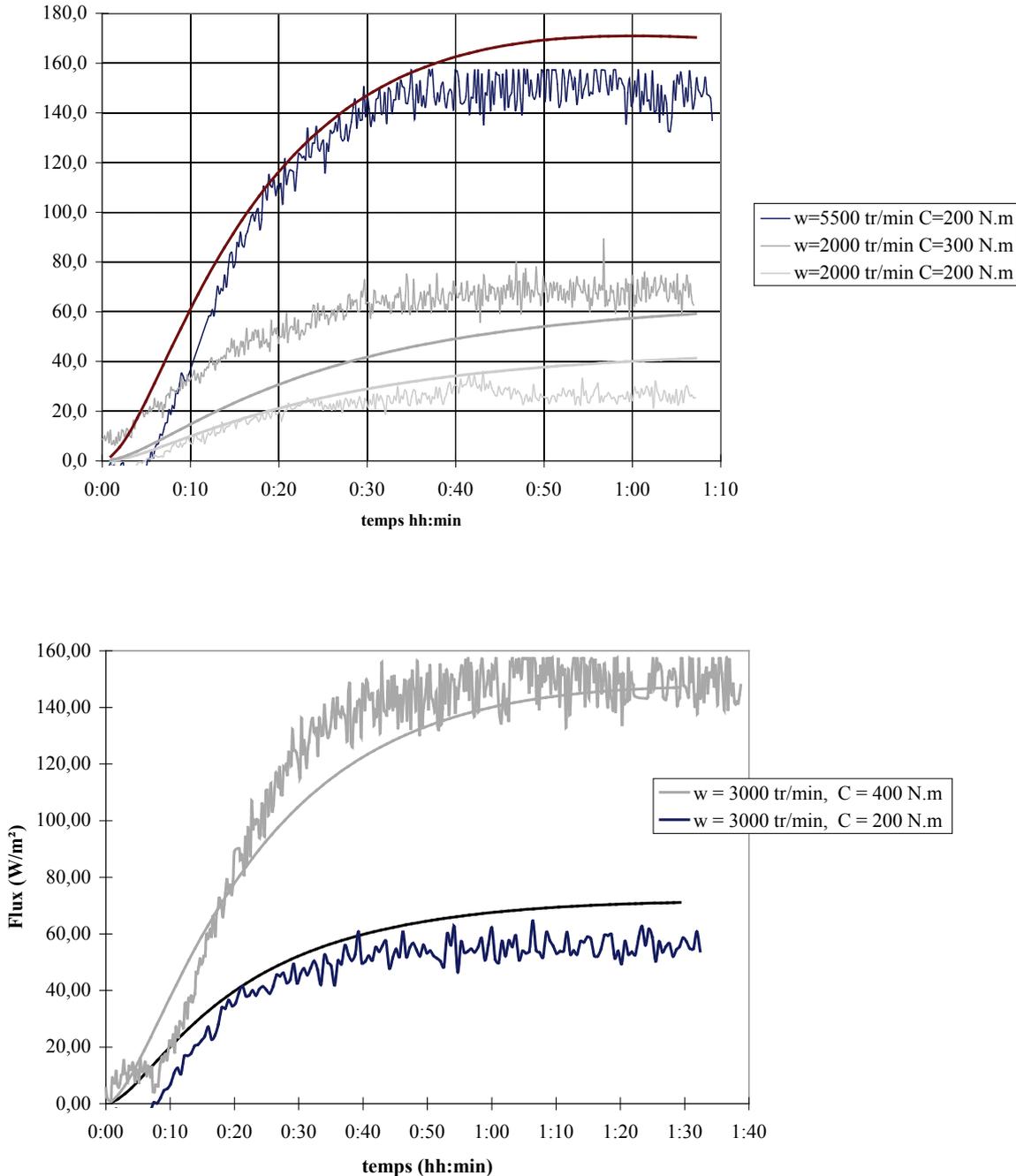


Figure 3.23 Comparaison du flux mesuré et calculé sur la paroi externe du carter pour différentes conditions de fonctionnement

3.3. *Conclusion*

La comparaison des résultats expérimentaux et des simulations numériques, tant au niveau des montées en températures que des flux thermiques, montre une bonne concordance pour l'ensemble des résultats d'essais réalisés et pour un niveau d'observation global. Cette campagne d'essais permet de valider la modélisation thermique développée au chapitre 2 ainsi que le niveau de discrétisation. Des vérifications expérimentales plus fines sur les phénomènes plus locaux (à l'engrènement, ruissellement sur les parois, etc...) auraient nécessité une instrumentation beaucoup plus élaborée et ne rentreraient pas dans l'objectif de vérifications des niveaux globaux de températures observés. Ces types d'essais pourront être faits ultérieurement. Le modèle développé permet ainsi de prévoir correctement le comportement thermique de la boîte de transmission générique au cours du temps de fonctionnement.

1. Bibliographie

- [1] **ACHARD, J.F.**, " The Temperature of rubbing surfaces", *Wear*, 1958, Vol.2, pp. 438-455.
 - [2] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Design of spur gear for improved efficiency », *Jour. Mech .Des., ASME*, Oct. 1982, vol. 104, pp. 767-774.
 - [3] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss », *Jour. Mech .Des., ASME*, Jan. 1981, vol. 103, pp. 151-159.
 - [4] **BARDON, J.P.** , "Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieu en glissement relatif", *Revue Générale de Thermique*, Fév. 1994, n°386, pp. 85-91.
 - [5] **BARDON, J.P, CASSAGNE B. , FOURCHER B., SAINT-BLANQUET C.**, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact", Mars 1971, Laboratoire de Thermocinétique, Université de Nantes.
 - [6] **BEJAN, A.**, "*Heat Transfer*" Wiley&Sons, 1993, 676p.
 - [7] **BERRY, G. A., BARBER, J. R.**, « The division of frictional heat - A guide to the nature of sliding contact », *Journal of Tribology, ASME*, vol. 106, July 1984, pp. 405-415.
 - [8] **BLOK H.** , " Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, Vol.2, pp. 222-235.
 - [9] **BLOK H.** , « The Flash Temperature Concept », *Wear*, Vol 6, 1963, pp.483-493.
 - [10] **BLOK H.**"La methode des réseaux thermiques pour le calcul des temperatures de masse dans les transmissions à engrenages", *Sociétés d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, 1970, N° 59.
 - [11] **BONESS** " Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil", *Proc of The 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Chicago, April 1989, PP. 355-359.
 - [12] **BOUROGUGA B. , BARDON JP. , TRUFFART B. , BRIOT JM. , GOIZET V.** , "Le contact thermique roulant : Application à l'étude expérimentale de la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux", *Revue Générale de Thermique*
 - [13] **CHANGENET C., DENIS M., NAST D.** "Thermal Study of Railway Reduction Gears", *VDI BERICHTE NR1230*, 1996, pp. 461-471.
 - [14] **COE H.H.** "Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter transmission", *NASA, Tech. Report 89-C-010*, 12p, 1989.
 - [15] **COE H.H.** "Thermal analysis of a Planetary Transmisssion with Spherical roller Bearings operating after complete Loss of Oil", *NASA, Technical Paper 2367*, 11p, 1984.
 - [16] **COE H.H.** , " Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings", *Jour. Adv. Power Trans. Tech. , NASA LRC*, Jan 1983, pp. 203-221.
 - [17] **COLIN F., FLOQUET A., PLAY D.**, “ Thermal Contact Simulation in 2-D and 3-D Mechanisms”, *Journal of Lubrication Technology, trans. ASME*, 1987.
 - [18] **DIMAROGONAS A.D.** , "Heat distribution and Flash Temperatures in Radial Seals", *Wear*, Vol 23, 1973, pp. 113-119
-

- [19] **EL-BAYOUMY L.E. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.**, « An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears », *Jour. Mech. Trans. Aut. Des.*, Dec. 1985, Vol. 107, pp. 541-548.
- [20] **FLOQUET A., PLAY D.**, "Contact Temperature in Dry Bearings. Three Dimensional Theory and Verification ", *Journal of Lubrication technology, Trans. ASME*, Vol. 103, pp. 243-252, April 1981.
- [21] **HANDSCHUH R. F. ,** « *Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears* », Ph.D. thesis, Case Western Univ. , Aug 1993, 195p.
- [22] **HANDSCHUH R.F., KICHER T.P.**, "A method for Thermal Analysis of spiral bevel gears", *Proceedings of the 1994 International Gearing Conference*, Newcastle UK, 1994, p. 347-352.
- [23] **HARRIS T.A** "Rolling bearing analysis", Wiley, 1991.
- [24] **HARTNETT J.P., DELAND E.C.** "The Influence of Prandlt Number on the Heat transfer from rotating nonisothermal disks and cones", *Journal of Heat Transfer, Trans ASME*, 1961, p. 95-96.
- [25] **HENRIOT G.** "*Traité théorique et pratique des engrenages*" Dunod, 1991
- [26] **HOHN B.R., MICHAELIS K., WALLMER T.** "Thermal rating of Gear Drives balance between power loss and heat dissipation", *AGMA*, ISBN 1-55589-675-8, 1996.
- [27] **HOOKE C.J., MAO K., WALTON D., BREED A., KUKUREKA S.** "Temperature Prediction in polymeric Gears", *3ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions*, Paris France, 1992, p. 643-652.
- [28] **HOWELLS R.W., SCIARRA J.J., SHEK Ng.G.**, "Thermal and Strutral analysis of Helicopter transmission housing using NASTRAN", *NASA, Technical Memorendum*, X3428, 1976, p. 353-379.
- [29] **JAEGER J.C. ,** "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact", *Proc. Roy. Soc. ,* 1942, Vol.56, pp. 203-224.
- [30] **JAN F., NORMAND ,** « Transferts Energétiques dans une Transmission à Trains Planétaires » *I.E.T*, Bull. n°79, Février 1992.
- [31] **JOULE D., HINDUJA S., ASHTON J.N.**, "Thermal analysis of a Spur Gearbox, Part 1: Steady state finite element analysis. Part 2: Transient state finite element analysis of the gearbox casing.", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1988, 202 C4, p. 245-262.
- [32] **KIM H. C., GUINGAND M., De VAUJANY J.P., PLAY D.**, "Stress analysis of cylindrical webbed gears - Parametric study", *Journal of Mechanical Design, Trans. ASME*, June 1998, Vol 120, pp349-357.
- [33] **KLECKNER R.J. , DYBA G.**, " High Speed Spherical Roller Bearing Analysis and Comparison with Experimental Performance", *Jour. Adv. Power Trans. Tech. ,* NASA LRC, Jan 1983, pp. 239-252.
- [34] **KOSHIGOE S. , MURDOCK J.W. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P. ,** « A Computer Program for the Computation of Running Gear Temperatures using Green's Function », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp. 693-701.
- [35] **LARAQI N. ,** « Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction », *Revue Générale de Thermique*, n°408, Déc 1995, pp. 735-741.
- [36] **LARAQUI N. ,** "Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement
-

sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux", *Int. Jour. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol.35, n°11, pp.3131-3141.

- [37] **MAZO L. , CASSAGNE B. , BADIE LEVET D., BARDON J.P. ,** "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal plastique", *Revue Générale de Thermique*, 1978, N°204, pp. 921-933.
- [38] **MIZUTANI H., ISHIKAWA Y.,** "Power Loss of Long Addendum Spur Gears" *VDI BERITCHE NR 1230*, 1996, pp. 83-95.
- [39] **PATIR N., CHENG H.S. ,** " Prediction of the Bulk temperature in Spur Gears based on Finite Element Temperature Analysis", *ASLE Transactions*, 1979, 22, p. 25-36.
- [40] **PHILLIPS A.E.,** " The Development of a Pratical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives", *AGMA*, ISBN 1-55589-676-6, 1996.
- [41] **PIRVICS J. ,** « The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems », *Proc. 6th Leeds - Lyon Symposium ,* 1979, pp. 259-272.
- [42] **PIRVICS J., KLECKNER R.J. ,** « Prédiction of Ball And Roller Bearing Thermal and Kinematic Performance by Computer Analysis », *NASA Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology*, Jan. 1983, pp. 185-202.
- [43] **REBBECHI B., OSWALD F. B. , TOWNSEND D. P. ,** « Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp.355-363.
- [44] **RUSCH, SANDERSON.** "Frictional losses of Dual Material Lip-Type Shaft Seals" *ASLE Trans*, 1971, pp213-220.
- [45] **SATOSHI H., SUSUMU M., HIROSHISA Y., YASUGOSHI T.,** " Lubrication-Starvation research test of Helicopter Transmission", *Proceedings of The Power Transmisssion and Gearing Conference*, ASME, 1996, p. 119-124.
- [46] **SEGERLIND L.J. ;** « *Applied Finite Element Analysis* », John Wiley & Sons, 1976, 422p.
- [47] **SKF** , 'Catalogue général', 1989
- [48] **SKF Industries** , 'planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System, Research Report, May 1981
- [49] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.,** "On the Heat balance of Gear Equipment(on a method for predicting the bulk temperature Rise of Gears and temperature rise of Oil with Dip cooling)", *JSME, Series III*, 1991, p. 97-104.
- [50] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.,** "Study on Friction loss of Internal Gear Drives", *JSME, Series III*, 1991, p. 106-1113.
- [51] **TOBE T., KATO M.,** "A Study on Flash Temperature on the Spur gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, p. 78-84.
- [52] **TOWSEND D.P., AKIN L.S.,** "Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as affected by Operating Variable", *Journal of Mechanical Design, ASME*, 1981, vol 103, p. 216-226.
- [53] **VERGNE P. , NELIAS D. ,** « Tribological and rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant », *Proc. International tribology Conference, Yokohama*, 1995, 5p.
- [54] **WINTER A., BLOK H."** Fling-off Cooling of Gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry*,
-

Trans ASME, 1974, pp.60-70.

[55]

YELLE H. , SERRAR M. , KOFFI D. , « Etude de la Température dans les Engrenages en Plastique », *3^{ème} Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions* , Février 1992, pp. 695-705.

CHAPITRE 4 EXPLOITATION DU MODELE THERMIQUE DE LA BOITE GENERIQUE, PREVISIONS DE COMPORTEMENT	102
1. INTRODUCTION	102
2. EFFETS DE L'ARCHITECTURE GLOBALE SUR LE COMPORTEMENT THERMIQUE	102
2.1. <i>Dimensions de la boite de transmission de puissance</i>	103
2.2. <i>Dimensions des engrenages</i>	104
2.3. <i>Mode de lubrification</i>	105
2.4. <i>Paramètres de conception des engrenages</i>	107
2.5. <i>Jointts frottants sur les arbres, influence sur le champ de température</i>	108
3. MODELISATION LOCALES DES PHENOMENES A L'ENGRENEMENT	109
3.1. <i>Description de la modélisation locale des dentures</i>	109
3.1.1. <i>Discretisation suivant la largeur de denture de la roue</i>	109
3.1.2. <i>Discretisation suivant la largeur de denture du pignon</i>	110
3.2. <i>Effets sur le comportement thermique d'une répartition de charge non uniforme suivant la largeur de denture</i>	111
3.3. <i>Comparaison avec un modèle éléments finis de dent d'engrenage</i>	113
4. SIMULATION DE CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT EN MODE DEGRADE.....	115
4.1. <i>Défauts de lubrification, prévision du comportement</i>	115
4.2. <i>Couple d'entrée variable, simulation du comportement thermique</i>	117
5. CONCLUSION.....	120

Chapitre 4 **Exploitation du modèle thermique de la boîte générique, prévisions de comportement**

1. Introduction

Le chapitre précédent a permis de valider expérimentalement la modélisation thermique de la boîte générique pour un niveau d'observation global. L'objectif ici est l'exploitation de l'outil numérique développé afin de prédire le comportement thermique de la transmission de puissance par engrenages. Le modèle nodal développé est exploité à plusieurs niveaux afin de montrer l'intérêt d'intégrer l'approche thermique dans les modèles de conception de transmissions de puissance par engrenages

Dans un premier temps, l'architecture globale de la boîte générique est étudiée d'un point de vue thermique. Les influences des dimensions, du mode de lubrification, de la puissance du refroidisseur, des paramètres de conception des engrenages sur le comportement thermique sont étudiées. Pour cela des simulations de fonctionnement ont été réalisées dans différentes architectures de la boîte générique.

Ensuite, une description plus fine des phénomènes locaux apparaissant à l'interface d'engrènement est développée. Le but est de pouvoir intégrer dans la simulation du comportement thermique les répartitions de charges non uniformes sur les dents d'engrenages dues à des corrections de dentures ou encore à des désalignements d'axes et d'en simuler l'impact sur la distribution du champ de température dans les engrenages et la transmission de puissance.

