

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des Sciences

**Thèse de Doctorat
en co-tutelle internationale**



Présentée par

BELMILOUD DALILA

Filière : Physiques

Option : physique énergétique

**Contribution à l'étude de l'endommagement des matériaux,
constituants de machines tournantes, en fonction des
paramètres température et fréquence de rotation. Application
aux roulements**

Devant le jury :

Said	RECHAK	Professeur, ENP, Alger	Président
Jean Paul	DRON	Professeur, URCA, Reims	Directeur de thèse
Brigitte	MORELLO	Maitre de conférences HDR, Besançon	Examineur
Mohamed	LACHI	Professeur URCA, Reims	Co-Directeur de thèse
Ali	LAGGOUN	Professeur UMBB, Boumerdes	Directeur de thèse
Omar	DJEBILI	Maitre de conférences, UMBB, Boumerdes	Examineur

Année Universitaire : 2018/2019

ملخص

تعتبر الآلة الدوارة عند تشغيلها مكان لعديد من التبادلات الحرارية ومصدر للطاقة الحرارية، وخاصة المدحرجات هم موضوع اهتمام خاص لأنه عند تشغيل مدحرجة الكرات الفولاذية تنتج حرارة بسبب الاحتكاك بين مكوناتها ما يؤدي إلى ارهاق هذا المركب. فيؤدي هذا الازهاق بدوره إلى تمزق ووجود ثقب وعيوب على سطح سكة التدرج (chipping)، فيصبح هذا الثقب بدوره مصدر متكرر للطاقة الحرارية بسبب الاصطدام المتكرر للكرات الفولاذية مع سطح سكة التدرج. هذا العمل يقترح نموذجا فيزيائيا لدراسة التسخين الحراري لمدحرجة الكرات الفولاذية السليمة وغير السليمة (فيها ثقب) في حالة استعمال. يستند هذا على استعمال نظرية العقد حيث أخذنا بعين الاعتبار الطاقة الحرارية الناتجة عن طريق الاحتكاك وعن طريق وجود ثقب أو عيوب على سطح التدرج للمدحرجة.

تم التحقق من صحة النموذج الفيزيائي المقترح من خلال تحليل حراري تجريبي. اظهرت النتائج المحصل عليها رقميا وتجريبيا أن درجة الحرارة مرتفعة كثيرا عند موضع الثقب وذلك مع زيادة سرعة الدوران وزيادة تحميل المدحرجة. يعد التنبؤ الدقيق للحياة المتبقية لمدحرجة الكرات الفولاذية (Rul) مسألة ضرورية وأمنية للسير الحسن للآلة الدوارة في وقت قياسي.

نقترح في هذا العمل طريقة جديدة تربط بين مؤشر الصحة (IH) ودرجة الحرارة، تم ذلك بتحليل لمجموعة بيانات مستخلصة تجريبيا من أربعة مدحرجات تحت مختلف ظروف التشغيل ومع وجود ثقب على سكة التدرج. اظهرت النتائج أن مؤشر الصحة (IH) فعال للتنبؤ بحالة المدحرجات عند ارتفاع درجة الحرارة.

الكلمات المفتاحية: مدحرجة الكرات الفولاذية السليمة/ التحليل الحراري/ مدحرجة الكرات الفولاذية غير السليمة/ السلوك الحراري/ التصوير الحراري بالأشعة تحت الحمراء/ التكهفات.

Résumé

Lors de son fonctionnement, une machine tournante est le lieu de nombreux échanges thermiques et de sources de chaleur. Dans la littérature, les roulements font l'objet d'une attention toute particulière. En effet par leur fonctionnement les roulements ont tendance à produire de la chaleur en raison des frottements entre les différents éléments. Ces frottements se traduisent par de la fatigue qui peut entraîner un arrachement de matière sur les bagues ou les éléments roulants donnant naissance à un écaillage. L'écaillage, à son tour, produit un choc répétitif qui représente une nouvelle source d'énergie thermique. Ce travail propose un modèle physique pour l'étude du réchauffement thermique d'un roulement à billes sain et d'un roulement endommagé en fonctionnement. Celui-ci s'appuie sur une théorie nodale considérant d'abord l'échauffement du roulement par friction et aussi par l'apport de chaleur dû à l'apparition d'un écaillage. La résolution du bilan énergétique est obtenue par la méthode nodale où l'échauffement dû au frottement et la chaleur induite par le passage des billes sur le défaut sont pris en compte. Le modèle thermique proposé est validé par une analyse thermique expérimentale. Les résultats obtenus montrent que la température augmente dans les éléments où le défaut est localisé avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Les mêmes résultats sont obtenus quant à l'influence de la charge radiale.

Le pronostic de défaillance des roulements peut être considéré comme une solution efficace. La prédiction précise de la durée de vie résiduelle (RUL) des roulements est indispensable pour des opérations sûres et optimisées dans le temps. Une nouvelle méthode, mettant l'accent sur l'analyse des relations de corrélations entre l'indicateur de santé (IH) et la température, est proposée. Nous développons une solution pour l'ensemble de données obtenues sur les

roulements dans différentes conditions de fonctionnement et de sévérité des défauts. La performance de la méthode proposée est vérifiée par quatre ensembles de données sur les roulements recueillis dans le cadre d'une installation expérimentale. Les résultats montrent que l'indicateur de santé présenté dans cette thèse présente des valeurs de monotonie et de corrélation assez élevées et il fournit une bonne prédiction de la durée de vie du roulement.

Mots clés : Roulement à billes / Analyse thermique / Roulement à billes défectueux / Comportement thermique du roulement / Thermographie infrarouge / pronostic.

Abstract

Many sources of heat can emanate from the operation of a rotating machine, and one of which is the friction among the different parts of the ball bearings. Over time, these frictions may lead to a tearing of matter of the rings or on the rolling elements that cause some type of degradation by flaking. Flaking, in turn, produces a repetitive shock as a new source of thermal energy. This work proposes a physical model for the study of the thermal heating of a ball bearing during operation. The resolution of the energy balance is achieved by the Nodal method where both the heating due to friction and the heat induced by the passage of the balls on defect are taken into account. The proposed thermal model is validated through an experimental thermal analysis. The obtained results show that the temperature increases in the position of defect ball ring with increasing rotational speed. The same results are obtained for the influence of radial load.