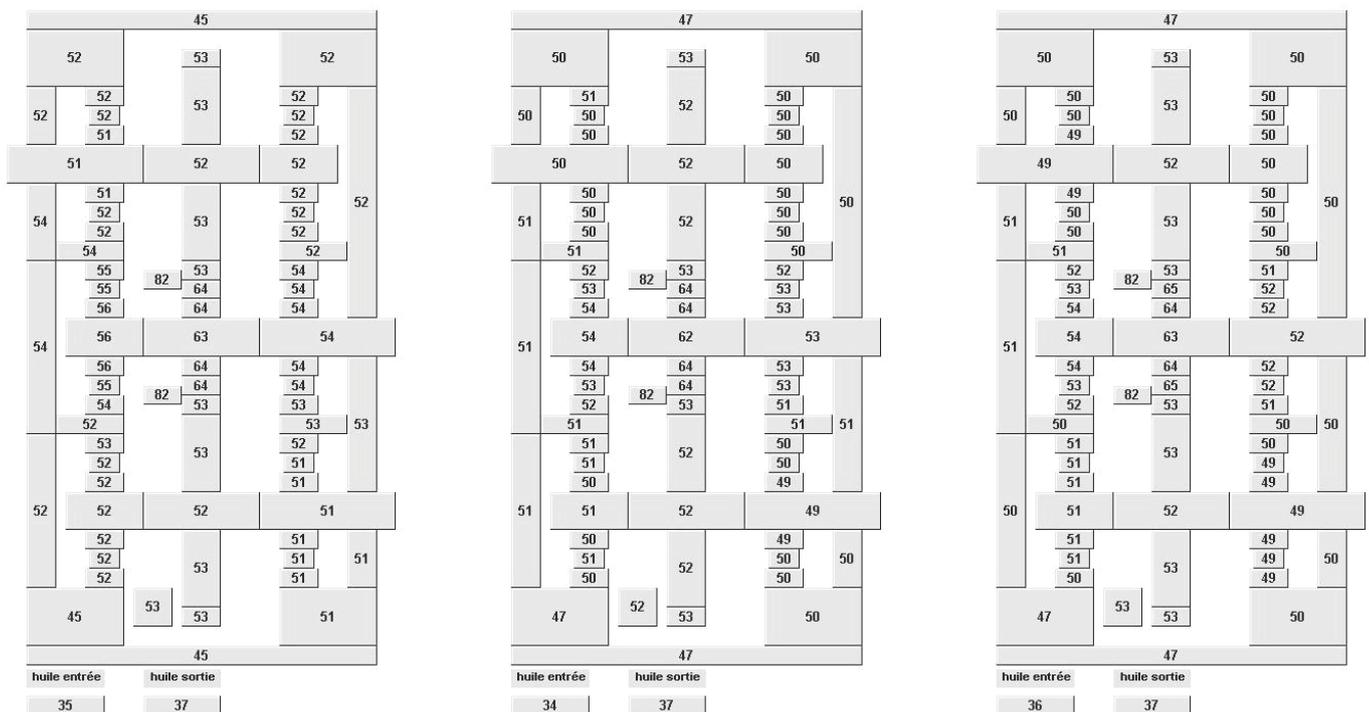
Enfin, des situations de fonctionnement en mode dégradé sont simulées numériquement. Des défauts du système de lubrification sont introduits sur les roulements et les zones d'engrènement, et leurs effets sur le champ de température observé sont analysés. Des puissances d'entrée avec un couple non constant sont simulées.

2. Effets de l'architecture globale sur le comportement thermique

Dans une transmission de puissance par engrenages, les dimensions des éléments sont définies à partir de critères de résistance mécanique sans prendre en compte les conséquences thermiques. La tendance actuelle est à la diminution de la masse des mécanismes afin d'en améliorer le rendement. Cette réduction des masses implique une diminution de la capacité de dissipation d'énergie des systèmes de transmissions de puissance et par conséquent une élévation des niveaux moyens de température de fonctionnement. Une solution peut être l'augmentation de la puissance du système de refroidissement. Cependant, avant de définir le système de refroidissement, une analyse de sensibilité pour l'optimisation de la conception est généralement faite. Le modèle développé précédemment permet de prédire l'influence de paramètres de conception sur le comportement thermique du mécanisme étudié. Ainsi, dans ce paragraphe nous étudions l'influence de paramètres définissant l'architecture globale du système sur son comportement thermique.

2.1. Dimensions de la boîte de transmission de puissance

La boîte de transmission de puissance par engrenages servant de support à cette étude est assez massive de par son carter (56 mm d'épaisseur). L'effet d'une réduction de l'épaisseur du carter ainsi qu'une augmentation de la longueur des arbres débouchants sur l'air ambiant est simulé. Rappelons que le modèle nodal développé intègre dans le calcul de toutes les conductances thermiques les paramètres de description géométrique de la transmission de puissance. Ainsi, les changements de paramètres sont directement intégrés dans la modélisation du système. Les variations de dimensions sont considérées ici de façon réaliste, c'est-à-dire de manière à ce que le système puisse toujours fonctionner. La largeur du carter est diminuée de 20 mm sur chaque face, puis les longueurs des arbres débouchants sur l'ambiant sont allongées de 100 mm (Fig. 4.1).



a) épaisseur du carter réduite de 20mm
 b) dimensions réelles, $\omega = 3000$ tr/min et couple = 200N.m
 c) longueurs débouchantes d'arbres allongées de 100 mm

Figure 4.1 : Effets des dimensions géométriques sur la distribution de température dans la boîte générique en régime stationnaire

Les cartes de températures obtenues en régime stationnaire pour des modifications d'épaisseur du carter et des longueurs d'arbre débouchant sur l'extérieur ne présentent pas de changement significatif dans notre cas. Cependant, des tendances sont observées. La diminution de l'épaisseur du carter de 20 mm réduit sa capacité de dissipation d'énergie ce qui se traduit par une hausse du niveau de température moyen. L'augmentation de la longueur des arbres débouchants sur l'ambiant équivaut à une augmentation de la surface d'échange avec l'ambiant, ceci conduit à une baisse du niveau de température car la capacité d'évacuation de chaleur par convection forcée avec l'air extérieur est augmentée.

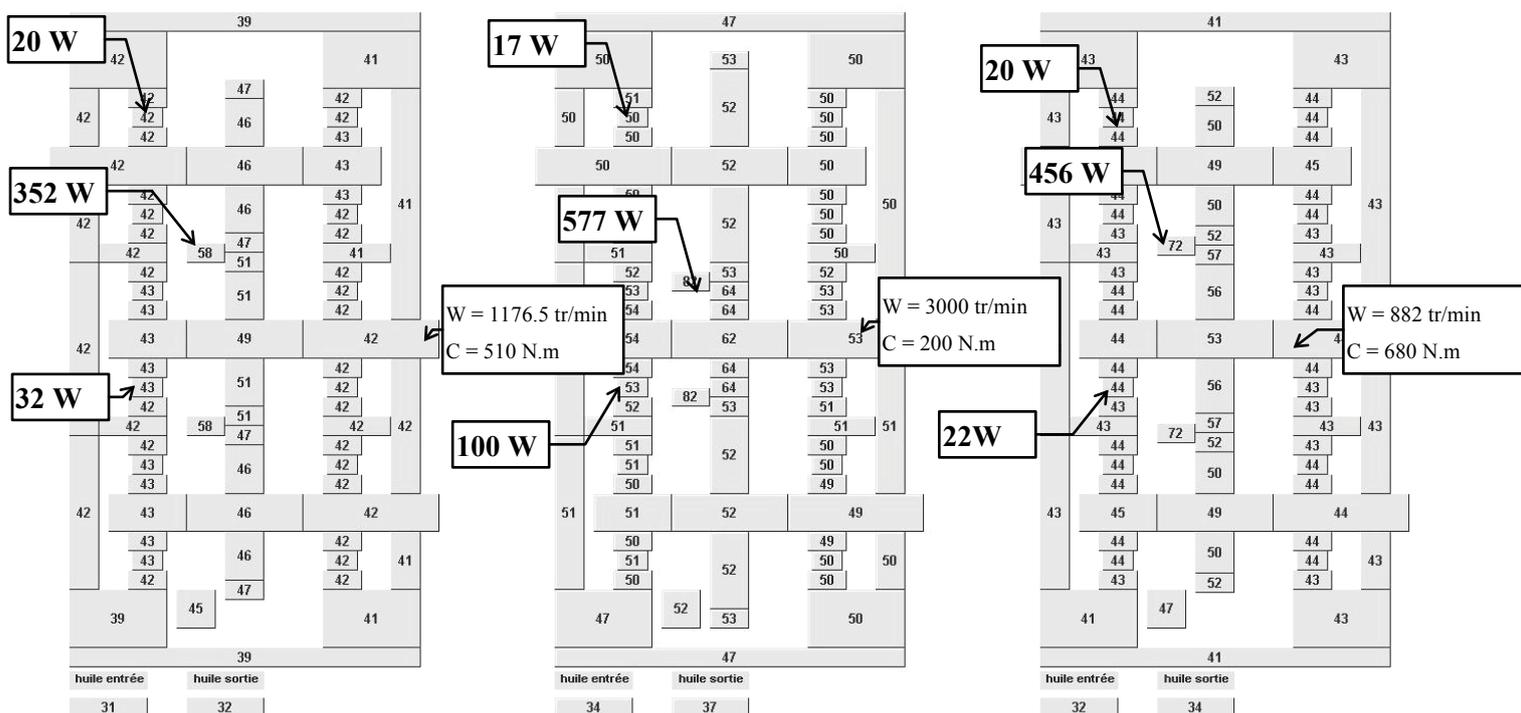
Plus généralement, il est important lors d'une phase de conception préliminaire d'un mécanisme d'intégrer le facteur température car plus le système sera optimisé plus petite sera la capacité du système de refroidissement de l'huile.

2.2. Dimensions des engrenages

L'énergie dissipée à l'engrènement dépend de nombreux paramètres et notamment du rapport de réduction qui gouverne le glissement relatif des surfaces de denture principale cause de la génération de chaleur par frottement. Ici, la transmission de puissance par engrenages étudiée donne un rapport 1 entre l'entrée et la sortie du mouvement mais avec deux roues de 51 dents et un pignon intermédiaire de 20 dents. Comme il a été dit précédemment, la géométrie de tous les éléments mécaniques étant intégrée dans la modélisation thermique, il est possible d'imaginer des configurations de couple d'engrenages différentes pour une puissance à transmettre identique et d'en observer les conséquences sur le comportement thermique. Deux autres configurations ont été considérées et comparées à celle existante sur la machine d'essai pour une puissance à transmettre de 62.8 kW :

	Nombre de dents		
	Engrenage d'entrée	Engrenage intermédiaire	Engrenage de sortie
Configuration existante	51	20	51
Configuration A	30	30	30
Configuration B	30	40	30

La vitesse de rotation sur l'arbre d'entrée est de 1176.5 tr/min. ce qui correspond dans la configuration de la machine à une vitesse du pignon intermédiaire de 3000 tr/min, et le couple de 510 N.m ce qui donne sur le même pignon 200 N.m.



a) Configuration A (30-30-30) b) Configuration machine (51-20-51) c) Configuration B (30-40-30)
 Figure 4.2 : Cartes de températures obtenues pour trois configurations différentes de couples d'engrenages et pour une puissance à transmettre identique de 62.8 kW, puissance dissipée dans les roulements et aux zones d'engrènement

Les répartitions de températures de la figure 4.2 mettent en évidence la différence de puissance dissipée d'une configuration à l'autre pour une puissance nominale identique. En effet, on remarque que la

configuration machine ayant un petit pignon intermédiaire, la vitesse de celui-ci est élevée et par conséquent la dissipation de chaleur dans le roulement le supportant aussi (100 Watts). L'ensemble du champ de température de la boîte générique est influencé par les couples d'engrenages choisis. En fait, les engrenages sont la principale source de dissipation de chaleur, et en plus ils conditionnent celle dissipée dans les roulements puisque c'est de leur rapport de réduction ou de multiplication que dépendent les vitesses de rotation des arbres.

D'un point de vue plus général, cet étude montre que lors de la conception d'un réducteur à engrenages ou d'une transmission de puissance, le choix des couples d'engrenages n'est pas sans conséquence sur le comportement thermique.

2.3. Mode de lubrification

Le choix du mode de lubrification des roulements et des engrenages d'un système de transmission de puissance est important et se fait en fonction de la puissance à transmettre. Comme nous l'avons dit dans le 1^{er} chapitre, les systèmes développant une puissance de l'ordre d'une dizaine de kilowatts sont généralement lubrifiés par bain d'huile (boîte de vitesse automobile, réducteur de machine), alors que les systèmes transmettant des puissances de l'ordre du mégawatt nécessitent un refroidissement plus important que seuls des jets d'huile associés à un refroidisseur peuvent assurer (boîtes de transmission aéronautiques). Lors de la conception d'une transmission de puissance par engrenages un facteur non négligeable est le coût. Ainsi, s'il est possible d'éviter l'utilisation d'une centrale de refroidissement au dépend de niveaux de température de fonctionnement plus élevés mais tolérables, le bain d'huile sera choisi comme mode de lubrification.

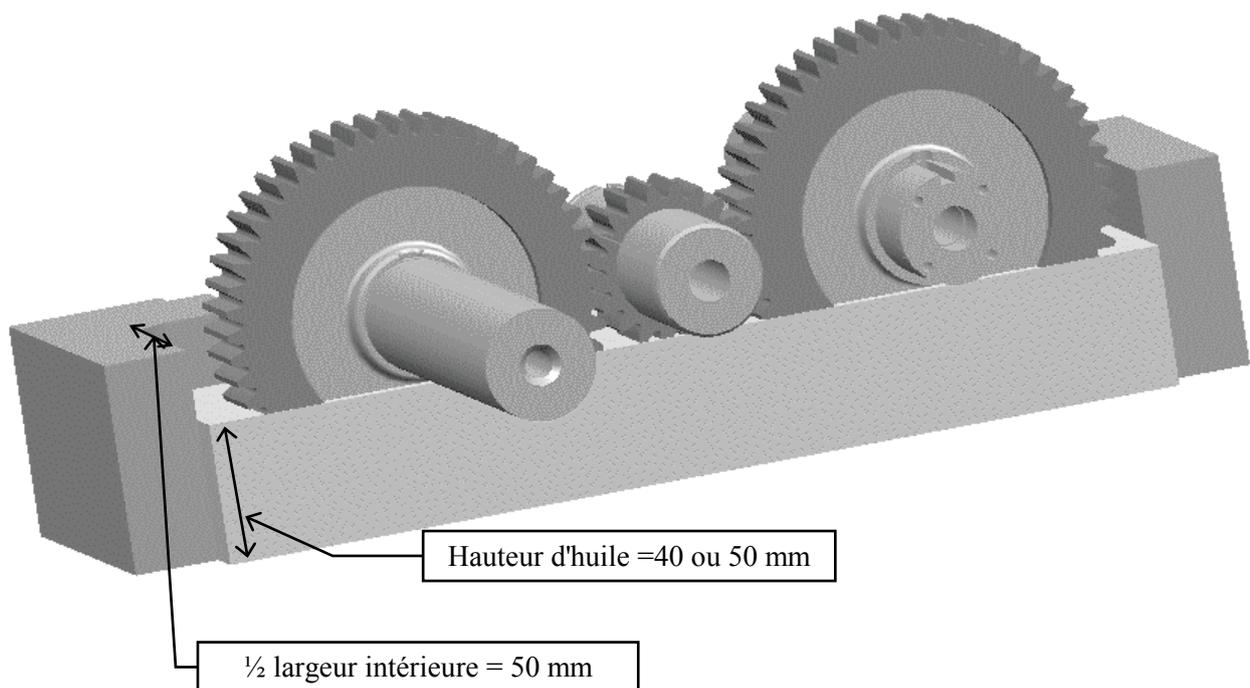
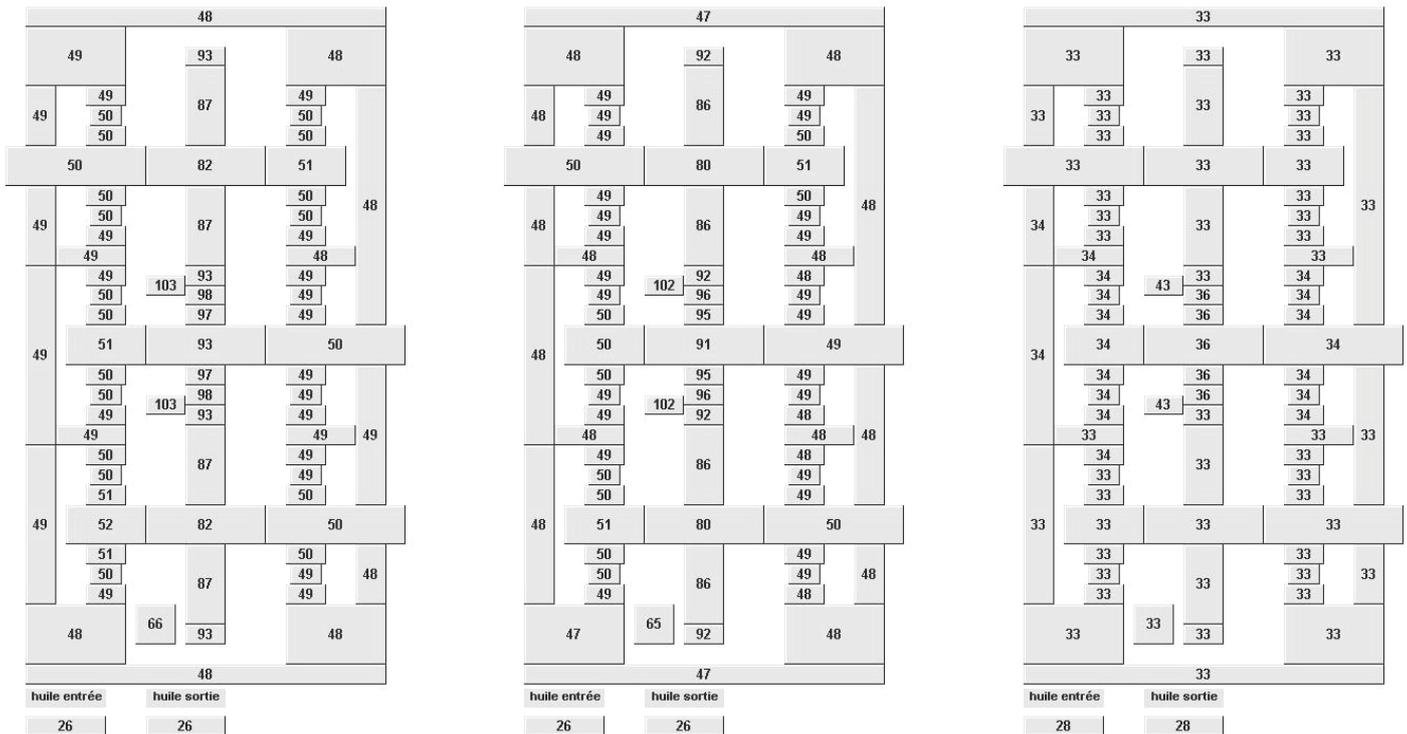


Figure 4.3 : Configuration de la boîte générique avec lubrification des engrenages par bain d'huile.

Ici, l'architecture de la boîte générique d'essais (cf. Chap. 2) ne permet pas d'envisager de lubrification par bain d'huile car l'espace intérieur est trop confiné. Cependant d'un point de vue numérique nous avons choisi de comparer les cartes de températures obtenues pour les deux modes de lubrification en augmentant la largeur intérieure de la boîte générique virtuelle de 100 mm et pour une faible puissance de 10 kW à

transmettre (Fig. 4.3). Dans le cas de lubrification par bain d'huile, les engrenages échangent de la chaleur avec le bain d'huile par barbotage (cf. Chapitre 1).

La taille du pignon étant petite devant celle des deux roues de 51 dents, deux hauteurs d'huile de 40 et 50 mm dans la boîte ont été considérées de sorte que le pignon baigne toujours dans le lubrifiant. Les cartes de températures calculées (Fig. 4.4) pour les deux modes de lubrification sont significativement différentes, les niveaux de températures sont augmentés de 50°C lorsque le système est lubrifié par bain d'huile sans refroidisseur. Les températures sont cependant acceptables en terme de fonctionnement. La puissance dissipée par brassage d'huile est de 3.5W pour la hauteur de 40 mm et de 7W pour 50 mm de hauteur d'huile dans la boîte (pour une puissance dissipée à l'engrènement de 2*96W) .



a) hauteur d'huile 4 cm, 1.8 litres b) hauteur d'huile 5cm, 2.3 litres c) lubrification par jets d'huile, débit à l'engrènement 5l/min.

Figure 4.4 : Champs de température dans la boîte générique pour deux modes de lubrification différents.

2.4. Paramètres de conception des engrenages

Les paramètres de conception des engrenages se distinguent en deux groupes, localement les bombés sur les dents et les désalignements d'axes dont les effets sur le comportement thermique seront présentés plus loin, et deuxièmement des paramètres plus globaux tel que l'épaisseur de jante et du voile. Dans ce paragraphe, nous nous plaçons d'un point de vue global, ainsi l'influence de l'épaisseur de jante et du voile sera simulée dans le cas de la roue de la boîte générique. Trois épaisseurs de jante et trois épaisseurs de voile ont été considérées, et des simulations du comportement thermique ont été effectuées en combinant les différentes épaisseurs

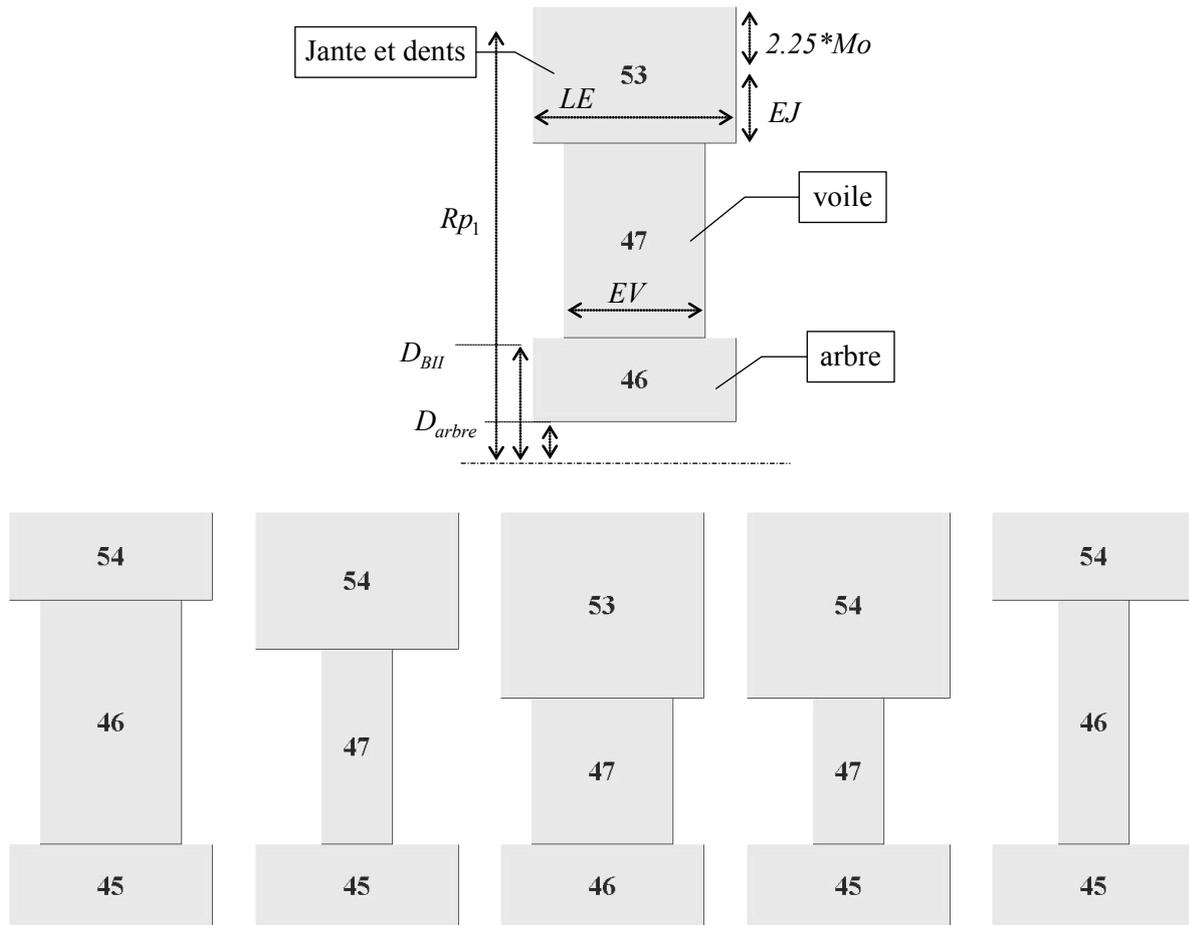


Figure 4.5 : Cartes de températures de la roue pour différentes combinaisons d'épaisseur de jantes (EJ) et d'épaisseur de voile (EV)

On constate que dans les conditions de fonctionnement et le domaine de variation des paramètres géométriques il n'y a pas de variations significatives.

2.5. Joints frottants sur les arbres, influence sur le champ de température

La transmission de puissance servant de support à ce travail ne comporte pas de joints. Cependant, il semble important de considérer ce composant très fréquemment utilisé sur les arbres pour assurer l'étanchéité. Pour illustrer et quantifier l'impact des joints à lèvres frottants sur le comportement thermique de la boîte générique, nous avons simulé son fonctionnement avec un joint placé sur chaque arbre débouchant sur l'ambient. Les joints à lèvres frottants sur des arbres tournants produisent de la chaleur par frottement. Cette quantité de chaleur s'exprime à partir du produit d'un couple résistant de frottement sur l'arbre et de la vitesse de rotation de l'arbre. Les couples de frottement sont déterminés en fonction du diamètre de l'arbre et de la vitesse de rotation depuis les abaques des constructeurs (Fig. 4.6).

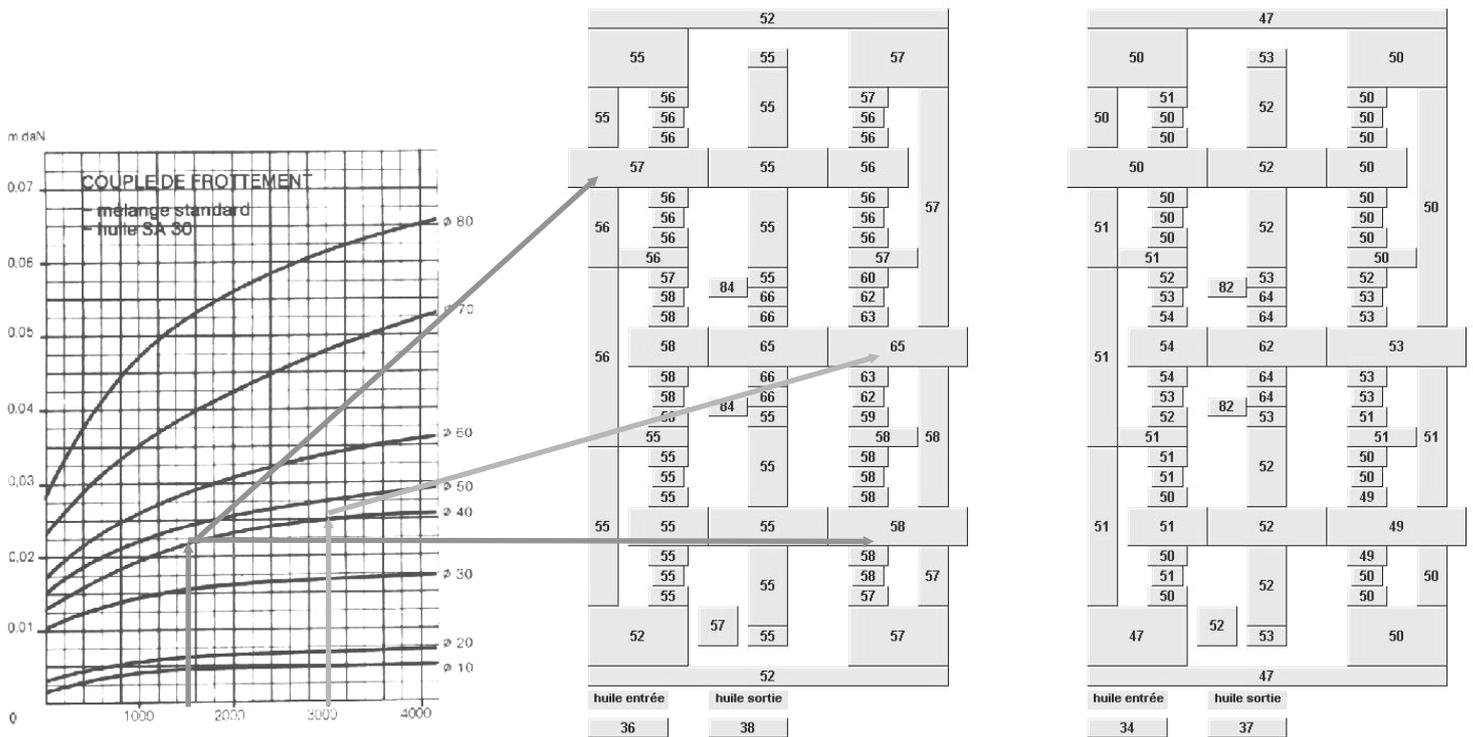


Figure 4.6 : Comparaisons de cartes de températures avec et sans joints sur les arbres débouchant sur l'ambient.

Ajouter des joints au modèle nodal revient à ajouter des sources de chaleur à la surface des arbres correspondant à l'interface de frottement lèvre - arbre. Les quantités de chaleur dissipées dans le cas présenté sont de 27 Watts pour les arbres des roues et de 78 Watts pour l'arbre du pignon. L'influence des sources de chaleur développée par le frottement des joints est localisée dans la zone des joints.

3. Modélisation locales des phénomènes à l'engrènement

Un modèle thermique nodal plus fin a été développé pour la modélisation des dentures des roues et du pignon tout en conservant le maillage précédent pour la masse des engrenages. L'objectif de cet effet de loupe sur la zone localisée de l'engrènement est de pouvoir prendre en compte des effets de bombés et de désalignements d'axes qui se traduisent par une distribution non uniforme, suivant la largeur des dents, du flux de chaleur généré à la surface d'engrènement. Rappelons que le modèle plus global explicité précédemment considérait une distribution uniforme du flux de chaleur entrant dans l'engrenage.

3.1. Description de la modélisation locale des dentures

3.1.1. Discrétisation suivant la largeur de denture de la roue

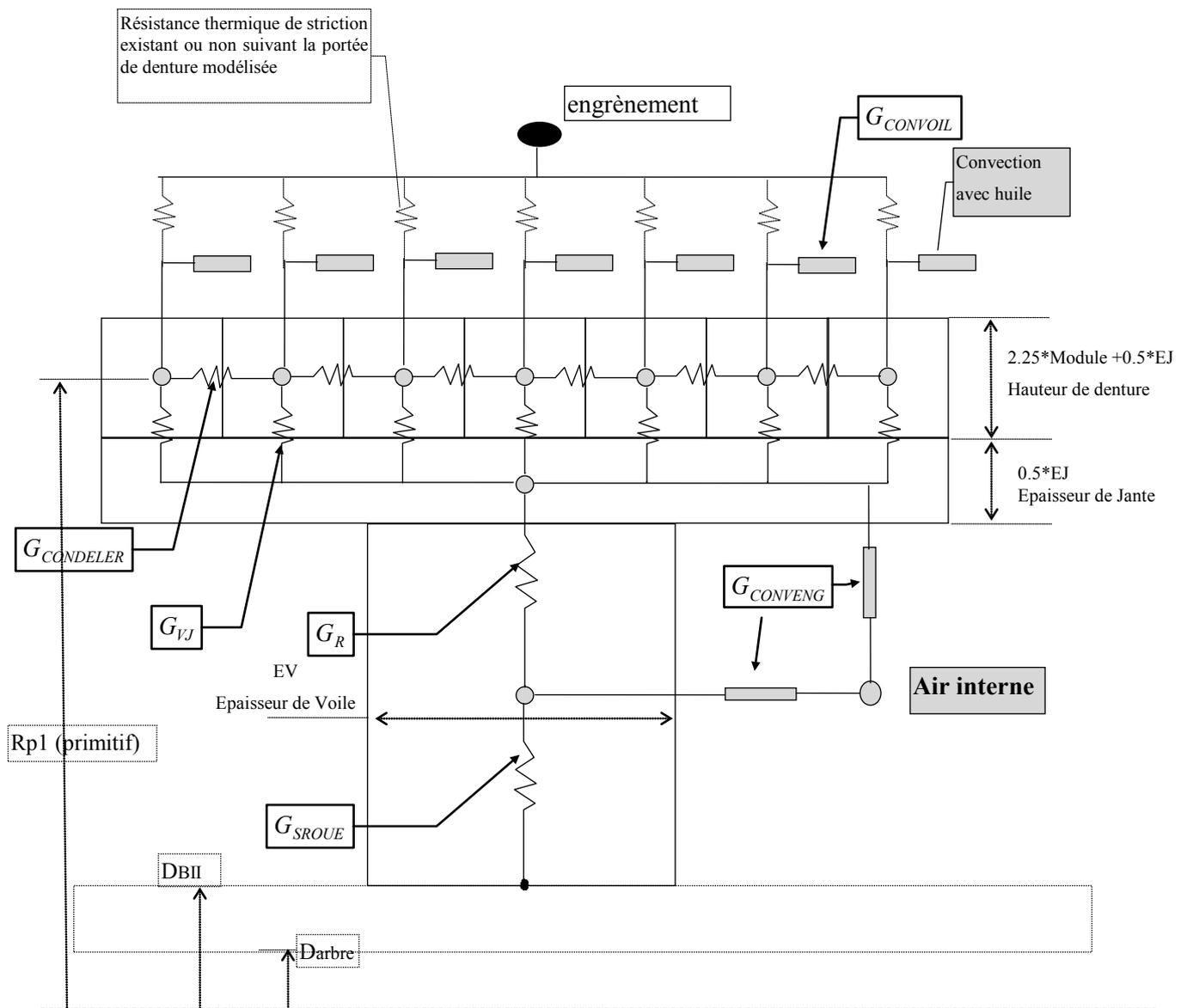


Figure 4.7 : Modèle thermique local de la roue

La zone de denture de la roue est découpée en sept tranches suivant la largeur des dents (Fig. 4.7 & Fig. 4.8). Les noeuds volumiques correspondants sont reliés entre eux par des conductances de conduction, ils échangent de l'énergie avec le lubrifiant et l'air interne à la boîte par convection. La jante est modélisée par un noeud volumique, il en est de même pour le voile. Chacun de ces noeuds peut être relié ou non au noeud de la zone d'engrènement par une résistance thermique de striction si la tranche de denture qu'il modélise fait partie de la zone de contact. La distribution du flux thermique non uniforme suivant la largeur de denture est introduite aux noeuds de la denture par des résistances de striction non constantes proportionnelles à la répartition de charge. En effet, un bombé de denture génère une répartition de charge non uniforme et par conséquent la génération de chaleur ne sera pas la même suivant la largeur de la denture.