Bearings failure prognostics, which aims to achieve an effective way to handle the increasing requirements for higher reliability and in the same time reduce unnecessary costs, has been an area of extensive research. The accurate prediction of bearings Remaining Useful Life (RUL) is indispensable for safe and lifetime-optimized operations. A new method focuses on analyzing the relationships such as correlations between the HI and temperature is proposed. We develop a solution for the all the contest data set of bearings under different operating conditions and severity of defects. The performance of the proposed method is verified by four bearing data sets collected from experimental setup. The results show that the health indicator presents a fairly high monotonicity and correlation values and gives a good prediction of the bearing life.

Key words: Ball bearing / Thermal Analysis / Defect ball bearing / Bearing thermal behavior / Infrared thermography / prognostic.

Remerciements

Mon travail s'est déroulé dans un environnement particulièrement enrichissant, réalisé au sein du Groupe de Recherche en Sciences de l'Ingénieur (GRESPI) de l'Université de Reims Champagne Ardenne. Le travail de cette thèse s'est déroulé sous la direction du Professeur Mohammed Lachi et du Professeur Jean-Paul Dron du laboratoire GRESPI, ainsi que du Professeur Ali Laggoun du laboratoire UR-MPE, UMBB. Je leur adresse mes profonds remerciements pour l'écoute et leur disponibilité. Sans eux, il est évident que les pages qui suivent auraient été bien différentes.

Je remercie également monsieur Tarek Benkedjough Maître de conférences classe A à l'EMP. Il a contribué à mon encadrement, il a toujours été à mon écoute et a su se rendre disponible malgré ses charges. Je le remercie pour son suivi régulier et son regard scientifique critique, ces précieux conseils et encouragement qu'il a su me prodiguer.

Je remercie monsieur le Professeur Said Rechak de l'Ecole Polytechnique d'Alger ; il m'a fait le plaisir et l'honneur d'accepter de présider le jury de ma thèse.

Je remercie également madame Brigitte Morello, Maître de conférences, HDR, à l'université de Franche comté, Besançon, et monsieur Omar Djebili Maître de conférences classe A à UMBB de Boumerdes pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux en acceptant d'être des rapporteurs et pour le temps qu'ils ont consacré à la relecture attentive de mon document.

Je remercie monsieur le Professeur Abdelkader Nour pour m'avoir accepté dans son laboratoire dynamiques des Moteurs et vibro-acoustique à l'université de Boumerdès, UMBB.

Je remercie monsieur Fabrice Bolaers, Maître de conférence HDR du laboratoire GRESPI, URCA, Reims, pour son aide, son excellent esprit et ses précieux conseils.

Une bonne partie de ce travail a résidé dans l'expérimental. Pour cela je remercie monsieur Hervé Pron, Maître de conférences HDR du laboratoire GRESPI, URCA, pour son aide sur la partie expérimentale.

Un travail de thèse se développe à partir d'une synthèse bibliographique. Pour cela, je remercie beaucoup monsieur Xavier Chimentin, Maître de conférences, HDR, du laboratoire GRESPI, URCA. Il m'a fait partager ses documents et son savoir qui concernent tout une partie de ce travail de thèse.

De nombreuses personnes rencontrées ont contribué non seulement à la réussite scientifique de cette thèse mais aussi à mon épanouissement personnel, je tiens à remercier ces différentes personnes.

A ma famille en particulier mon mari, je n'ai pas assez de mots pour te remercier très cher époux pour ton encouragement, soutien et tes qualités humaines. A mes très chères enfants (Amira, Adam et Sadek) je vous aime beaucoup.

Une pensée chaleureuse à la mémoire de mes beaux-parents qui me manquent. A mes parents, mes sœurs et mes frères et particulièrement à ma grande sœur Ghania.

Nomenclature

a	Demi-axe d'ellipse dans le sens perpendiculaire au roulement (contact bille/bague)	(m)
A	Surface d'échange	(m ²)
b	Demi-axe d'ellipse dans le sens du roulement (contact bille/bague)	(m)
C_p	Chaleur spécifique	(J/kg.K)
d	Diamètre de bille (caractéristique du roulement)	(m)
D	Diamètre du roulement	(m)
D_h	Diamètre de la bague extérieure ou du logement	(m)
f_0	Le facteur dépendant du type de roulement et du système de lubrification	-
F_m	La force exercée par un élément roulant sur la singularité	(N)
F_r	Force radiale	(N)
h_v	Coefficient de transfert thermique par convection	(W/m ² .°C)
K	Conductivité thermique	(W/m.°C)
L	Longueur de palier	(m)
d_{ext}	Diamètre de la bague extérieure	(m)
d_{int}	Diamètre intérieur de la bague	(m)
M_{frot}	Couple agissant sur le roulement à billes	(N.m)
M_l	Couple de frottement dû à la charge appliquée	(N.m)
M_v	Couple de frottement visqueux	(N.m)
M_f	Couple de frottement dû à la charge de la bride	(N.m)
F_β	Charge équivalente dynamique	(N)
Q_{roul}	Perte de puissance par frottement du roulement	(W)
ω_{roul}	Vitesse de rotation	(tr/min)
ν	Viscosité cinématique du lubrifiant	(m ² /s)
α	Diffusion thermique	(m ² /s)
Pe	Nombre de Péclets	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
R_{th}	Résistance thermique de constriction	(°C/W)

R_{thV}	Résistance thermique de convection	(°C/W)
R_{thk}	Résistance thermique de conduction	(°C/W)
T	Température	(°C)
T_a	Température ambiante	(°C)
S	Surface de la bague extérieure	(m ²)
W_h	Largeur de la bague extérieure du roulement à billes	(m)
V_c	Vitesse relative de la cage	(m/s)
V	Vitesse relative du contact	(m/s)
γ_{air}	Viscosité cinématique de l'air	(m ² /s)
χ	Effusivité thermique	(J.K ⁻¹ .m ⁻² .s ^{-1/2})
Re	Nombre de Reynolds	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
f_l	Facteur dépendant de la conception des roulements	-
d_m	Diamètre de pas	(m)
V_{cb}	Vitesse normale de la balle	(m/s)
S	Période de choc	(s)
T_{do}	Périodicité du passage des éléments roulants sur le défaut	(s)
D_1	Distance entre le milieu de deux billes	(m)
r_m	Rayon moyen du roulement	(m)
Z	Nombre d'éléments roulants (sans dimension)	-
f_{ab}	Fréquence de passage de l'élément roulant sur la bague extérieure défectueuse	(s ⁻¹)
f_r	La fréquence de rotation de la bague intérieure	(s ⁻¹)
P_s	Puissance du choc	(W)
Q_{max}	Charge à billes sous charge radiale ou charge Stribeck	(N)
S_d	Défaut de surface	(m ²)
t	Temps	(s)
Q	Taux de chaleur générée (W)	(W)
U	Energie interne	(J)

Z	Nombre d'éléments roulants (billes)	-
R_{ij}	Résistance thermique entre les nœuds i et j	(°C/W)
S_{ij}	Conductivité thermique entre les nœuds i et j	(W/m.°C)
m_i	Masse au nœud i	(kg)
$C_{p,i}$	Chaleur spécifique du nœud i	(J/kg.°C)
Q_i	Taux de transfert thermique par le nœud i	(W)
ϕ_{ij}	Flux d'énergie échangés entre deux nœuds i et j	(W)
q_i	Flux de chaleur	(W/m ²)
ε_j	Vecteur d'erreur	(°C)
n	Nombre total de nœuds	-
ψ_{d0}	Flux de surface incident	(W/m ²)
α	Angle de contact	degrés
ψ_j	L'énergie du nœud j	(W)
(WPD)	Décomposition par paquets d'ondelettes	
(CNNs)	Réseau de neurones profond	
RUL	La durée de vie résiduelle	
(ANN)	Réseaux neurones artificiels	

Sommaire

Introduction générale	9
1 Généralités sur les roulements à billes et le transfert thermique	
1.1 Introduction	14
1.2 Présentation du roulement à billes	16
1.3 Défaillance des roulements et causes	17
1.3.1 Mécanisme d'usure	18
1.3.2 Effet de la contrainte mécanique	18
1.3.3 Effet de la température de fonctionnement	21
1.3.4 Effet de la mauvaise lubrification	21
1.3.5 Effet de la corrosion	22
1.3.6 Effet du Contaminant	23
1.3.7 Effet de la présence du courant électrique	23
1.4 Techniques de détection des défauts des roulements	24
1.4.1 L'analyse acoustique	24
1.4.2 Analyse du lubrifiant	24
1.4.3 Analyse par thermographie infrarouge	25
1.4.4 Analyse vibratoire	26
1.5 Relation entre la vibration et les défauts des roulements	27
1.6 Etude du transfert thermique dans les roulements	28
1.7 Mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement	30
1.7.1 La conduction	30
1.7.2 La convection	32
1.7.3 Le rayonnement	36
1.8 Modélisation du transfert thermique dans les roulements	37
1.9 Etude du contact au sein du roulement	41
1.9.1 La lubrification	44
1.9.2 La température flash	47
1.9.3 Estimation de la température flash	48
1.10 Couplage thermomécanique et résolution du système	52
1.10.1 Résolution du système	52
1.10.2 Application au réseau thermique	53
1.11 Conclusion	54

2 Modélisation thermomécanique du roulement

2.1 Introduction	57
2.2 Présentation du réseau thermique	58
2.2.1 Discrétisation nodale du roulement	58
2.3 Détermination des résistances thermiques	60
2.3.1 Résistance de conduction	61
2.3.2 Résistance de constriction aux points de contact billes/bagues	64
2.3.3 Résistances de convection	67
2.4 Formulation des résistances du réseau thermique.....	71
2.5 Génération de chaleur	77
2.5.1 Génération de la chaleur par frottement	77
2.5.2 Génération de la chaleur par le défaut	81
2.6 Résolution numérique	89
2.7 Condition aux limites	91
2.8 Distribution nodale	92
2.9 Distribution nodale du flux de chaleur générée par le défaut	93
2.10 Conclusion	95

3 Validation expérimentale et résultats

3.1 Introduction	98
3.2 Validation expérimentale	99
3.3 Description du banc d'essais	99
3.3.1 Approche mécanique	99
3.3.2 Approche thermique	104
3.4 Application au roulement sain	106
3.4.1 Influence de la vitesse de rotation dans un roulement sain	106
3.4.2 Influence de la charge appliquée dans un roulement sain	108
3.5 Application aux roulements avec défaut	109
3.5.1 défaut localisé sur le chemin de la bague extérieure	109
3.5.2 défaut localisé sur le chemin de la bague intérieure	121
3.5.3 Défaut localisé sur la bille	126
3.6 Conclusion	130

4 Modélisation analytique de la puissance du choc et du flux de la chaleur

4.1 Introduction	132
4.2 Etude du phénomène du choc dans le roulement	132
4.3 Quantité de mouvement de percussion	135
4.3.1 Calcul de l'énergie cinétique	135
4.3.2 Calcul de la quantité de mouvement de percussion	136
4.4 Temps du choc	140
4.5 La puissance du choc	143
4.6 La densité du flux de chaleur incidente	145
4.7 Résolution numérique	147
4.8 Résultats et discussion	148
4.9 Conclusion	155

5 Réseaux neuronaux convolutifs pour le pronostic des roulements

5.1 Introduction	157
5.1.1 Approches les plus utilisées de pronostic de défaillance du roulement.....	157
5.2 Pronostic de défaillance des roulements.....	159
5.3 Présentation du modèle à étudier	161
5.4 Principe de WPD pour l'extraction de caractéristiques	162
5.5 Évaluation de l'état de santé des roulements à base de CNNs profond	166
5.6 Etude expérimentale.....	170
5.7 Résultats et discussion	172
5.8 Corrélation de l'indicateur de santé avec la Température.....	175
5.9 Conclusion	176