Calculs des conductances de conduction

$$G_{CONDLER} = \lambda * (Rp_1 - 1.25 * Mo) * (2\pi / Z_{nb_dents}) * (2.25 * Mo + EJ) / (LE/7)$$

$$G_{VJ} = \lambda * LE/7 * 2\pi * \ln(Rp_1 / (Rp_1 - 1.25 * Mo - 0.75 * EJ))$$

$$G_R = \lambda * EV * 2\pi * \ln((Rp_1 - 1.25 * Mo - 0.75 * EJ) / (Rp_1 - 1.25 * Mo - 0.75 * EJ + D_{BII} / 2) / 2)$$

$$G_{SROUE} = \lambda * EV * 2\pi * \ln((Rp_1 - 1.25 * Mo - 0.75 * EJ + D_{BII} / 2) / (D_{arbre} / 2 + D_{BII} / 2) / 2)$$

3.1.2. Discrétisation suivant la largeur de denture du pignon

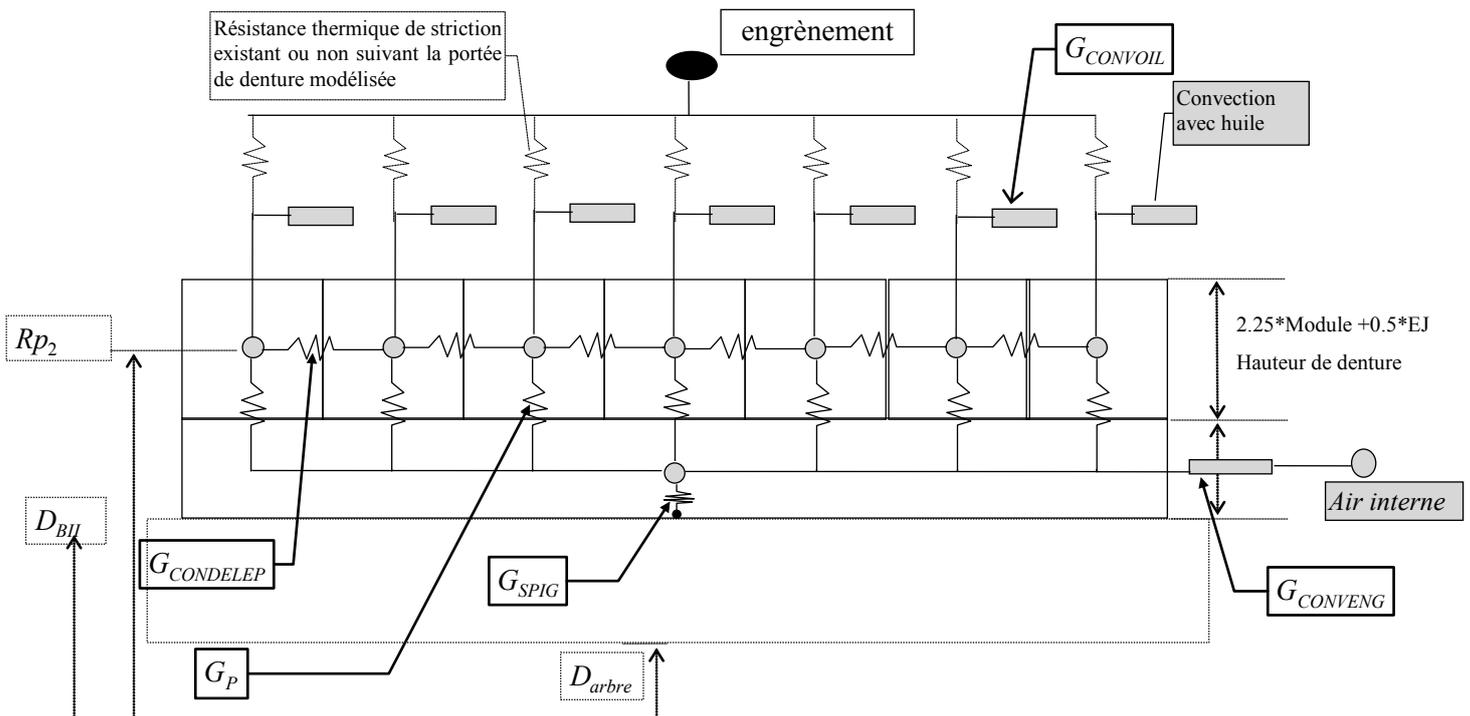


Figure 4.8 : Modèle local du pignon

Calculs des conductances de conduction

$$G_{CONDELEP} = \lambda * 2.25 * Mo * 2\pi / Z_{pignon} * (Rp_2 - 1.25 Mo) / (LE/7)$$

$$G_p = \lambda * LE / 7 * 2\pi * \ln((2 * Rp_2 - 0.25 * Mo) / (Rp_2 - 1.25 * Mo + D_{BII} / 2))$$

$$G_{SPIG} = \lambda * LE * 2\pi * \ln((Rp_2 - 1.25 * Mo + D_{BII} / 2) / (D_{arbre} / 2 + D_{BII} / 2))$$

Conductances de convection pour les roues et le pignon

avec l'air (S_{ech} est la surface d'échange, D sa dimension caractéristiques)

$$G_{CONVENG} = \lambda_{air} / R_{engrenage} * (0.4 * P_{r_air}^{0.33} * R_e^{0.5}) * S_{ech}$$

avec l'huile

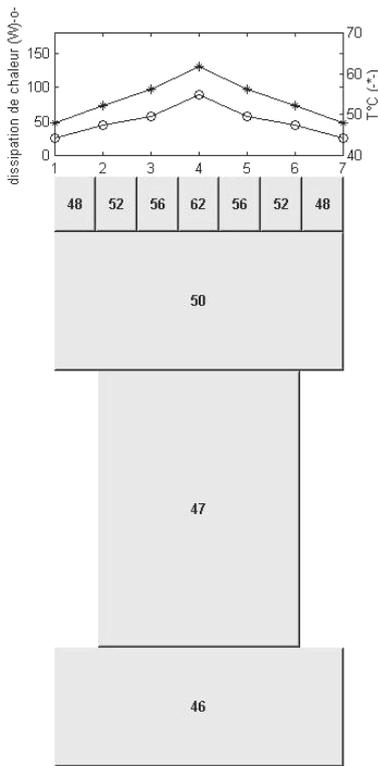
$$G_{CONVOIL} = 5.6 * M_{odule} * (\lambda_{huile} \rho_{huile} C_{p_{huile}}) / \omega_{engrenage}^{0.5} * LE * (\omega / 2\pi) * Z_{nb-dents} / 7$$

3.2. Effets sur le comportement thermique d'une répartition de charge non uniforme suivant la largeur de denture

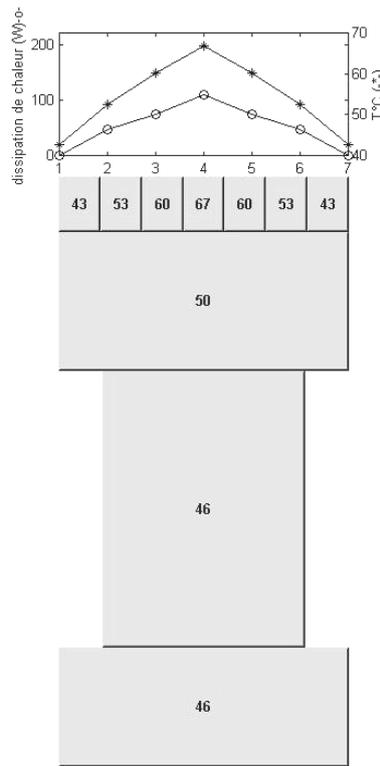
Quatre longueurs de contact différentes suivant la largeur de denture ont été considérées. Ces longueurs de contact modélisent la distribution du chargement thermique suivant la largeur de la dent provoqué par des bombés de denture, pour une énergie totale dissipée à l'engrènement identique (Fig. 4.9a,b,c,d). Le chargement thermique total entrant dans la roue pour les différentes distributions est de 370 Watts avec une puissance dissipée à l'engrènement de 536 Watts, et ceci pour une vitesse de rotation du pignon de 3000 tr/min. et un couple sur le pignon de 200 N.m.

On constate que la température de masse de la roue n'est pas influencée par la forme de la distribution de charge suivant la largeur de denture. Par contre, les températures moyennes des tranches suivant la largeur de denture (représentées par des étoiles sur les graphes) sont gouvernées par la forme de la répartition du flux entrant dans l'engrenage (représenté par des ronds sur les graphes), un gradient significatif peut apparaître dans le cas d'un bombé important. Le gradient de température suivant la largeur de denture généré par le bombé et la réduction de la longueur de contact peut donner lieu à une dilatation circonférencielle de la dent du même ordre que le bombé. Ainsi, l'épaisseur des dents est modifiée, la répartition de charge et par conséquent la distribution de chaleur dissipée par frottement aussi. Les différentes cartes de températures (Fig. 4.9b,c,d) montrent que la température sur les bords de la denture peut être plus basse que celle de la masse de l'engrenage, l'énergie évacuée par le lubrifiant est plus grande que celle évacuée par conduction à travers l'engrenage.

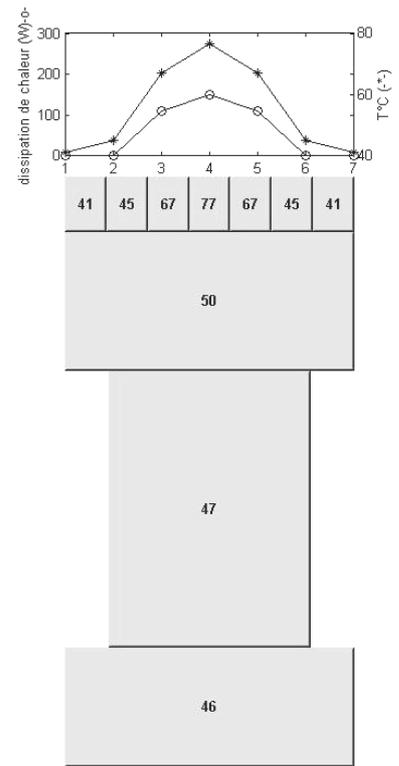
Les distributions triangulaires de flux thermique, correspondant à des modifications de la répartition de charge suivant la largeur de denture (Fig. 4.9 e,f), donnent un gradient thermique plus grand et une augmentation de température semblable (40°C).



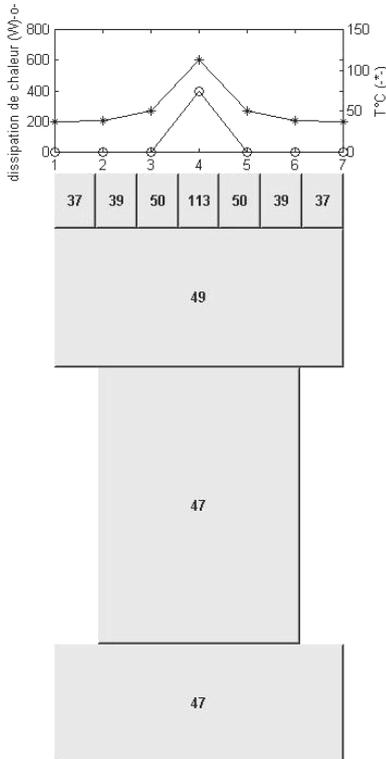
a) dissipation de chaleur non uniforme sur 7 noeuds



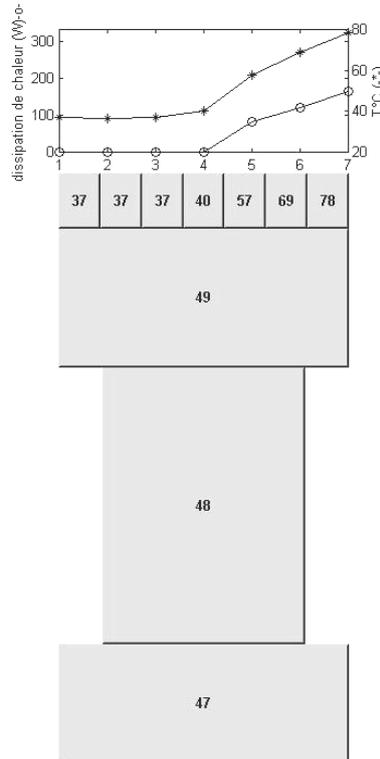
b) dissipation de chaleur non uniforme sur 5 noeuds



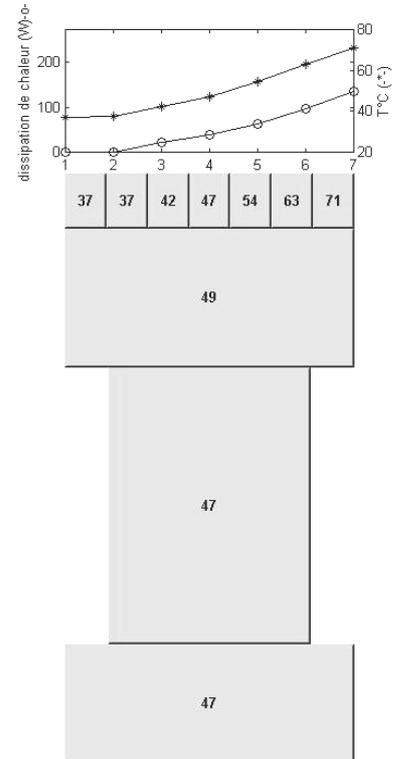
c) dissipation de chaleur non uniforme sur 3 noeuds



d) dissipation de chaleur localisée au noeud du milieu de la largeur



e) distribution du flux de chaleur triangulaire sur 3 noeuds



f) distribution triangulaire du flux de chaleur sur 5 noeuds

Figure 4.9 : Cartes de températures de la roue pour différentes distributions de charge non uniformes suivant la largeur de denture

3.3. Comparaison avec un modèle éléments finis de dent d'engrenage

Si on s'intéresse à la méthode de modélisation utilisée pour calculer les répartitions de température, l'emploi de la méthode nodale doit être justifié par rapport à la banalisation de l'utilisation de la méthode des éléments finis. Ainsi, des calculs ont été effectués en considérant un secteur de la roue défini par une dent et maillé par éléments finis (Fig. 4.10), et suivant les mêmes hypothèses de températures uniformes dans la direction circonférencielle de l'engrenage que dans [19,21,39].

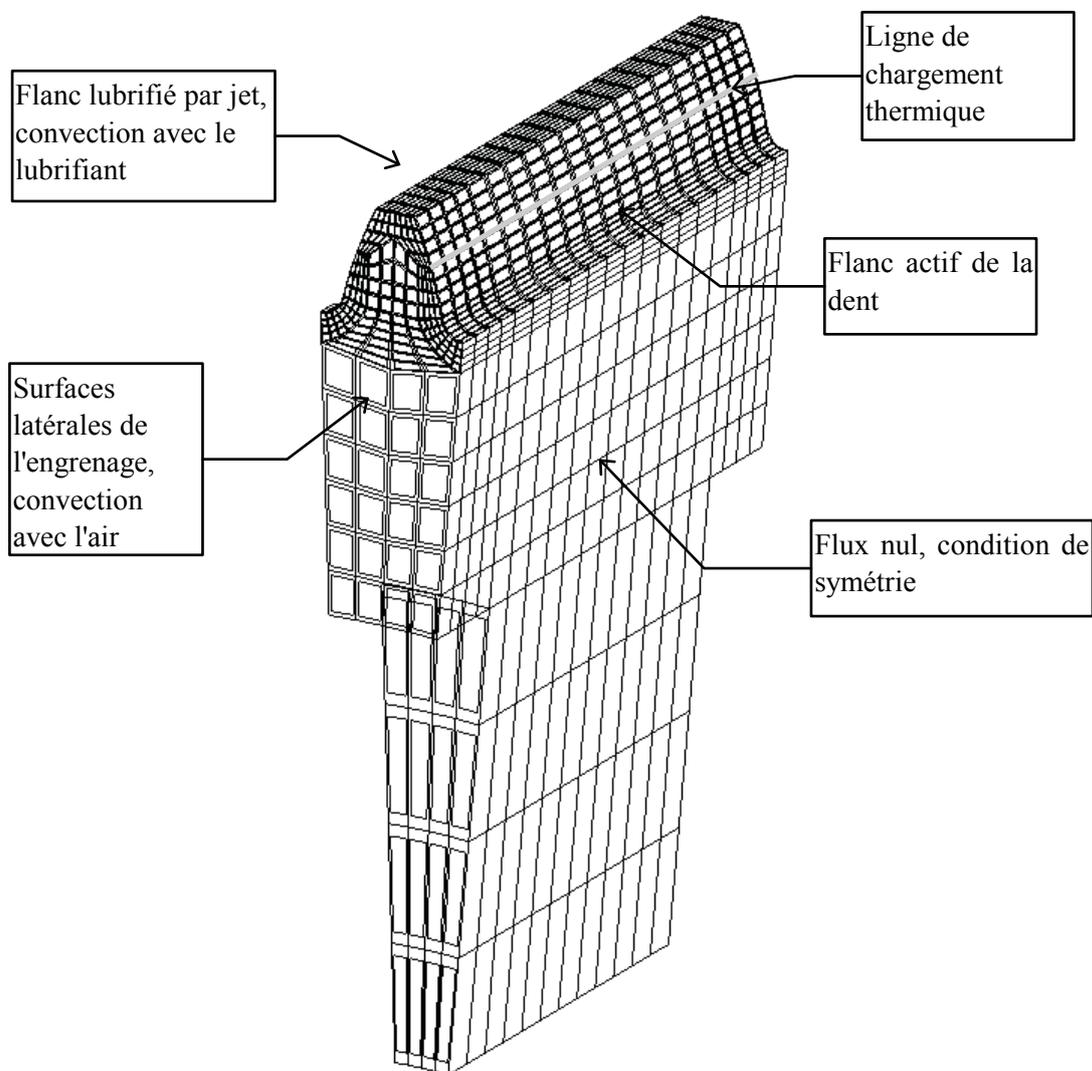


Figure 4.10 : Modèle éléments finis thermique d'un secteur de la roue

Le maillage du secteur de la roue comporte 3712 hexaèdres à huit noeuds modélisant le transfert de chaleur par conduction dans l'engrenage et 880 éléments plaque de convection à 4 noeuds se greffant sur les faces des hexaèdres en contact avec un fluide. Ce maillage a été réalisé avec le modèleur éléments finis du logiciel de CFAO Catia®. Les conditions limites de convection avec l'air ou le lubrifiant sont introduites par affectation d'un coefficient d'échange à l'élément plaque de convection considéré ainsi qu'une température du fluide concerné par l'échange. La génération de chaleur sur le flanc actif de la dent est modélisée par un chargement thermique des noeuds sur la ligne moyenne de contact (Fig. 4.10). Le calcul est fait par le solveur ELFINI en stationnaire.

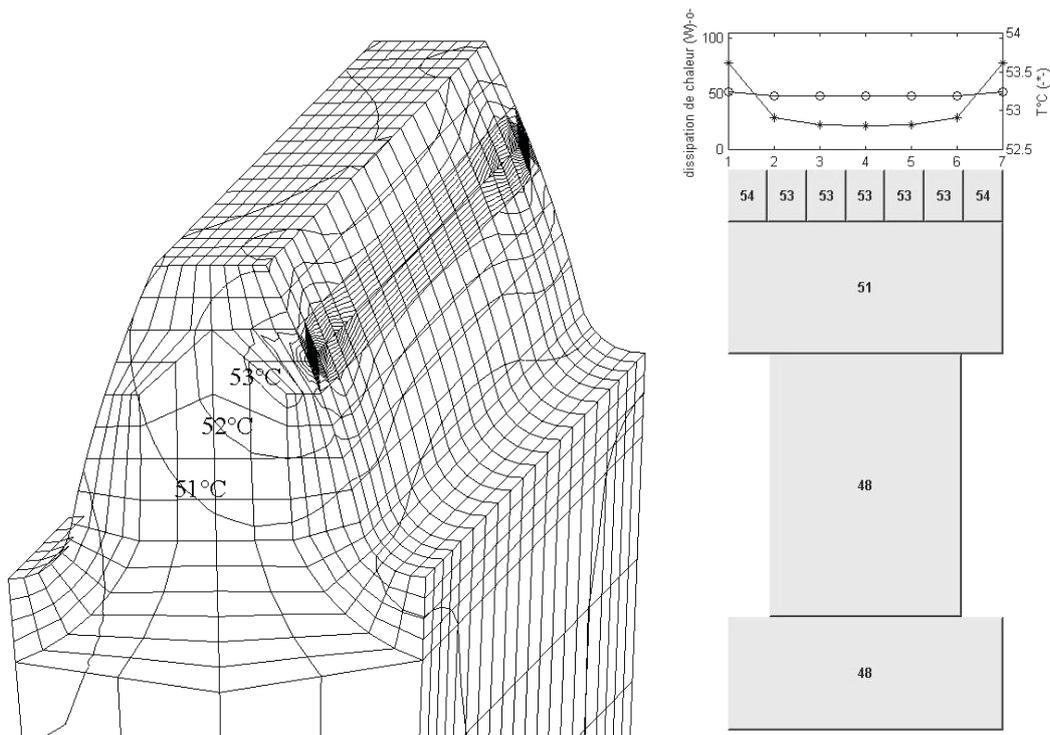


Figure 4.11 : Comparaison des champs de température obtenus numériquement par la méthode des éléments finis et par la méthode nodale

Le chargement thermique considéré ici est directement proportionnel à la distribution de charge moyenne réelle suivant la largeur de denture calculée par le logiciel PRINCE [32]. Un effet de bord est introduit (Fig. 4.11). Les résultats numériques obtenus par les deux méthodes de modélisation sont très proches pour les températures de masse, seules les températures de surface diffèrent puisque le modèle nodal donne la température moyenne d'une tranche de la dent.