Conclusion générale	179
----------------------------------	-----

Références bibliographiques	183
--	-----

Annexe 1	201
-----------------------	-----

Annexe 2	208
-----------------------	-----

Introduction générale

Introduction générale

Les roulements sont les composants les plus importants des machines tournantes, ils permettent la rotation et le guidage des pièces en rotation pour un faible coût énergétique et dans une plage de vitesse et de charge étendue. Malheureusement ils présentent l'inconvénient d'une durée de vie assez courte due à la présence de défauts importants liée à leur faible résistance aux chocs et aux bruits à grande vitesse. En effet une grande partie des défaillances des machines sont liées aux systèmes de transmission mécaniques tels que les roulements. Les défauts de roulement se traduisent dans leur stade final par la formation d'écaillage ou de micro - écaillage. La solution envisagée fait appel à un programme d'entretien amélioré : de la maintenance corrective à la maintenance préventive puis à la maintenance conditionnelle et plus récemment la maintenance prédictive puisque cette dernière repose principalement sur le temps restant avant qu'une défaillance ne se produise et selon un modèle de dégradation théorique établie.

Parmi les nombreuses techniques employées pour détecter et diagnostiquer les défauts, on peut citer l'analyse vibratoire, la surveillance de la température, l'analyse des lubrifiants, l'analyse des signaux acoustiques. Grâce à de telles techniques les réparations coûteuses peuvent être évitées en identifiant à temps les composants défectueux sans avoir à examiner l'ensemble des composants.

Le roulement à billes est le lieu de nombreux échanges thermiques et de sources de chaleur, particulièrement quand il est sous la charge et en mouvement. En effet, la production de la chaleur due aux frottements entre les différents éléments du roulement en fonctionnement constitue un facteur de contrainte très important dans l'utilisation de ces systèmes.

Le premier chapitre de cette thèse sera consacré à l'étude des caractéristiques mécaniques du roulement à billes à une seule rangée. On s'intéresse aux principaux défauts existants, aux causes de leurs défaillances ainsi qu'aux différentes techniques de détections de défauts ainsi que leurs analyses. L'étude du contact avec la surface du roulement d'un point de vue tribologique, contact élastique et effet du chauffage de la surface de contact est abordée.

Les roulements à billes produisent de la chaleur provenant des frottements entre les différents éléments. Cette chaleur générée et dissipée dans le système peut affecter les propriétés du matériau et du lubrifiant, entraînant ainsi une défaillance du roulement. La température à laquelle cela se produit dépend du type de lubrifiant et des matériaux du roulement. Comprendre

la notion de transfert thermique dans les roulements est importante pour préserver leurs performances. Dans la bibliographie on retrouve l'étude de deux aspects de la thermique dans les roulements :

- la conductance entre les différents éléments du roulement, bague intérieure, éléments roulants, bague extérieure,
- les effets thermiques, dus notamment au flux généré, sur la durée de vie du roulement.

Les mécanismes de transfert de chaleur au sein du roulement sont gouvernés par trois modes de transfert : La conduction, la convection, le rayonnement.

Prédire analytiquement le comportement thermique d'un roulement en fonctionnement et coupler ces propriétés thermiques et mécaniques est une tâche difficile à réaliser. Dans ces conditions, nous allons développer des modèles analytiques et numériques d'un roulement à billes monté sur un arbre fonctionnant en régime permanent à une vitesse modérée avec l'utilisant de la méthode nodale. Cette méthode efficace est couramment utilisée pour étudier le comportement thermique des roulements. Elle consiste en la discrétisation du système à une échelle macroscopique dans le but de réduire les temps de calcul.

Dans le deuxième chapitre nous allons présenter un réseau thermique d'un roulement à billes chargé radialement et constitué de résistances de conduction et de convection reliant les points nodaux. Un modèle complet comprenant la discrétisation de l'arbre et du carter sera développé pour étudier les différents échanges thermiques au sein du roulement et avec son environnement.

Nous allons développer un modèle physique qui permet de calculer les chaleurs dissipées dans un roulement à billes sain, fonctionnant à vitesse modérée. La modélisation de ce dernier permet de calculer la distribution du champ de chaleur dans le roulement et de prédire la répartition de la température dans chaque élément.

Dans la bibliographie on trouve un certain nombre de travaux présentant des modèles de transfert thermique dans les roulements cependant aucun de ces modèles, à notre connaissance, ne prend en compte le cas d'un flux de chaleur supplémentaire dû à la présence d'un défaut. Ainsi, nous allons déterminer le champ de température produit non seulement par l'échauffement du roulement par friction, mais également celui généré par la présence d'un défaut sur le roulement. Le modèle résultant de cette corrélation permettra de rendre compte de la sévérité de l'endommagement via des mesures thermiques dans le roulement.

Dans le troisième chapitre nous allons présenter les différentes parties de l'installation et du montage expérimental réalisé afin d'étudier le problème des défauts dans différents types de roulements. Dans ce cadre nous allons vérifier l'efficacité des hypothèses émises et de la modélisation obtenue pour le roulement avec et sans défaut, à travers la confrontation des résultats obtenus par notre modèle et ceux obtenus expérimentalement.

Dans le quatrième chapitre nous présentons une formule analytique de la force d'impact, tout en s'appuyant sur un développement analytique de notre système dynamique, en conservant au maximum les phénomènes réels présents. Le développement de la force d'impact sera basé sur la mécanique analytique de Lagrange et sur le calcul du temps de choc. En effet il s'agit dans ce cas d'étudier d'abord la percussion entre un élément roulant (bille) avec un défaut localisé sur la bague extérieure tout en préservant tous les paramètres qui entrent en jeu, comme l'effort appliqué, direction de la charge, la vitesse de rotation, ainsi que la taille et la géométrie du défaut.

Nous aborderons également dans ce chapitre 4 les autres formulations analytiques permettant de prédire la température au niveau de chaque nœud du système. Ce modèle nécessite par ailleurs d'autres développements théoriques de la force d'impact et de la puissance du choc, puisque cette dernière est en relation directe avec l'intensité du flux de chaleur incidente et de la surface du défaut.

Notre système dynamique sera discrétisé en 10 nœuds isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques. La résolution numérique se fera par l'aide de la méthode de Newton-Raphson qui nous permettra d'obtenir les évolutions de températures au niveau de chaque nœud que ce soit pour un roulement sain ou un roulement défectueux.

Les pronostics de défaillance des roulements visent à trouver un moyen efficace pour répondre aux exigences croissantes en matière de fiabilité, d'efficacité et de réduire les coûts inutiles. La prédiction précise de la durée de vie restante des roulements est indispensable pour une utilisation sûre et fiable des opérations optimisées sur toute leur durée de vie. Pour surveiller cette composante vitale et planifier les travaux de réparation, nous allons proposer dans le dernier chapitre 5 une nouvelle méthode permettant d'estimer la durée de vie d'un roulement. Cette méthode est basée sur la décomposition en paquets d'ondelettes (WPD) et des réseaux neuronaux convolutifs profonds (CNNs).

Nous aborderons tout d'abord l'extraction des caractéristiques de WPD utilisées comme entrée des données. En deuxième lieu, nous montrerons comment sont introduites ces caractéristiques sélectionnées dans des réseaux neuronaux convolutifs profonds (CNNs) afin d'élaborer l'indicateur de santé (HI). Dans notre cas, cette étude se concentre sur l'analyse des relations entre l'indicateur de santé (HI) et la température. La performance de la méthode proposée sera vérifiée sur quatre ensembles de données recueillies dans le cadre d'un dispositif expérimental appelé PRONOSTIA. Le modèle obtenu est ensuite appliqué aux signaux d'accélération recueillis lors de l'essai de dégradation des roulements.

On retrouvera en fin de ce mémoire la conclusion générale.

CHAPITRE 1

Généralités sur les roulements à billes et le transfert thermique

1.1 Introduction	14
1.2 Présentation du roulement à billes	16
1.3 Défaillance des roulements et causes	17
1.3.1 Mécanisme d'usure	18
1.3.2 Effet de la contrainte mécanique	18
1.3.3 Effet de la température de fonctionnement	21
1.3.4 Effet de la mauvaise lubrification	21
1.3.5 Effet de la corrosion	22
1.3.6 Effet du Contaminant	23
1.3.7 Effet de la présence du courant électrique	23
1.4 Techniques de détection des défauts des roulements	24
1.4.1 L'analyse acoustique	24
1.4.2 Analyse du lubrifiant	24
1.4.3 Analyse par thermographie infrarouge	25
1.4.4 Analyse vibratoire	26
1.5 Relation entre la vibration et les défauts des roulements	27
1.6 Etude du transfert thermique dans les roulements	28
1.7 Mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement	30
1.7.1 La conduction	30
1.7.2 La convection	32
1.7.3 Le rayonnement	36
1.8 Modélisation du transfert thermique dans les roulements	37
1.9 Etude du contact au sein du roulement	41
1.9.1 La lubrification	44
1.9.2 La température flash	47
1.9.3 Estimation de la température flash	48
1.10 Couplage thermomécanique et résolution du système	52
1.10.1 Résolution du système	52
1.10.2 Application au réseau thermique	53
1.11 Conclusion	54

1.1 Introduction

L'application des systèmes de surveillance fiables fait l'objet de multiples initiatives dans le domaine industriel. Un tel système de surveillance permet de prévenir une dégradation de la performance des machines et d'anticiper sur d'éventuels dysfonctionnements ou pannes [1,2,3]. La détection précoce des pannes, le diagnostic et la classification revêtent d'une grande importance dans la gestion préventive des équipements industriels. Pour cela, une bonne surveillance de la machine et une détection précoce des défaillances permettront d'améliorer la sécurité, la fiabilité et contribueront à réduire de façon significative les coûts de fonctionnement des machines tournantes [4]. L'approche traditionnelle de la maintenance systématique est basée sur la planification, l'inspection régulière et le remplacement des pièces. Ce processus, appelé maintenance préventive, reste en dépit de son efficacité, incapable d'anticiper sur les défaillances [5, 6,7]. C'est ce qui a motivé le recours à des techniques de détection et de diagnostic qui contrôlent en continu l'équipement durant son fonctionnement. Ces techniques plus largement utilisées aujourd'hui doivent leur succès à leur grande efficacité.

On compte de nombreuses techniques employées pour détecter, diagnostiquer les défauts de roulement parmi lesquelles on retrouve : l'analyse vibratoire, la surveillance de la température, l'analyse des lubrifiants, ainsi que l'analyse des vibrations et des signaux acoustiques. Grâce à de telles techniques les réparations coûteuses peuvent être évitées en identifiant à temps les composants défectueux sans avoir à examiner l'ensemble des composants.

Une grande partie des défaillances des machines sont liées aux systèmes de transmission mécanique tels que les roulements [8, 9,10]. A cet égard, une étude statistique réalisée sur des machines de grande puissance a révélé que pour cet intervalle de puissance, les pannes les plus courantes se situent sur les roulements. Les pannes relevant du stator et du rotor ne constituent en fait que 12% et 8% respectivement des pannes (Figure 1.1) [11]. Une étude similaire [12] s'inspirant des travaux entrepris par [13, 14] a démontré que les pannes attribuables aux roulements représentent 40 à 50% de la totalité des pannes, dépassant ainsi les défauts statoriques et rotoriques (figure 1.2). En effet, ce taux élevé de pannes trouve son explication dans les importantes contraintes mécaniques que doivent supporter ce type de machines (figure 1.2).