D'un point de vue numérique, le calcul par éléments finis se fait uniquement en stationnaire et demande une place mémoire proportionnelle au nombre d'éléments utilisés. Par contre la finesse du maillage est supérieure à la méthode nodale. Dans notre cas de modélisation globale, si le maillage devient trop fin sur certaines zones alors que pour des zones plus massives il reste grossier la matrice de conductance risque d'être mal conditionnée et les temps de calculs augmentés. Les deux méthodes basées sur les mêmes équations fondamentales sont complémentaires.

Finalement, cette comparaison permet de montrer qu'à un niveau d'observation globale la méthode nodale est suffisante pour obtenir une description assez précise des phénomènes.

4. Simulation de conditions de fonctionnement en mode dégradé

Le fonctionnement d'une transmission de puissance par engrenage peut être perturbé par la dégradation d'une ou plusieurs des fonctions nécessaires à son bon fonctionnement. En effet, qu'en est-il d'une transmission de puissance dont le système de lubrification devient défectueux? Combien de temps pourra-t-elle fonctionner avec ce défaut dans des conditions de températures acceptables?

Les conditions de fonctionnement en termes de vitesse et de couple sont rarement parfaitement constantes, aussi peut on se demander quel est l'effet d'une puissance variable sur le comportement thermique de la transmission de puissance? Est ce que la masse du système de par son inertie thermique est insensible à de tels phénomènes?

Nous avons dans ce paragraphe illustré ces aspects en simulant des défauts de lubrification au niveau des roulements et de la zone d'engrènement, et en introduisant un couple variable en forme de sinus.

4.1. Défauts de lubrification, prévision du comportement

Des dysfonctionnements dans le système de lubrification ont été simulés numériquement au niveau des roulements et de la zone d'engrènement de la boîte générique une fois le régime stationnaire atteint avec des conditions de lubrification normales. Tout d'abord, nous avons considéré un arrêt de lubrification sur un palier à roulement supportant le pignon arbré de la boîte générique (Fig. 4.12).

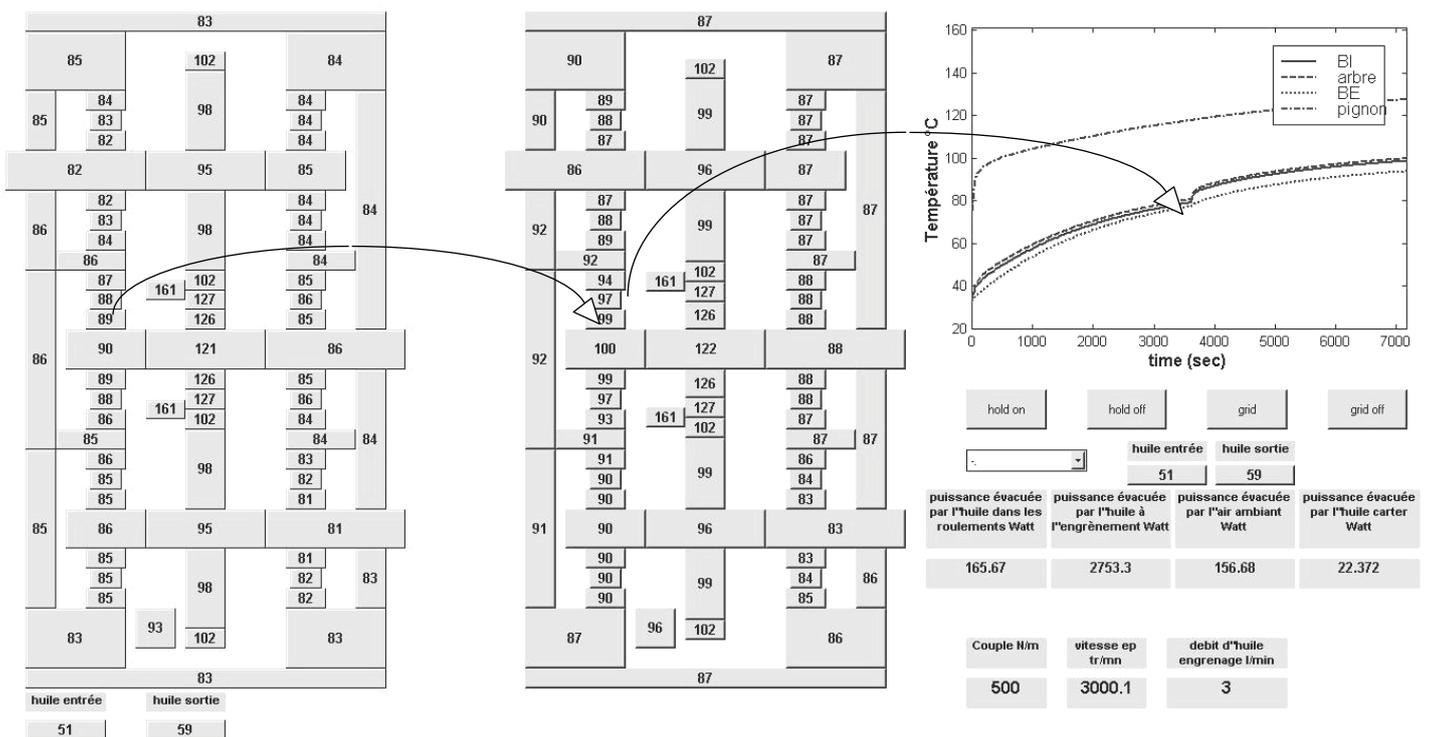


Figure 4.12 : Simulation des montées en températures et du champ de température causés par un défaut de lubrification sur le roulement du pignon arbré, comparaison avec la carte de température en conditions de lubrification normales.

L'arrêt de lubrification du roulement une fois le régime thermique permanent atteint génère un saut de température d'une dizaine de degrés °C dans la zone localisée du roulement et de la portion d'arbre où il est

4.2. Couple d'entrée variable, simulation du comportement thermique

Les transmissions de puissance par engrenages transmettent souvent des puissances variables résultant de conditions de travail fluctuant avec le temps. Le couple et la vitesse de rotation peuvent varier sur une large échelle d'amplitudes et de fréquences. Par conséquent, le champ de température du système dépend du temps. L'outil numérique développé permet d'intégrer dans la simulation du comportement thermique des conditions de fonctionnement variables. Si on considère une vitesse angulaire constante et un couple à transmettre de forme sinusoïdale $Couple = A + B \sin(w * t)$, l'effet sur le comportement thermique de chaque élément peut être décrit. D'un premier abord, les éléments susceptibles d'être influencés par de telles conditions de fonctionnement sont ceux dont la dissipation de chaleur dépend du chargement, c'est-à-dire les roulements et les engrenages. Si l'influence sur les roulements et les engrenages semble évidente, il n'en est pas de même pour dire en quelle proportion; et c'est l'intérêt de la simulation numérique.

Plusieurs conditions de fonctionnement variables ont été simulées pour des couples moyens et des pulsations différentes.

Figures	Couple sur le pignon N.m	Vitesse du pignon tr/min
figure 4.14 & 4.15	$500 + 100 * \sin(2\pi t / 30)$	3000
figure 4.16	$300 + 100 * \sin(2\pi t / 120)$	3000
figure 4.17	$300 + 100 * \sin(2\pi t / 600)$	3000

Les fréquences de variations sont faibles mais restent dans des valeurs moyennes réelles de fluctuation de puissance.

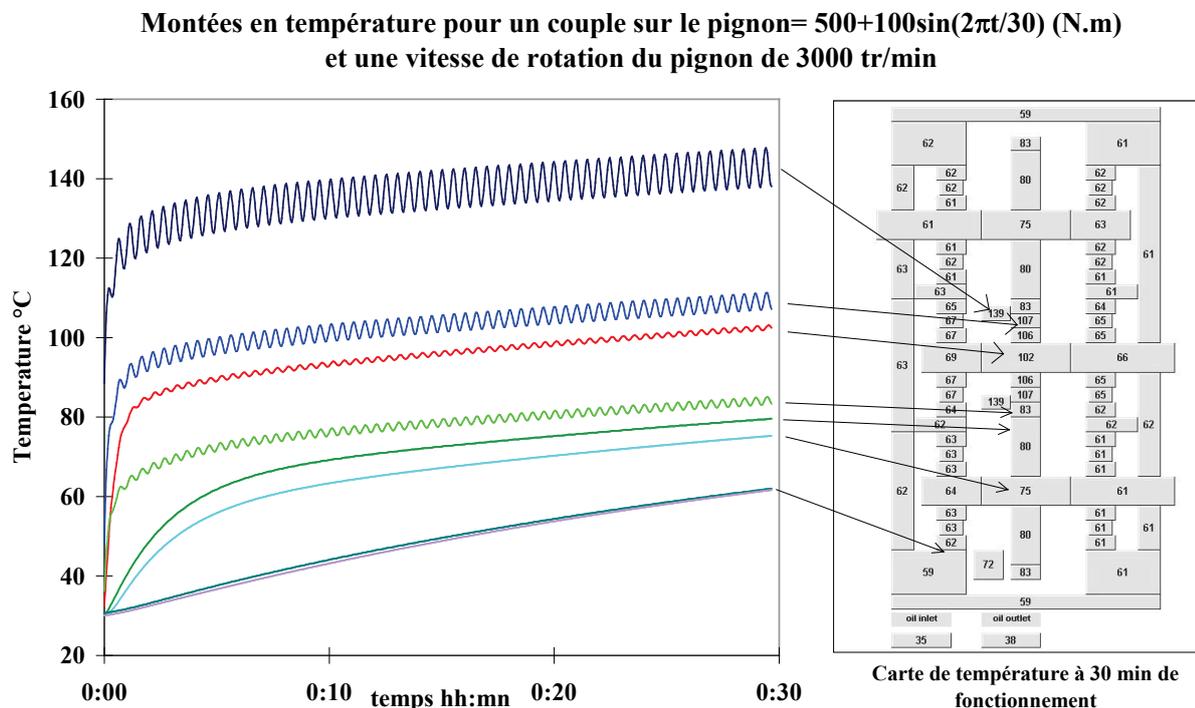


Figure 4.14 : Simulation du comportement thermique avec un couple variable

Le résultats de simulations effectuées pour les différentes configurations citées mettent en évidence la sensibilité du niveau de température des engrenages aux variations de la puissance transmise. En effet, pour chaque cas simulé (Fig. 4.14,16,17) les montées en température oscillent de la même façon que le couple. On note tout de même que plus la fréquence augmente et moins les températures de masses sont sensibles aux fluctuations de la puissance dissipée. L'effet d'une variation d'énergie dissipée est dans ce cas, pour un corps plus massique, lissée par son inertie thermique. Par contre, plus la fréquence de variation baisse et plus les niveaux de températures des parties massiques de la transmission vont être influencés et fluctuer. Les températures de la zone d'engrènement des dentures du pignon et des roues sont très sensibles aux variations de charges et fluctuent d'une dizaine de degrés. Les températures des bagues des roulements ne sont pas influencées pour des fréquences de variations élevées (dans la plage de fréquence considérée ici), leurs températures sont conditionnées comme il a déjà été vu par la masse thermique du carter (Fig. 4.15).

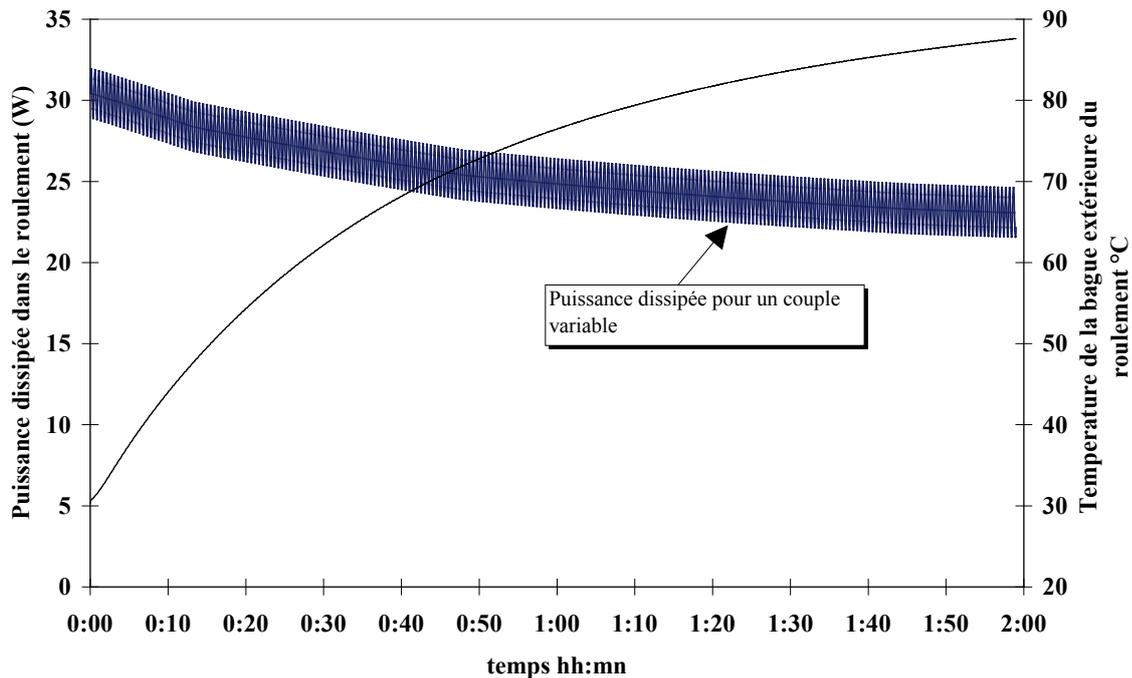


Figure 4.15 : Représentation de la puissance dissipée dans un roulement et de sa montée en température pour un couple $Couple = 500 + 100 \sin(2\pi t / 30)$ sur le pignon et une vitesse de 3000 tr/min.

5. Conclusion

La prévision du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages devient nécessaire dans les phases préliminaires de conception. La méthode nodale utilisée ici permet de rester global dans le niveau d'observation des phénomènes et de développer des modèles fins de la géométrie étudiée si nécessaire. Il est évident que les méthodes numériques sont basées sur des hypothèses et que dans notre cas les écoulements d'huile ainsi que les échanges avec l'air doivent être considérés prudemment. Les simulations numériques effectuées ont permis de montrer que :

- les paramètres de description de l'architecture globale d'une transmission de puissance ont une influence non négligeable sur le comportement thermique,
- les paramètres de conception des engrenages ou les défauts d'alignement des axes peuvent être la cause de sauts de température importants dans les zones localisées des dentures d'engrenages,
- le niveau de description des phénomènes du modèle nodal est satisfaisant par rapport à un maillage éléments finis généralement beaucoup plus fin,
- des situations de fonctionnement anormales peuvent être simulées numériquement et par conséquent les dégradations éventuelles des organes mécaniques anticipées.

Plus généralement, ce chapitre montre l'intérêt d'un outil de prédiction du comportement thermique au niveau de la conception de transmissions de puissance par engrenages. La méthode est extrapolable sans difficulté au cas d'une Boîte de Transmission Principale d'hélicoptère car dans l'état actuel des connaissances, la modélisation des composants mécaniques (roulements, engrenages et arbres) est générale. Les dispositions géométriques particulières sont prises en compte avec des paramètres internes du modèle. De même, aucune hypothèse restrictive est donnée pour la modélisation de la conduction dans les solides. Pour la convection, le seul problème apparaît avec l'écoulement libre des fluides de refroidissement non connu ainsi que l'état gazeux existant à l'intérieur de la boîte. On est donc amené comme dans le cas de la boîte générique à définir un certain nombre de données basées sur des hypothèses faites à priori sur les écoulements libres des fluides. La robustesse de la modélisation d'une BTP repose essentiellement sur la qualité des hypothèses qui sont faites quant aux écoulements des fluides et à leur état à l'intérieur de la boîte. Par contre, la méthodologie de modélisation reste la même.