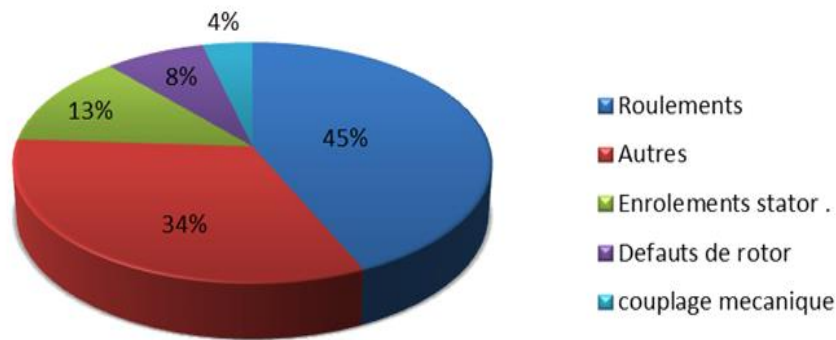


Figure 1.1 : Taux de pannes sur les machines de forte puissance [11].

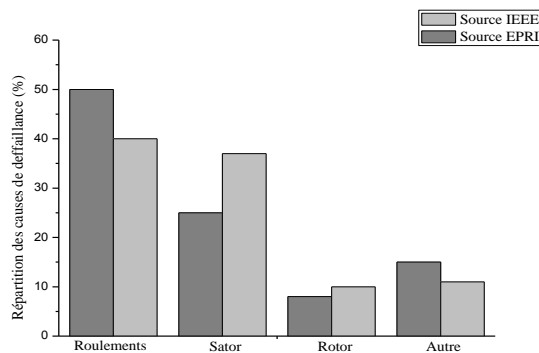


Figure 1.2 : Taux de panne dans les machines asynchrones [11].

Dans la structure des coûts de ces moteurs, les roulements ne représentent qu'une partie minime comparativement à l'ensemble du système. Par conséquent, il est important d'identifier à la fois le coût du roulement ainsi que celui de tous les composants qu'il affecte. Si un roulement se trouvant dans un système mécanique atteint le point de rupture, les vibrations qu'il génère peuvent provoquer la défaillance d'autres composants qui lui sont rattachés. Par ailleurs, le remplacement des composants défectueux nécessite un temps d'immobilisation des machines qui engendrera inévitablement des pertes pour l'entreprise. Par contre, si le roulement est surveillé et remplacé au moment où la défaillance commence à se manifester, les autres pièces plus complexes et plus coûteuses ne risquent pas d'être affectées.

La présente étude comporte trois volets: le premier sera consacré à la présentation du roulement à billes avec une seule rangée ainsi que ses caractéristiques mécaniques, en mettant l'accent sur les principaux défauts existant et les causes de leurs défaillances ; puis nous verrons les différentes techniques de détection de ces défauts et leurs analyses. Dans le second volet nous traiterons en détail le transfert thermique et son mécanisme dans les roulements pour finir par

l'étude du contact avec la surface du roulement d'un point de vue tribologique, contact élastique et effet du chauffage de la surface de contact. Enfin nous examinerons en profondeur le transfert thermique qui s'effectue dans le roulement et nous passerons en revue l'état d'art de la modélisation thermomécanique d'un système mécanique et plus particulièrement celle du roulement à billes en faisant appel à la méthode des réseaux thermiques.

1.2 Présentation du roulement à billes

Notre étude porte sur les roulements à une rangée de billes à contact radial. Ces roulements permettent la rotation des éléments tournants qui constituent la partie arbre par rapport à un élément fixe de la machine appelé le logement et qui est fabriqué le plus souvent en acier inoxydable. Les roulements sont constitués de bague extérieure, bague intérieure, billes et cage (figure 1.3). Chaque élément remplit une fonction bien définie : la bague extérieure à une forme cylindrique sur le côté externe. Sur le côté interne on retrouve une gorge creusée appelée piste de roulement ou chemin de roulement et dans laquelle les billes se déplacent. La cage permet de maintenir les billes en position les unes par rapport aux autres et entre les deux bagues. Les billes sont les éléments qui servent à transmettre l'effort entre la bague intérieure et la bague extérieure ; elles roulent sur le chemin de roulement. La bague intérieure avec l'autre élément qui sert à guider forment la partie mobile, appelée arbre. Afin d'atténuer les frottements et prolonger la durée de vie du roulement, entre les deux bagues la cage et les billes on dispose d'une lubrification à la graisse ou à l'huile afin de réduire les frottements et l'usure. Ce type de roulement est couramment employé dans les systèmes mécaniques. Il supporte essentiellement les charges radiales et dispose d'une légère mobilité en rotation.



Figure 1.3: Les éléments constitutifs d'un roulement à billes

1.3 Défaillance des roulements et causes

Les roulements offrent l'avantage d'une faible résistance au frottement, des performances de démarrage sensibles, un rendement élevé, une lubrification pratique et une bonne interchangeabilité. Cependant, ils présentent l'inconvénient d'une durée de vie relativement courte à cause de la présence de défauts importants dus à leur faible résistance aux chocs et aux bruits à grande vitesse. On peut compter parmi les principaux modes de défaillance des roulements : l'usure, la fissuration et la fatigue qui engendrent des défauts localisés sur les roulements. En cas de fatigue normale, l'écaillage ou une rupture de la surface du roulement provoque le décollement de petits morceaux du matériau. La prédiction de la résistance à la fatigue, appelée L10, est le temps estimé durant lequel 10 % de la population de roulements subit une détérioration dans des conditions normales de fonctionnement et un équilibre de charge. Cette résistance à la fatigue est calculée à partir de l'équation suivante [15,16]:

$$L10 = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad (1.1)$$

Avec

L10 : durée de vie en millions de tours, C : charge dynamique de base (fournie par le constructeur)

P : charge équivalente appliquée au roulement (voir paragraphe 2), n = 3 pour les roulements à billes.

Les autres types de défaillances causant des défauts ou une défaillance des roulements trouvent généralement leur source dans la présence de précontrainte mécanique due à l'application d'une charge dépassant la limite élastique du matériau. A cela s'ajoute les défauts de montage, la corrosion, la présence de contaminants au sein du roulement, la lubrification insuffisante l'échauffement dû au fonctionnement ainsi que le passage de courants électriques. Nous allons présenter dans ce qui suit ces mécanismes ainsi que leurs effets sur les roulements.

1.3.1 Mécanisme d'usure

L'usure est un processus continu à travers lequel les surfaces des composants perdent de la matière en raison du contact entre les corps ; elle est le résultat inévitable du frottement. Les pertes causées par l'usure peuvent être étonnantes [17].

En générale l'usure est classée en trois catégories :

- Classe mécanique: Usure causée par l'application mécanique sur les surfaces de frottement. Elle comprend l'usure par abrasion, la déformation plastique superficielle, l'écaillage fragile, etc.
- Classe moléculaire-mécanique: L'usure est causée par la formation de jonctions adhésives dues à la force moléculaire et ensuite cisailée par la force mécanique appelée usure adhésive.
- Corrosion-classe mécanique: La corrosion superficielle causée par la fonction chimique du milieu puis la fonction mécanique accélère le processus de corrosion. Elle inclut la corrosion par oxydation et la corrosion chimique.

1.3.2 L'effet de la contrainte mécanique

Lors du fonctionnement d'un moteur le roulement subit des contraintes mécaniques radiales et axiales sous l'effet de masse de l'arbre en rotation. Les contraintes radiales de compression auxquelles est soumise la bague intérieure du roulement sont ensuite transférées à la bague extérieure par le biais des billes qui ont elles-mêmes subi à leur tour les mêmes contraintes. Celles-ci atteignent un maximum dans la direction de la charge qui leur est appliquée alors que la partie non chargée demeure libre (figure 1.4). La présence de contraintes axiales conduit à une force de traction sur l'axe de l'arbre de rotation. Étant donné que la bague extérieure est fixe, attachée au logement, le mouvement rotatif de la bague intérieure, conduit à un contact direct entre la partie chargée et le chemin de roulement de la bague intérieure (figure 1.5) [12].

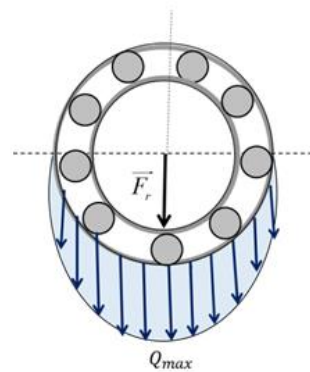


Figure 1.4 : Répartition d'une contrainte radiale au sein d'un roulement

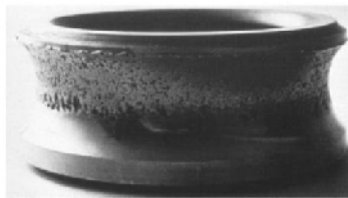


Figure 1.5 : Effet de la bague intérieure d'un roulement surchargé

Au point de contact entre bague intérieure et bille, la contrainte de compression appliquée est maximale. Elle va s'ajouter à la contrainte de cisaillement pour pénétrer plus profondément dans le matériau avant de s'atténuer. Si une surcharge est appliquée alors que la contrainte de traction excède la valeur maximale du matériau, les aspérités entraînent en se brisant des microfissures dans les zones de tension et de compression de la bille et des chemins de roulement. Les microfissures initiées sont généralement de l'ordre de quelques microns sur la surface et en sous-couche [18]. Ils constituent les foyers des premières fissures initiales dans le matériau du roulement. La contrainte de cisaillement maximale d'environ (1/3 tiers de la pression hertzienne maximale) s'opère sous la zone de contact et propageant ainsi la fissure vers les surfaces d'appui tel qu'illustré par la Figure 6.a. Le développement des microfissures initiées est davantage intensifié par le grand nombre de chocs périodiques que subissent les surfaces de contact.

Les microfissures initiées sur la surface du chemin de roulement dans la zone de contact sont plus grandes dans le sens du roulement, puis se referment lorsque cette zone est traversée par

l'élément roulant (billes). De même, les microfissures initiées sur la surface des billes s'ouvrent et se ferment alternativement lors du passage dans la zone de contact. Par conséquent, les microfissures sur les surfaces d'appui s'ouvrent et se ferment à tour de rôle à chaque tour. Ces microfissures initiées sur les surfaces d'appui se transforment ainsi après un certain nombre de révolutions en fissures ou en macro-fissures comme on peut l'observer sur la figure 1.6 [17].

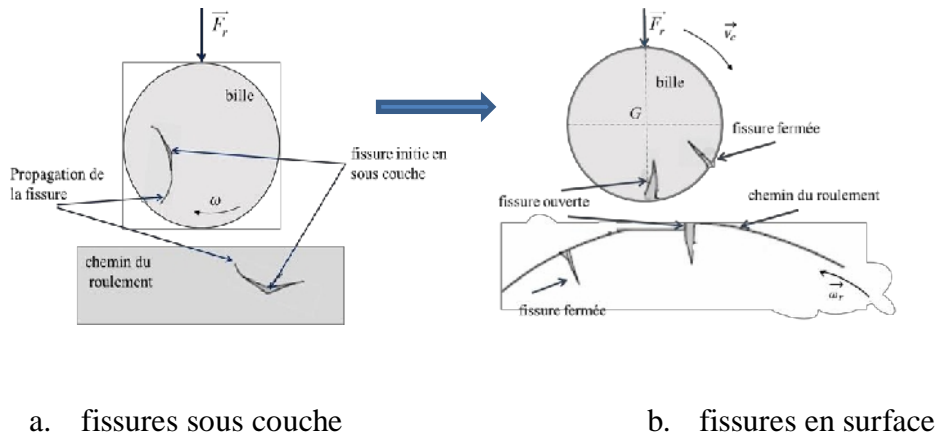


Figure 1.6 : Propagation de fissures sur la surface de roulement

Dès que les fissures parviennent près des surfaces, elles causent la formation d'écaillures sur les surfaces des billes et des chemins de roulement dues à une rupture forcée (figure 1.7) [17]. Cette rupture liée aux écaillures qui s'opère dans l'élément roulant et le chemin de roulement donne naissance à de larges et profondes cavités en raison des fortes charges appliquées auxquelles sont soumises les surfaces de contact. Le processus cyclique de développement des fissures sur les surfaces de contact provoque l'écaillage du matériau, entraînant ainsi la rupture forcée après un nombre suffisamment important de révolutions. Il en résulte ainsi une fatigue du roulement [19, 20].