1. Bibliographie

- [1] **ACHARD, J.F.**, " The Temperature of rubbing surfaces", *Wear*, 1958, Vol.2, pp. 438-455.
 - [2] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Design of spur gear for improved efficiency », *Jour. Mech .Des., ASME*, Oct. 1982, vol. 104, pp. 767-774.
 - [3] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss », *Jour. Mech .Des., ASME*, Jan. 1981, vol. 103, pp. 151-159.
 - [4] **BARDON, J.P.**, "Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieu en glissement relatif", *Revue Générale de Thermique*, Fév. 1994, n°386, pp. 85-91.
 - [5] **BARDON, J.P, CASSAGNE B. , FOURCHER B., SAINT-BLANQUET C.**, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact", Mars 1971, Laboratoire de Thermocinétique, Université de Nantes.
 - [6] **BEJAN, A.**, "*Heat Transfer*" Wiley&Sons, 1993, 676p.
 - [7] **BERRY, G. A., BARBER, J. R.**, « The division of frictional heat - A guide to the nature of sliding contact », *Journal of Tribology, ASME*, vol. 106, July 1984, pp. 405-415.
 - [8] **BLOK H. ,** " Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, Vol.2, pp. 222-235.
 - [9] **BLOK H. ,** « The Flash Temperature Concept », *Wear*, Vol 6, 1963, pp.483-493.
 - [10] **BLOK H.**"La methode des réseaux thermiques pour le calcul des temperatures de masse dans les transmissions à engrenages", *Sociétés d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, 1970, N° 59.
 - [11] **BONESS** " Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil", *Proc of The 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Chicago, April 1989, PP. 355-359.
 - [12] **BOUROGUGA B. , BARDON JP. , TRUFFART B. , BRIOT JM. , GOIZET V. ,** "Le contact thermique roulant : Application à l'étude expérimentale de la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux", *Revue Générale de Thermique*
 - [13] **CHANGENET C., DENIS M., NAST D.** "Thermal Study of Railway Reduction Gears", *VDI BERICHTE NR1230*, 1996, pp. 461-471.
 - [14] **COE H.H.** "Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter transmission", *NASA, Tech. Report 89-C-010*, 12p, 1989.
 - [15] **COE H.H.** "Thermal analysis of a Planetary Transmisssion with Spherical roller Bearings operating after comlete Loss of Oil", *NASA, Technical Paper 2367*, 11p, 1984.
 - [16] **COE H.H. ,** " Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings", *Jour. Adv. Power Trans. Tech. , NASA LRC*, Jan 1983, pp. 203-221.
 - [17] **COLIN F., FLOQUET A., PLAY D.**, “ Thermal Contact Simulation in 2-D and 3-D Mechanisms”, *Journal of Lubrication Technology, trans. ASME*, 1987.
 - [18] **DIMAROGONAS A.D. ,** "Heat distribution and Flash Temperatures in Radial Seals", *Wear*, Vol 23, 1973, pp. 113-119
-

- [19] **EL-BAYOUMY L.E. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.**, « An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears », *Jour. Mech. Trans. Aut. Des.*, Dec. 1985, Vol. 107, pp. 541-548.
- [20] **FLOQUET A., PLAY D.**, "Contact Temperature in Dry Bearings. Three Dimensional Theory and Verification ", *Journal of Lubrication technology, Trans. ASME*, Vol. 103, pp. 243-252, April 1981.
- [21] **HANDSCHUH R. F.** , « *Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears* », Ph.D. thesis, Case Western Univ. , Aug 1993, 195p.
- [22] **HANDSCHUH R.F., KICHER T.P.**, "A method for Thermal Analysis of spiral bevel gears", *Proceedings of the 1994 International Gearing Conference*, Newcastle UK, 1994, p. 347-352.
- [23] **HARRIS T.A** "Rolling bearing analysis", Wiley, 1991.
- [24] **HARTNETT J.P., DELAND E.C.** "The Influence of Prandlt Number on the Heat transfer from rotating nonisothermal disks and cones", *Journal of Heat Transfer, Trans ASME*, 1961, p. 95-96.
- [25] **HENRIOT G.** "*Traité théorique et pratique des engrenages*" Dunod, 1991
- [26] **HOHN B.R., MICHAELIS K., WALLMER T.** "Thermal rating of Gear Drives balance between power loss and heat dissipation", *AGMA*, ISBN 1-55589-675-8, 1996.
- [27] **HOOKE C.J., MAO K., WALTON D., BREED A., KUKUREKA S.** "Temperature Prediction in polymeric Gears", *3ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions*, Paris France, 1992, p. 643-652.
- [28] **HOWELLS R.W., SCIARRA J.J., SHEK Ng.G.**, "Thermal and Strutural analysis of Helicopter transmission housing using NASTRAN", *NASA, Technical Memorendum*, X3428, 1976, p. 353-379.
- [29] **JAEGER J.C.** , "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact", *Proc. Roy. Soc.* , 1942, Vol.56, pp. 203-224.
- [30] **JAN F., NORMAND** , « Transferts Energétiques dans une Transmission à Trains Planétaires » *I.E.T, Bull. n°79*, Février 1992.
- [31] **JOULE D., HINDUJA S., ASHTON J.N.**, "Thermal analysis of a Spur Gearbox, Part 1: Steady state finite element analysis. Part 2: Transient state finite element analysis of the gearbox casing.", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1988, 202 C4, p. 245-262.
- [32] **KIM H. C., GUINGAND M., De VAUJANY J.P., PLAY D.**, "Stress analysis of cylindrical webbed gears - Parametric study", *Journal of Mechanical Design, Trans. ASME*, June 1998, Vol 120, pp349-357.
- [33] **KLECKNER R.J. , DYBA G.**, " High Speed Spherical Roller Bearing Analysis and Comparison with Experimental Performance", *Jour. Adv. Power Trans. Tech.* , NASA LRC, Jan 1983, pp. 239-252.
- [34] **KOSHIGOE S. , MURDOCK J.W. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.** , « A Computer Program for the Computation of Running Gear Temperatures using Green's Function », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp. 693-701.
- [35] **LARAQI N.** , « Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction », *Revue Générale de Thermique*, n°408, Déc 1995, pp. 735-741.
-

- [36] **LARAQUI N.** , "Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux", *Int. Jour. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol.35, n°11, pp.3131-3141.
- [37] **MAZO L. , CASSAGNE B. , BADIE LEVET D., BARDON J.P.** , "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal plastique", *Revue Générale de Thermique*, 1978, N°204, pp. 921-933.
- [38] **MIZUTANI H., ISHIKAWA Y.**, "Power Loss of Long Addendum Spur Gears" *VDI BERITCHE NR 1230*, 1996, pp. 83-95.
- [39] **PATIR N., CHENG H.S.** , " Prediction of the Bulk temperature in Spur Gears based on Finite Element Temperature Analysis", *ASLE Transactions*, 1979, 22, p. 25-36.
- [40] **PHILLIPS A.E.**, " The Development of a Pratical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives", *AGMA*, ISBN 1-55589-676-6, 1996.
- [41] **PIRVICS J.** , « The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems », *Proc. 6th Leeds - Lyon Symposium* , 1979, pp. 259-272.
- [42] **PIRVICS J., KLECKNER R.J.** , « Prédiction of Ball And Roller Bearing Thermal and Kinematic Performance by Computer Analysis », *NASA Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology*, Jan. 1983, pp. 185-202.
- [43] **REBBECHI B., OSWALD F. B. , TOWNSEND D. P.** , « Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, Oct. 1996, San Diego, pp.355-363.
- [44] **RUSCH, SANDERSON.** "Frictional losses of Dual Material Lip-Type Shaft Seals" *ASLE Trans*, 1971, pp213-220.
- [45] **SATOSHI H., SUSUMU M., HIROSHISA Y., YASUGOSHI T.**, " Lubrication-Starvation research test of Helicopter Transmission", *Proceedings of The Power Transmisssion and Gearing Conference*, ASME, 1996, p. 119-124.
- [46] **SEGERLIND L.J.** ; « *Applied Finite Element Analysis* », John Wiley & Sons, 1976, 422p.
- [47] **SKF** , 'Catalogue général', 1989
- [48] **SKF Industries** , 'planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System, Research Report, May 1981
- [49] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "On the Heat balance of Gear Equipment(on a method for predicting the bulk temperature Rise of Gears and temperature rise of Oil with Dip cooling)", *JSME, Series III*, 1991, p. 97-104.
- [50] **TERAUCHI Y., NAGAMURA K., WU C.K., IKEJO K.**, "Study on Friction loss of Internal Gear Drives", *JSME, Series III*, 1991, p. 106-1113.
- [51] **TOBE T., KATO M.**, "A Study on Flash Temperature on the Spur gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, p. 78-84.
- [52] **TOWSEND D.P., AKIN L.S.**, "Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as affected by Operating Variable", *Journal of Mechanical Design, ASME*, 1981, vol 103, p. 216-226.
- [53] **VERGNE P. , NELIAS D.** , « Tribological and rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant », *Proc. International tribology Conference, Yokohama*, 1995, 5p.
-

- [54] **WINTER A., BLOK H.** " Fling-off Cooling of Gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, pp.60-70.
- [55] **YELLE H. , SERRAR M. , KOFFI D. ,** « Etude de la Température dans les Engrenages en Plastique », *3^{ème} Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions* , Février 1992, pp. 695-705.
-

Conclusion Générale

Ce travail entre dans les tendances actuelles en Conception Mécanique Assistée par Ordinateur qui consistent à toujours mieux prévoir le comportement du produit afin d'en optimiser la définition et la réalisation. Tout ceci peut se résumer par la définition d'une maquette virtuelle du produit. Il s'agissait ici de prévoir le comportement thermique d'une transmission de puissance par engrenages pour la conception mécanique. Le travail effectué contribue à la mise en place de modèles de comportement multiniveaux pour la CMAO avec ici une application au comportement thermique d'un système mécanique. L'originalité du travail réside dans le fait que pour obtenir un modèle de prévision de comportement thermique global, il est procédé à un assemblage d'éléments de modélisation variés qui décrivent localement les phénomènes. De plus, la méthodologie de modélisation présentée dans ce mémoire permet d'intégrer la géométrie du système étudié à l'outil de prévision du comportement, ce qui reflète la notion de transversalité et d'imbrication entre les différents niveaux de modélisation.

Notre étude était divisée en plusieurs étapes qui ont permis de définir une démarche de modélisation du comportement thermique des boîtes de transmission de puissance. Dans la première partie, l'étude bibliographique a permis d'identifier les méthodes de modélisations ainsi que les approches existantes des phénomènes thermiques dans les transmissions de puissance par engrenages en général. Deux types d'approches ont été identifiés, les modélisations globales considérant l'ensemble de la transmission de puissance, et les modélisations locales s'intéressant à un élément technologique particulier du mécanisme ou encore plus localement à une portion d'élément. Les formulations nécessaires à la modélisation des échanges thermiques au niveau des composants de transmissions de puissance par engrenages ont été extraites de la littérature. L'analyse des méthodes de modélisation numérique du problème thermique, applicables à une boîte générique de transmission de puissance, nous a conduit à opter pour la méthode nodale.

La deuxième partie de ce travail a débouché sur la construction d'un outil de prévision du comportement thermique de la boîte de transmission de puissance par engrenages étudiée appelée ici boîte générique. La modélisation développée consiste en un assemblage de modèles thermiques nodaux définis pour chaque classe d'éléments technologiques. La simulation numérique permet de prévoir au cours du temps de fonctionnement simulé le comportement thermique de la boîte générique. Les résultats de simulations permettent d'observer les montées en températures de tous les organes du mécanisme, ainsi que de connaître les flux thermiques. La définition géométrique du mécanisme est entièrement intégrée à la modélisation, c'est-à-dire que toute modification de paramètres de description du mécanisme est automatiquement prise en compte dans la prévision du comportement thermique.

La validation des résultats numériques obtenus par simulation a donné lieu à une phase d'expérimentation sur banc d'essais, qui a été présentée au chapitre 3. La boîte de transmission générique a été instrumentée par des sondes de mesure de températures et de flux sur des points fixes et des points tournants. La comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour l'ensemble des essais réalisés a permis de valider la modélisation développée.

Plus généralement, une méthodologie de description du comportement thermique d'une transmission de puissance par engrenages à un niveau global d'observation intégrant les phénomènes locaux a été présentée. Les possibilités d'extension de la méthodologie aux cas complexes des BTP ont aussi été étudiées. Les modélisations d'éléments restent valables, les méthodes de discrétisation aussi. Il reste, comme nous l'avons dit dès le départ, le difficile problème de l'estimation à priori des écoulements de lubrifiant et de la connaissance de la nature du milieu gazeux interne à la boîte. La méthode nodale permet d'obtenir une prévision de cartes de températures des éléments mécaniques à un niveau de précision satisfaisant. L'approche développée dans ce travail n'est pas restrictive puisque la définition du mécanisme peut être intégrée dans la modélisation du comportement, permettent ainsi d'envisager l'extrapolation à tout autre mécanisme de transmission de puissance par engrenages.

Les modèles numériques de prévisions de comportement permettent d'obtenir un grand nombre de résultats. Les différentes simulations numériques réalisées au cours de ce travail ont montré que :

- l'architecture globale de systèmes mécaniques de transmissions de puissance par engrenages et le système de lubrification et de refroidissement ont une influence déterminante sur les niveaux de températures observés,
- la géométrie globale des éléments technologiques a une faible influence sur le bilan thermique du mécanisme, alors que les paramètres géométriques locaux dans les zones de contact gouvernent la répartition de la dissipation de puissance et le champ de température dans la zone localisée,
- les conditions de fonctionnement variables génèrent des fluctuations de température dans les zones de dissipations d'énergie. Ces fluctuations sont lissées selon la masse thermique des éléments en présence,
- les défauts de lubrification du système donnent lieu à une modification des cartes de températures, et peuvent produire des changements importants de gradients de température entre les éléments de la transmission de puissance par engrenages.

D'un point de vue pratique la connaissance du champ de température des pièces d'un système mécanique permet d'envisager les conséquences directes des effets de dilatations. Par exemple, par rapport à une température de montage supposée égale à 20°C :

- avec une carte de température type (Fig. 2.17) un entraxe de 100 mm voit un allongement de 0.07 mm, les caractéristiques de fonctionnement de l'engrènement sont modifiées (angle de pression, jeu interdente),
- avec une distribution de charge sur la denture non constante (Fig. 4.9c) et une épaisseur de dent initiale de 4 mm, le bombé de denture dans le plan médian du pignon va augmenter de 1.5 μm .

Les effets de dilatation aux niveaux global et local ne sont pas tant négligeables pour la prévision du comportement mécanique. On dispose ainsi d'un outil d'évaluation du comportement thermique adaptatif, évolutif et par conséquent adapté à la conception mécanique. En effet, au début de la conception, le modèle géométrique est simplifié, un premier modèle thermique peut être facilement obtenu. Ensuite à la fin de la conception, les calculs du comportement mécanique donnent des informations en plus de l'évolution de la définition du modèle géométrique. Là encore, d'autres modèles thermiques peuvent être obtenus facilement.

Naturellement, ce travail de thèse ouvre beaucoup de perspectives que l'on peut même regrouper suivant deux grandes orientations :

- modélisation d'autres systèmes mécaniques. La méthodologie proposée pourra être affinée avec la mise en oeuvre d'autres exemples comme les transmissions avec des engrenages coniques, avec roue et vis sans fin mais aussi avec les transmissions CVT par courroie. Cette méthodologie pourra être intégrée dans une démarche intégrée de CMAO,
- extension des niveaux d'observation. Une des originalités des modélisations multiniveaux consiste à étudier les comportement des pièces mobiles (arbres, roulements, pignons, etc.) et de pièces fixes (carter, supports, etc.). Pour ces derniers dont la forme géométrique peut devenir extrêmement complexe, on pourrait imaginer une discrétisation classique par éléments finis, une sous-structuration dynamique puis une liaison avec le modèle nodal des pièces mobiles. Par ailleurs, une bonne définition des conditions aux limites des pièces devrait ouvrir de nombreuses possibilités d'observation des gradients thermiques au niveau local.

Bibliographie

- [1] **ACHARD, J.F.**, " The Temperature of rubbing surfaces", *Wear*, 1958, Vol.2, pp. 438-455.
- [2] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Design of spur gear for improved efficiency », *J. Mech .Des., ASME*, Oct. 1982, vol. 104, pp. 767-774.
- [3] **ANDERSON, N. F., LOEWENTHAL, S. H.**, « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss », *J. Mech .Des., ASME*, Jan. 1981, vol. 103, pp. 151-159.
- [4] **BARDON, J.P.** ,"Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieu en glissement relatif", *Revue Générale de Thermique*, Fév. 1994, n°386, pp. 85-91.
- [5] **BARDON, J.P, CASSAGNE B. , FOURCHER B., SAINT-BLANQUET C.**, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact", Laboratoire de Thermocinétique, Université de Nantes, Mars 1971, 70p, rapport DETB 7101.
- [6] **BEJAN, A.**, "*Heat Transfer*", New York, Wiley&Sons, 1993, 676p.
- [7] **BERRY, G. A., BARBER, J. R.**, « The division of frictional heat - A guide to the nature of sliding contact », *Journal of Tribology, ASME*, July 1984, vol. 106, pp. 405-415.
- [8] **BLOK H. ,** " Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions", *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1937, Vol.2, pp. 222-235.
- [9] **BLOK H. ,** « The Flash Temperature Concept », *Wear*, 1963, Vol 6, pp.483-493.
- [10] **BLOK H.**"La methode des réseaux thermiques pour le calcul des temperatures de masse dans les transmissions à engrenages", *Sociétés d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, 1970, N° 59, 25p.
- [11] **BONESS** " Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil", *Proceedings of The 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Chicago, April 1989, PP. 355-359.
- [12] **BOUROUGA B. , BARDON JP. , TRUFFART B. , BRIOT JM. , GOIZET V. ,** "Le contact thermique roulant : Application à l'étude expérimentale de la conductance de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux", *Revue Générale de Thermique*, 1995, pp. 187-192.
- [13] **CHANGENET C., DENIS M., NAST D.** "Thermal Study of Railway Reduction Gears", *VDI BERICHTE*, 1996, n°1230, pp. 461-471.
- [14] **COE H.H.** "Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter transmission", Lewis, NASA, 1989, 12p, Tech. Report 89-C-010.
- [15] **COE H.H.** "Thermal analysis of a Planetary Transmisssion with Spherical roller Bearings operating after complete Loss of Oil", Lewis, NASA, 1984, 11p, Technical Paper 2367.
- [16] **COE H.H. ,** " Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings", *J. Adv. Power Trans. Tech.*, Jan 1983, pp. 203-221.
- [17] **COLIN F., FLOQUET A., PLAY D.**, “ Thermal Contact Simulation in 2-D and 3-D Mechanisms”, *Journal of Lubrication Technology, trans. ASME*, 1987, vol. 9, pp. 1-9.
- [18] **DIMAROGONAS A.D. ,** "Heat distribution and Flash Temperatures in Radial Seals", *Wear*, 1973, Vol 23, pp. 113-119.
- [19] **EL-BAYOUMY L.E. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.**, « An Investigation of the Transient Thermal Analysis of Spur Gears », *J. Mech. Trans. Aut. Des.*, Dec. 1985, Vol. 107, pp. 541-

548.

- [20] **FLOQUET A., PLAY D.**, "Contact Temperature in Dry Bearings. Three Dimensional Theory and Verification ", *Journal of Lubrication technology, Trans. ASME*, April 1981, Vol. 103, pp. 243-252.
- [21] **HANDSCHUH R. F.** , « *Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears* », Ph.D. thesis, Case Western Univ. , Aug 1993, 195p.
- [22] **HANDSCHUH R.F., KICHER T.P.**, "A method for Thermal Analysis of spiral bevel gears", *Proceedings of the 1994 International Gearing Conference*, Newcastle UK, 1994, p. 347-352.
- [23] **HARRIS T.A** "Rolling bearing analysis", New York, 3rd Ed., Wiley, 1991, pp. 297-323.
- [24] **HARTNETT J.P., DELAND E.C.** "The Influence of Prandlt Number on the Heat transfer from rotating nonisothermal disks and cones", *Journal of Heat Transfer, Trans ASME*, 1961, p. 95-96.
- [25] **HENRIOT G.** "*Traité théorique et pratique des engrenages*", Paris, 5^{ème} Ed., Dunod, 1991, 665p.
- [26] **HOHN B.R., MICHAELIS K., WALLMER T.** "Thermal rating of Gear Drives balance between power loss and heat dissipation", Alexandria, Virginia, AGMA, 1996, 13p, ISBN 1-55589-675-8.
- [27] **HOOKE C.J., MAO K., WALTON D., BREED A., KUKUREKA S.** "Temperature Prediction in polymeric Gears", *3ème Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions*, Paris France, 1992, p. 643-652.
- [28] **HOWELLS R.W., SCIARRA J.J., SHEK Ng.G.**, "Thermal and Strutural analysis of Helicopter transmission housing using NASTRAN", Fort Eustis, Virginia, NASA, 1976, p. 353-379, *Technical Memorendum*, X3428.
- [29] **JAEGER J.C.** , "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact", *Proc. Roy. Soc.* , 1942, Vol.56, pp. 203-224.
- [30] **JAN F., NORMAND** , « Transferts Energétiques dans une Transmission à Trains Planétaires » *I.E.T. Bull.*, Février 1992, n°79, 93p.
- [31] **JOULE D., HINDUJA S., ASHTON J.N.**, "Thermal analysis of a Spur Gearbox, Part 1: Steady state finite element analysis. Part 2: Transient state finite element analysis of the gearbox casing.", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1988, vol. 202, n° C4, p. 245-262.
- [32] **KIM H. C., GUINGAND M., De VAUJANY J.P., PLAY D.**, "Stress analysis of cylindrical webbed gears - Parametric study", *Journal of Mechanical Design, Trans. ASME*, June 1998, Vol 120, pp349-357.
- [33] **KLECKNER R.J. , DYBA G.**, " High Speed Spherical Roller Bearing Analysis and Comparison with Experimental Performance", *J. Adv. Power Trans. Tech.* , NASA LRC, Jan 1983, pp. 239-252.
- [34] **KOSHIGOE S. , MURDOCK J.W. , AKIN L.S. , TOWNSEND D.P.** , « A Computer Program for the Computation of Running Gear Temperatures using Green's Function », *Proc. Power transmission and Gearing Conference, ASME*, San Diego, Oct. 1996, pp. 693-701.
- [35] **LARAQI N.** , « Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction », *Revue Générale de Thermique*, Déc 1995, n°408, pp. 735-741.

- [36] **LARAQUI N.** , "Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol.35, n°11, pp.3131-3141.
- [37] **MAZO L.** , **CASSAGNE B.** , **BADIE LEVET D.**, **BARDON J.P.** , "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal plastique", *Revue Générale de Thermique*, 1978, n°204, pp. 921-933.
- [38] **MIZUTANI H.**, **ISHIKAWA Y.**, "Power Loss of Long Addendum Spur Gears" *VDI BERITCHE*, 1996, n° 1230, pp. 83-95.
- [39] **PATIR N.**, **CHENG H.S.** , " Prediction of the Bulk temperature in Spur Gears based on Finite Element Temperature Analysis", *ASLE Transactions*, 1979,vol. 22, p. 25-36.
- [40] **PHILLIPS A.E.**, " The Development of a Pratical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives", Alexandria, Virginia, AGMA, 1996, 8p, ISBN 1-55589-676-6.
- [41] **PIRVICS J.** , « The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems », *Proc. 6th Leeds - Lyon Symposium* , Leeds, 1979, pp. 259-272.
- [42] **PIRVICS J.**, **KLECKNER R.J.** , « Prédiction of Ball And Roller Bearing Thermal and Kinematic Performance by Computer Analysis », *Journal of Advanced Power Transmission Technology*, Jan. 1983, pp. 185-202.
- [43] **REBBECHI B.**, **OSWALD F. B.** , **TOWNSEND D. P.** , « Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction », *Proceedings of The. Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, San Diego, Oct. 1996, pp.355-363.
- [44] **RUSCH, SANDERSON.** "Frictional losses of Dual Material Lip-Type Shaft Seals" *ASLE Trans*, 1971, vol. 14, n°3, pp213-220.
- [45] **SATOSHI H.**, **SUSUMU M.**, **HIROSHISA Y.**, **YASUGOSHI T.**, " Lubrication-Starvation research test of Helicopter Transmission", *Proceedings of The Power Transmisssion and Gearing Conference*, ASME, San Diego, 1996, p. 119-124.
- [46] **SEGERLIND L.J.** ; « *Applied Finite Element Analysis* », New York, John Wiley & Sons, 1976, 422p.
- [47] **SKF** , 'Catalogue général', 1989
- [48] **SKF Industries** , "planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System", King of Prussia, May 1981, 128p, Research Report n° AT81D044.
- [49] **TERAUCHI Y.**, **NAGAMURA K.**, **WU C.K.**, **IKEJO K.**, "On the Heat balance of Gear Equipment(on a method for predicting the bulk temperature Rise of Gears and temperature rise of Oil with Dip cooling)", *Jap. Soc .Mech. Eng., Series III*, 1991, p. 97-104.
- [50] **TERAUCHI Y.**, **NAGAMURA K.**, **WU C.K.**, **IKEJO K.**, "Study on Friction loss of Internal Gear Drives", *Jap. Soc .Mech. Eng, Series III*, 1991, p. 106-1113.
- [51] **TOBE T.**, **KATO M.**, "A Study on Flash Temperature on the Spur gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, vol. 96, n°1, pp. 78-84.
- [52] **TOWSEND D.P.**, **AKIN L.S.**, "Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as affected by Operating Variable", *Journal of Mechanical Design, ASME*, 1981, vol 103, p. 216-226.
- [53] **VERGNE P.** , **NELIAS D.** , « Tribological and rheological Properties of a MIL-L-23699

Lubricant », *Proc. International tribology Conference*, Yokohama, 1995, 5p.

- [54] **WINTER A., BLOK H.** " Fling-off Cooling of Gear Teeth", *Journal of Engineering for Industry, Trans ASME*, 1974, vol. 96, n°1, pp.60-70.
- [55] **YELLE H. , SERRAR M. , KOFFI D. ,** « Etude de la Température dans les Engrenages en Plastique », *3^{ème} Congrès Mondial des Engrenages et des Transmissions* , Paris, Février 1992, pp. 695-705.

ANNEXE A, MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR	127
1. LA CONDUCTION	127
1.1. <i>Loi de Fourier</i>	127
1.2. <i>Résistance thermique</i>	128
2. CONVECTION	130
2.1. <i>Calcul du coefficient d'échange par convection "h"</i>	130
2.1.1.1. <i>Calcul de h</i>	130
2.2. <i>Convection forcée</i>	131
2.2.1. Exemples de convection forcée :	132
2.3. <i>Convection naturelle</i>	133
2.3.1. Exemples de convection naturelle classique :	133
3. RAYONNEMENT	134
3.1. <i>Définition</i>	134
3.2. <i>Facteur d'absorption et de réflexion</i>	134
3.3. <i>Calcul des échanges de chaleur par rayonnement</i>	135

Annexe A, Modes de transfert de chaleur

1. La conduction

Ce mode de transfert de chaleur se retrouve dans tous les composants "solides" d'une transmission, c'est le plus simple. Il correspond au transfert de chaleur dans un solide d'un point chaud vers un point froid.

1.1. Loi de Fourier

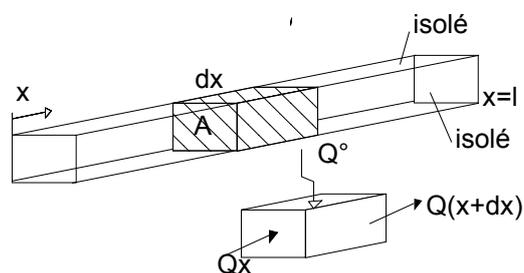


Figure A.1 : Ecoulement de chaleur par conduction

La conservation d'énergie au sein du volume défini par dx et A se traduit par l'équation [1]:

$$\boxed{k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \dot{Q} = \rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial t}} \quad [1]$$

En généralisant l'équation [1] à un problème en trois dimensions pour un milieu homogène et isotrope (k constante et égale dans les trois dimensions), on obtient :

$$\boxed{k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{Q} = \rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial t}} \quad [2]$$

1.2. Résistance thermique

Considérons le problème simple de conduction dans un mur (Fig. A.2) de conductivité k constante et d'épaisseur L . A travers le mur, la température varie de T_0 (température de la paroi gauche) à T_L (température de la paroi droite). L'équation qui gouverne le problème en stationnaire et sans génération interne de chaleur est :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \text{ avec pour conditions limites } \begin{cases} x = 0 \rightarrow T = T_0 \\ x = L \rightarrow T = T_L \end{cases} \quad [3]$$

La solution de cette équation est :

$$T = T_0 + (T_L - T_0) \frac{x}{L} \quad [4]$$

Le flux qui traverse le mur est :

$$q = \frac{k}{L} (T_0 - T_L) = -k \frac{dT}{dx} \quad [5]$$

Si la section du mur est A , la quantité de chaleur qui traverse le mur est :

$$Q = \frac{kA}{L} (T_0 - T_L) \quad [6]$$

$$\frac{kA}{L} = \text{conductance} \quad [7]$$

$$\frac{L}{kA} = \text{résistance} \quad [7]$$

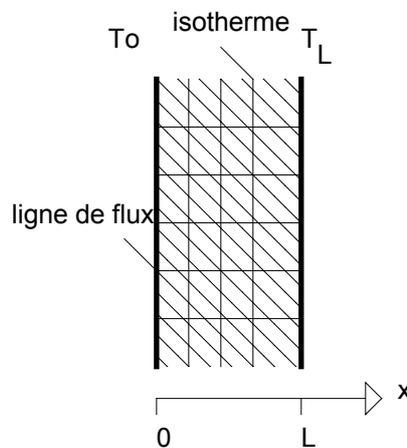


Figure A.2 : Définition de la résistance thermique

Mur multicouches

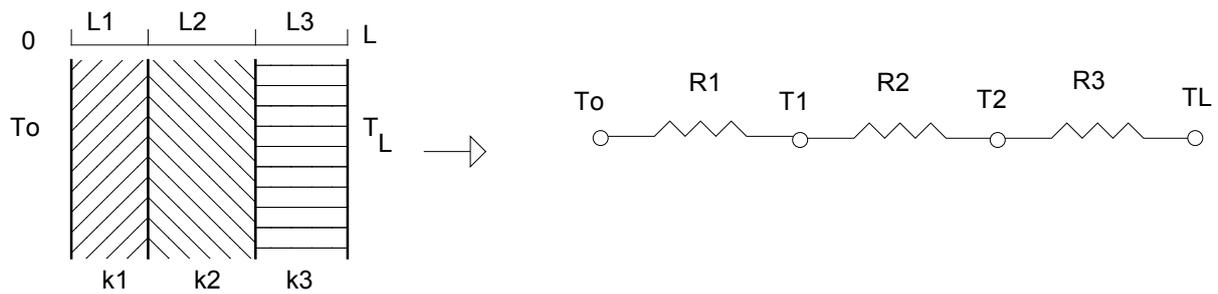


Figure A.3 :Schématisation du mur multicouches

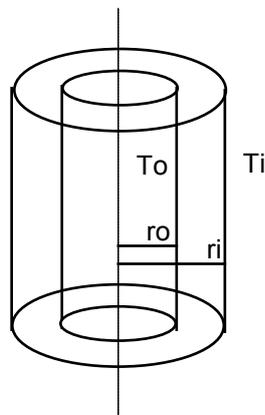
Les résistances thermiques s'expriment par $R_i = \frac{L_i}{A k_i}$, et la quantité de chaleur traversant le mur

(Fig. A.3) par $Q = \frac{T_o - T_L}{\sum R_i}$

Cylindre

On considère uniquement la conduction radiale, les deux extrémités du cylindre (Fig. A.4) sont supposées isolées. Pour trouver la répartition de température $T(r)$, il faut résoudre :

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \text{ avec pour conditions limites } \begin{cases} T = T_i & \text{---} > r = r_i \\ T = T_o & \text{---} > r = r_o \end{cases} \quad [8]$$



La solution de l'équation [16] est de la forme

$$T = C_1 \ln(r) + C_2$$

Ce qui donne en appliquant cette solution aux limites :

$$T = T_i - (T_i - T_o) \frac{\ln(r / r_i)}{\ln(r_o / r_i)}$$

$$Q = \frac{2\pi k L}{\ln(r_o / r_i)} (T_i - T_o) \text{ ---} > R_t = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L}$$

Figure A.4 :Solution thermique avec des cylindres

2. Convection

L'échange thermique par convection a pour origine le mouvement d'un fluide. En effet hormis le rayonnement à travers les corps transparents, la conduction est le seul mode de transmission de la chaleur à travers le solide.

Pour les fluides, c'est différent :

- le transfert thermique s'effectue par conduction lorsqu'il n'y a pas de mélange de matière, ou lorsque l'écoulement est laminaire,
- dans un écoulement turbulent en contact avec une paroi solide, il existe le long de la paroi une mince couche de fluide en écoulement visqueux que l'on considère comme laminaire. L'épaisseur de ce film laminaire dépend des propriétés physiques du fluide et de la nature de l'écoulement,
- dans une direction perpendiculaire à la paroi (donc au ligne de courant), on admettra qu'il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur peut se transmettre que par conduction,
- en dehors de la couche laminaire, la chaleur se transmet par mélange des particules de fluides, provoquant une égalisation rapide de la température.

2.1. Calcul du coefficient d'échange par convection "h"

Définition

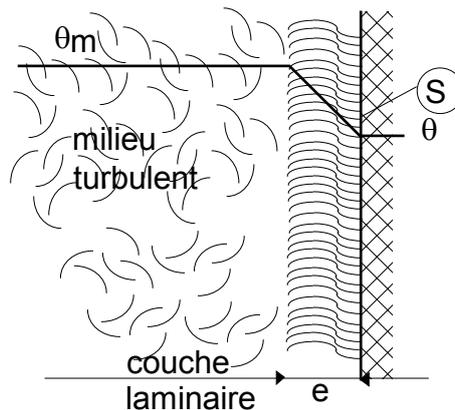


Figure A.5 : Gradient thermique dans la couche laminaire

Le flux thermique de conduction à travers la couche laminaire (Fig. A.5) peut s'exprimer par la loi de Fourier par :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} S(\theta_m - \theta) \quad [9]$$

Mais en général, on ne connaît pas "e", de plus l'épaisseur du film laminaire dépend de la "vigueur" de la zone turbulente voisine. On exprime alors le flux thermique par :

$$\phi = h \cdot S(\theta_m - \theta) \quad [10]$$

h (W/m².°C) est appelé coefficient d'échange par convection.

2.1.1.1. Calcul de h

Le transfert de chaleur par convection est complexe, car il résulte de la superposition de deux phénomènes :

- conduction entre les particules de fluides qui se rencontrent,
- mélange de ces particules par suite du mouvement d'ensemble du fluide. Si ce mouvement n'est provoqué que par les différences de températures (donc de densité), **la convection est naturelle**. Si ce mouvement résulte d'une action mécanique (pompe, ventilateur, mise en pression, etc...), **la convection est forcée**.

2.2. Convection forcée

En l'absence de convection naturelle, le coefficient d'échange h par convection est indépendant de la différence de température de la paroi et du fluide ($\theta_m - \theta$) mais il dépend des 6 grandeurs suivantes :

- u_m vitesse moyenne du fluide,
- ρ masse volumique du fluide,
- C_p chaleur spécifique du fluide,
- μ viscosité dynamique du fluide,
- λ conductivité thermique du fluide,
- D dimension caractéristique de la surface d'échange

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivant :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad \text{nombre de Nusselt,}$$

$$Re = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad \text{nombre de Reynolds,}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad \text{nombre de Prandtl.}$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous formes de "corrélations" mathématiques $Nu = F(Re, Pr)$ qui permettent de calculer h par :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad [11]$$

Signification des nombres sans dimension :

- Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide,
- * $Re < 2000$ écoulement laminaire,
 - * $2000 < Re < 3000$ écoulement intermédiaire,
 - * $Re > 3000$ écoulement turbulent,

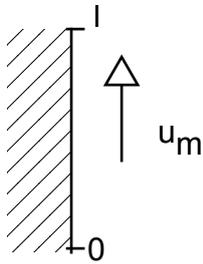
Pr le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide,

Nu le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Le calcul de ces grandeurs doit se faire en utilisant le système d'unités S.I.

2.2.1. Exemples de convection forcée :

* *Plaque verticale, oblique ou horizontale (Fig. A.6)*



$$Nu = \frac{hl}{\lambda}$$

Nu = Nombre de Nusselt moyen

écoulement laminaire:
$$Nu = \frac{2}{3} Re_l^{0.5} Pr^{1/3} \quad [12]$$

écoulement turbulent:
$$Nu = \frac{0.036 * Re_l^{0.8} Pr}{1 + 0.83(Pr^{0.6} - 1)} \quad [13]$$

Figure A.6 : Schéma de convection forcée sur une plaque

* *Cylindre en rotation autour de son axe*

Un cylindre de diamètre D tourne autour de son axe à une vitesse angulaire ω . Avec $Re_D = (\omega^2 D)/\nu$ la convection globale qui résulte d'une combinaison de convection naturelle et forcée peut se représenter par :

$$Nu_D = 0.11 \left[\left(0.125 Re_D^2 + Gr_D \right) Pr \right]^{0.35} \quad [14]$$

Gr est le nombre de Grashof sans dimension (cf. convection naturelle).

* *Disque en rotation dans un fluide au repos*

Un disque de rayon R tourne autour de son axe à une vitesse angulaire ω . Si, $Re_R = \frac{\omega R^2}{\nu} < 2.5 \cdot 10^5$ la couche limite sur le disque est laminaire,

$$Nu = \frac{h \cdot R}{\lambda} = 0.4 * Pr^{1/3} Re_R^{1/2} \quad [15]$$

$Re_R = \frac{\omega R^2}{\nu} > 2.5 \cdot 10^5$ la couche limite sur le disque est turbulente,

$$Nu = \frac{h \cdot R}{\lambda} = 0.015 Re_R^{0.8} - 55500 Re_R^{-1/2} \quad [16]$$

2.3. Convection naturelle

Dans la convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température, $\rho = \rho_o(1 - \beta(T - T_o))$ où β est le coefficient de dilatation volumique du fluide. Le nombre sans dimension caractéristique de la convection naturelle est le nombre de Grashof Gr :

$$Gr = \frac{l^3 \rho^2 g \beta \Delta \theta}{\mu^2}$$

l	dimension linéaire permettant de calculer la surface d'échange (hauteur d'une plaque, diamètre d'un cylindre)
$\Delta \theta$	différence de température entre la paroi et le fluide
g	accélération de la pesanteur
ρ, μ	masse volumique et viscosité dynamique du fluide

La convection forcée est négligeable si $Gr/Re^2 > 100$.

Calcul du nombre de Nusselt : $Nu = \frac{hl}{\lambda} = C(Gr \cdot Pr)^n$

* convection laminaire si $Gr \cdot Pr < 10e9 \rightarrow n = 1/4$

* convection turbulente si $Gr \cdot Pr > 10e9 \rightarrow n = 1/3$

2.3.1. Exemples de convection naturelle classique :

* *Plaque plane verticale de hauteur L et de température uniforme*

convection laminaire $Nu_L = 0.53(Gr_L Pr)^{1/4}$

convection turbulente $Nu_L = 0.104(Gr_L Pr)^{1/3}$

* *Cylindre horizontal de diamètre D*

convection laminaire $Nu_D = 0.52(Gr_D Pr)^{1/4}$

convection turbulente $Nu_D = 0.1(Gr_D Pr)^{1/3}$

3. Rayonnement

3.1. Définition

Tous les corps solides, liquides ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de leur énergie interne: pour le thermicien, il s'agit d'un flux de chaleur émis par le corps considéré. Ce rayonnement n'est pas monochromatique, il est composé de longueurs d'onde différentes. Son intensité dépend de la température du corps.

La grande majorité des liquides et solides sont dits opaques car ils arrêtent la propagation de rayonnement dès leur surface. Du point de vue de l'émission, on distinguera :

- le rayonnement des corps opaques qui provient de leur seule surface,
- le rayonnement des corps partiellement transparents qui provient de toute leur masse.

Lorsqu'on étudie l'équilibre thermique d'un système, tout corps doit être considéré d'un double point de vue :

- comme **émetteur**, car il envoie toujours un rayonnement (sauf s'il est parfaitement transparent), lié à sa température,
- comme **récepteur**, car il reçoit des rayonnements émis (ou réfléchis et diffusés) par les corps qui l'entourent.

La quantité d'énergie rayonnée pour un corps opaque et par unité de surface est donnée par l'équation fondamentale de Stefan-Boltzmann :

$$E = \sigma \cdot \varepsilon T^4 \quad [17]$$

avec:

σ = constante de Stefan = $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W/m²/K⁴)

ε = émissivité du corps (pour le corps noir $\varepsilon = 1$)

T = température de la surface rayonnante

3.2. Facteur d'absorption et de réflexion

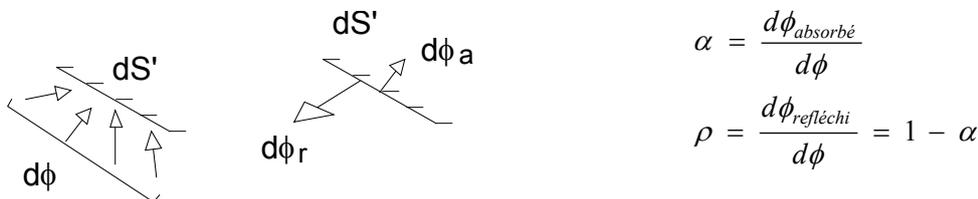


Figure A.7 : Définition des facteurs d'absorption et de réflexion

On appelle corps noirs, les corps pour lesquels $\alpha = 1$, ces corps absorbent tout le rayonnement incident, $\rho = 0$.

3.3. Calcul des échanges de chaleur par rayonnement

Lorsque plusieurs corps sont en présence, chacun d'eux émet un rayonnement dans toutes les directions et reçoit un rayonnement complexe qui est la résultante des émissions directes des corps qui l'entourent et d'un grand nombre de réflexions.

* *Echanges par rayonnement entre deux surfaces noires opaques, séparées par un milieu parfaitement transparent*

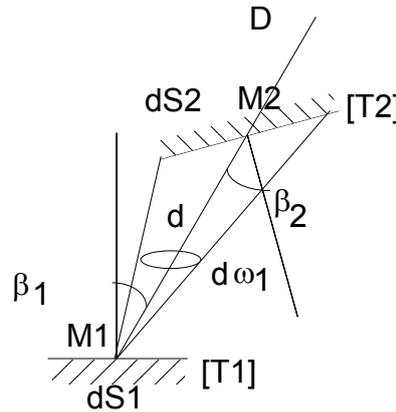


Figure A.8 : Géométrie pour le calcul du rayonnement

Soit $d^2\phi_1$ le flux élémentaire total émis par l'élément de surface dS_1 corps noir dans l'angle solide $d\omega_1$:

$$d^2\phi_1 = \frac{\sigma T_1^4}{\pi} dS_1 \cdot \cos \beta_1 \cdot d\omega_1$$

On considère un deuxième corps noir dont l'élément de surface dS_2 est justement intercepté par $d\omega_1$, alors $d\omega_1 = (dS_2 \cos \beta_2) / d^2$ et

$d^2\phi_1 = \frac{\sigma T_1^4}{\pi} dS_1 \cdot \cos \beta_1 \cdot \frac{dS_2 \cos \beta_2}{d^2}$, ce flux est totalement absorbé par dS_2 . Simultanément, dS_2 émet en direction de dS_1 :

$$d^2\phi_2 = \begin{cases} \frac{\sigma T_2^4}{\pi} dS_2 \cdot \cos \beta_2 \cdot d\omega_2 \\ \frac{\sigma T_2^4}{\pi} dS_2 \cdot \cos \beta_2 \cdot \frac{dS_1 \cos \beta_1}{d^2}, \text{ qui est totalement absorbé par } dS_1. \end{cases}$$

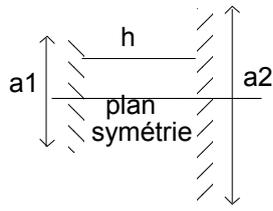
Si dS_1 et dS_2 sont des éléments de deux corps noirs ($S1$) et ($S2$), le flux total échangé est:

$$\phi_{12} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \iint_{S1, S2} \frac{dS_1 \cos \beta_1 dS_2 \cos \beta_2}{\pi d^2} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) S_1 F_{12} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) S_2 F_{21} \quad [18]$$

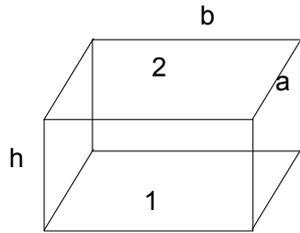
Les facteurs F_{ij} , appelés facteurs d'angles, sont des quantités sans dimension, purement géométrique, définies par les seules formes et positions respectives des deux surfaces:

- F_{12} = facteur d'angle sous lequel $S1$ voit $S2$,
- F_{21} = facteur d'angle sous lequel $S2$ voit $S1$,

Exemples de facteurs d'angle simples



$$F_{12} = \frac{1}{a1} \left[\sqrt{\frac{1}{4}(a1 + a2)^2 + h^2} - \sqrt{\frac{1}{4}(a1 - a2)^2 + h^2} \right]$$



$$F_{12} = \frac{2}{\pi} \left[\begin{aligned} & \frac{1}{a} \sqrt{a^2 + h^2} \arctan\left(\frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}}\right) + \frac{1}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctan\left(\frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}}\right) \\ & - \frac{h}{a} \arctan\left(\frac{b}{h}\right) - \frac{h}{b} \arctan\left(\frac{a}{h}\right) + \frac{h^2}{2ab} \ln \frac{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)}{(a^2 + b^2 + h^2)h^2} \end{aligned} \right]$$

Annexe B, résolution d'un système d'équations non linéaire par la méthode de Newton - Raphson, application à la résolution du problème thermique en régime transitoire.....	136
1. Principe de la méthode	136
2. Résolution du problème thermique en régime transitoire.....	137

Annexe B, résolution d'un système d'équations non linéaire par la méthode de Newton - Raphson, application à la résolution du problème thermique en régime transitoire

Un système d'équations non linéaire est du type :

$$\begin{cases} f_1(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0 \\ \dots \\ f_m(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0 \end{cases}$$

où x_1, x_2, \dots, x_m sont des inconnues réelles indépendantes et f_1, f_2, \dots, f_m sont des fonctions réelles données des m variables x_i . Un tel système de m équations à m inconnues est dit d'ordre m .

1. Principe de la méthode

Soit $X^{(0)} = (x_1^{(0)}, \dots, x_m^{(0)})$ un point initial donnée de R^m . $X^{(0)}$ est considéré comme une approximation de la solution $X^* = (x_1^*, \dots, x_m^*)$ du système non linéaire ci-dessus. En supposant que $X^{(0)}$ est suffisamment voisin de X^* et que les fonctions $f_i(x_1, \dots, x_m)$ $i=1, \dots, m$ soient suffisamment dérivables, le développement en série de Taylor de ces fonctions s'écrit sous la forme :

$$f_i(X^*) = f_i(X^{(0)}) + \sum_{j=1}^{j=m} (x_j^* - x_j^{(0)}) \frac{\partial f_i}{\partial x_j} (X^{(0)}) + \frac{1}{2!} \sum_{j=1}^{j=m} \sum_{k=1}^{k=m} (x_j^* - x_j^{(0)}) (x_k^* - x_k^{(0)}) \frac{\partial^2 f_i}{\partial x_j \partial x_k} (X^{(0)}) + \dots$$

pour $i=1, \dots, m$. Si on néglige les termes d'ordre supérieur à 1, on définit une nouvelle approximation :

$$X^{(1)} = (x_1^{(1)}, \dots, x_m^{(1)}) \text{ de } X^* \text{ par les égalités :}$$

$$f_i(X^{(0)}) + \sum_{j=1}^{j=m} (x_j^{(1)} - x_j^{(0)}) \frac{\partial f_i}{\partial x_j} (X^{(0)}) = 0 \text{ pour } i = 1, \dots, m. \text{ Ainsi le vecteur } X^{(1)} = (x_1^{(1)}, \dots, x_m^{(1)})$$

est défini comme étant la deuxième approximation de la solution s'exprime par $X^{(1)} = X^{(0)} + \Delta X^{(0)}$, les composantes $\Delta x_1^{(0)}, \Delta x_2^{(0)}, \dots, \Delta x_m^{(0)}$ étant solution du système linéaire mis sous la forme :

$$\begin{cases} \frac{\partial f_1^{(0)}}{\partial x_1} \Delta x_1^{(0)} + \frac{\partial f_1^{(0)}}{\partial x_2} \Delta x_2^{(0)} + \dots + \frac{\partial f_1^{(0)}}{\partial x_m} \Delta x_m^{(0)} + f_1^{(0)} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial f_m^{(0)}}{\partial x_1} \Delta x_1^{(0)} + \dots + \frac{\partial f_m^{(0)}}{\partial x_m} \Delta x_m^{(0)} + f_m^{(0)} = 0 \end{cases} \quad \text{où} \quad \begin{cases} \frac{\partial f_i^{(j)}}{\partial x_j} = \frac{\partial f_i}{\partial x_j} (X^{(j)}) \\ f_i^{(j)} = f_i(X^{(j)}) \end{cases}$$

le processus est ensuite itéré à partir de la nouvelle approximation $X^{(1)}$ de la solution X^* , ainsi on passera de l'itération n à l'itération $n+1$ par la relation $X^{(n+1)} = X^{(n)} + \Delta X^{(n)}$ les composantes $\Delta x_1^{(n)}, \Delta x_2^{(n)}, \dots, \Delta x_m^{(n)}$ étant solution du système linéaire mis sous la forme développée :

$$\begin{cases} \frac{\mathcal{F}_1^{(n)}}{\partial x_1} \Delta x_1^{(n)} + \frac{\mathcal{F}_1^{(n)}}{\partial x_2} \Delta x_2^{(n)} + \dots + \frac{\mathcal{F}_1^{(n)}}{\partial x_m} \Delta x_m^{(n)} + f_1^{(n)} = 0 \\ \dots \\ \dots \\ \frac{\mathcal{F}_m^{(n)}}{\partial x_1} \Delta x_1^{(n)} + \dots + \frac{\mathcal{F}_m^{(n)}}{\partial x_m} \Delta x_m^{(n)} + f_m^{(n)} = 0 \end{cases}$$

Sous la forme matricielle, ce système d'équation est noté $J(X) = \left[\frac{\mathcal{F}_i}{\partial x_j} (X) \right]$ pour $i=1, \dots, m$ et $j=1, \dots, m$, la matrice J est appelée matrice jacobienne des fonctions f_i $i=1, \dots, m$ évaluée au point X . A l'aide de ces notations, le système linéaire permettant d'obtenir l'approximation $(n+1)$ peut se mettre sous la forme matricielle et par suite l'approximation X^{n+1} est donnée par :

$X^{(n+1)} = X^{(n)} - J^{-1}(X^{(n)})F(X^{(n)})$. Le processus itératif est arrêté lorsqu'il y a convergence, c'est-à-dire lorsque $\sup |x_j^{(n)} - x_j^{(n-1)}| \leq \varepsilon$.

2. Résolution du problème thermique en régime transitoire

La formulation matricielle du problème thermique en régime transitoire traité dans cette étude est donnée par :

$$[K(T)]\{T\} + [Cp]\left\{\frac{dT}{dt}\right\} = \{Q\}$$

La résolution de ce système non linéaire est effectuée en appliquant la méthode de Newton Raphson combinée à un schéma implicite de type différences finies pour le calcul de la dérivée de la température par rapport au temps. Le vecteur dérivée à l'instant m est donné pour la k ième approximation de T à l'instant m , selon la boucle itérative de Newton Raphson, par:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_{(m)}^k - T_{(m-1)}}{dt}$$

La matrice jacobienne du système est donnée par : $J([K(T_k)]) + \frac{[Cp]}{dt}$ où T_k est la k ième approximation du vecteur température. Ainsi l'approximation $k+1$ de t à l'instant est donnée par :

$$T_{(m)}^{k+1} = T_{(m)}^k + \left[J[K(T_{(m)}^k)] + \frac{[Cp]}{dt} \right]^{-1} * \left[[K(T_{(m)}^k)]\{T_{(m)}^k\} + [Cp]\left\{\frac{dT_{(m)}^k}{dt}\right\} - \{Q\} \right]$$

Le processus est répété jusqu'à convergence du vecteur $T_{(m)}$ puis le schéma est reproduit au pas de temps suivant pour calculer $T_{(m+1)}$.

Annexe C, Plans de la machine

- Boîte générique (trousse d'essais) page 139
- Pignon arbré (20 dents) page 140
- Roue arbrée (51 dents) page 141

Boîte générique

Pignon arbré

Roue arbrée

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : MANIN (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE de SOUTENANCE 20 Janvier 1999
Prénoms : Lionel, André	
TITRE : Modèles de comportements multiniveaux pour la Conception Assistée par Ordinateur : Application à la prévision du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages.	
NATURE : Doctorat Formation doctorale : MECANIQUE	Numéro d'ordre : 99 ISAL 0019
Cote B.I.U - Lyon : T 50/210/19 / et bis	CLASSE :
RESUME : La Conception Mécanique Assistée par Ordinateur (CMAO) a pour objet de concevoir des produits en intégrant un maximum de contraintes. L'objectif principal étant de toujours mieux prévoir le comportement du produit afin d'en optimiser la conception. La prévision du comportement d'un produit passe par l'élaboration de modèles a plusieurs niveaux de comportement. Dans notre travail, nous avons considéré la prévision du comportement thermique d'un système en cours de conception. En effet, actuellement la réduction de la masse des systèmes pour en optimiser le rendement diminue la capacité de dissipation d'énergie et conduit à une élévation des niveaux de température moyen qu'il devient nécessaire d'intégrer au processus de conception mécanique. Nous avons retenu les applications de transmissions de puissance par engrenages. L'originalité du travail provient du fait qu'un assemblage de modélisations variées à différents niveaux d'observation est effectuée pour aboutir à un modèle de comportement thermique global. Tout d'abord, une étude bibliographique a permis de fixer les bases du travail, et de recenser les différentes approches et modélisations existantes des phénomènes thermiques dans les transmissions de puissance par engrenages. Ensuite, une méthodologie de modélisation du comportement thermique d'une boîte générique de transmission de puissance par engrenages a été développée. Un modèle thermique nodal du système complet a été réalisé en intégrant des modèles thermiques nodaux définis pour chaque classes d'éléments technologiques. L'approche numérique a été validée expérimentalement sur banc d'essais. Enfin, une exploitation de la méthodologie est présentée à travers des prévisions de comportement utiles pour la conception mécanique d'un système de transmission de puissance par engrenages. L'extrapolation de la méthodologie développée à une transmission de puissance ayant une technologie mécanique et une cinématique complexes est étudiée s'appuyant sur une Boîte de Transmission Principale simplifiée d'hélicoptère.	
MOTS-CLES : Conception Assistée, Mécanique, Thermique, Modélisation, Transmission Engrenage, Expérimentation, Résistance thermique	
Laboratoire(s) de Recherches : Conception et Analyse des Systèmes Mécaniques	
Directeur de Thèse : Daniel PLAY	
Président du Jury : Jean BRAU Composition du Jury : Pr. Jean Jacques BARRAU, Pr. Jean-Pierre PELLE, Pr. Jean BRAU, Pr. Jean FRENE, Pr. Claude GOSSELIN, Mme Mireille NUC, Pr. Daniel PLAY	