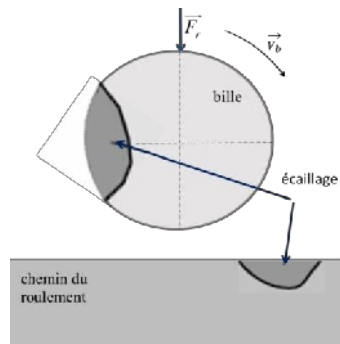


Figure 1.7 : Écaillage de surface de roulement [17].



a. écaillage de la bille [17]

b. écaillage de la piste de roulement [12]

Figure 1.8 : Écaillage de roulement

1.3.3 Effet de la température de fonctionnement

Quand l'épaisseur et la forme du lubrifiant varient au niveau de la surface du roulement, cela peut conduire à un contact étroit entre la surface du roulement et les éléments roulants. En effet, la température provoque une dilatation des métaux (acier) et un changement dans les propriétés de l'huile par exemple. L'huile disparaît au niveau du point de contact entre la bille et la bague. Un contact sec s'installera pouvant également provoquer un échauffement par frottement et par voie de conséquence une hausse de la température de la surface. Cette hausse de température génère à son tour des contraintes thermiques au sein du matériau, favorisant l'apparition et la propagation des fissures, suivies d'un écaillage du roulement. Dans ces types de défaillances dues à la fatigue, la cause la plus fréquente sont les contraintes mécaniques qui peuvent constituer la source de fatigue qui se développe rapidement sous l'action des contraintes thermique. Concernant la graisse on sait que cette dernière est composée d'une huile lubrifiante et d'un savon liant. Sous l'effet de la température de fonctionnement la graisse voit ses propriétés modifiées tout en aboutissant au même phénomène mentionné précédemment.

1.3.4 Effet de la mauvaise lubrification

La lubrification est essentielle pour la performance et la durée de vie d'un roulement à billes. Cependant, une lubrification inadéquate ou excessive accélère le processus de dégradation des roulements. En effet, l'absence d'huile ou de graisse ou une mauvaise lubrification conduisent à un contact sec entre les surfaces métalliques du roulement. Sous l'effet du frottement sec, une usure de la surface se produit aboutissant à un arrachement de la matière et à l'écaillage du roulement (figure 1.9) [21].

Un sur-graissage ou une lubrification excessive empêchent la rotation libre de la cage alors que les billes sous l'effet d'une forte viscosité existante, glissent au niveau des zones de contact et entraînent ainsi une détérioration de la surface du roulement.



a. dégradation d'un chemin de roulement b. billes éclatées

Figure 1.9 : Dégradation du roulement causée par une mauvaise lubrification

1.3.5 Effet de la corrosion

La corrosion engendre des piqûres de rouille sur l'élément du roulement provoquant la dégradation de ce dernier. Parmi diverses causes de la rouille on peut citer ; une exposition à l'eau, à l'acide, à une lubrification acide ou à d'autres éléments en raison d'un mauvais stockage. La corrosion d'un roulement peut provenir d'une autre cause qui est la condensation. Cette corrosion est engendrée par un refroidissement brutal du roulement à partir de la température de fonctionnement dans de l'air humide. Sous l'effet de la corrosion les fissures évoluent et entraînent la dégradation du roulement (figure 1.10), [12].

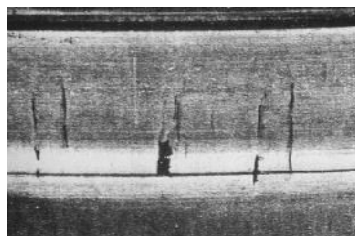


Figure 1.10 : Corrosion d'un chemin de roulement

1.3.6 L'effet du Contaminant

L'huile contaminée par des particules dures entraîne une usure du roulement due aux forces d'adhérence et d'abrasion ou une indentation des particules entre les éléments du roulement et les pistes de roulement [22,23]. La figure 1.11 montre des exemples de défaillances typiques des roulements liées aux contaminants [17].

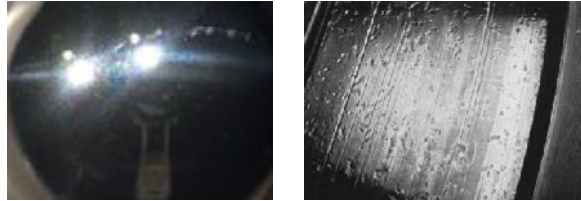


Figure 1.11: Présence de contaminants sur la bille et piste de roulement.

1.3.7 Effet de la présence du courant électrique

La tension électrique est générée lorsque le courant circule sur les roulements ou sur les variateurs de vitesse. Étant donné la bonne conductivité du roulement (la matière est métallique), un courant de fuite qui circule du stator de machine vers le rotor crée un potentiel électrique au sein du roulement. Dans le cas où le potentiel est suffisamment important [24-26], cela va produire une décharge électrique qui va générer l'apparition de micros trous sur la surface du roulement entraînant une détérioration du roulement comme on peut le constater sur la figure 1.12 de [21].



Figure 1.12 : Effet de la circulation du courant électrique sur le chemin de roulement

1.4 Techniques de détection des défauts du roulement

Dans la littérature on dénombre diverses techniques employées dans la détection des défauts du roulement [27]. La nature des signaux détermine le type d'analyses à effectuer ; ces dernières peuvent être classées en analyse de signaux acoustiques, analyse de lubrifiant, analyse de courant électrique, mesure de température et mesure de vibrations [28].

1.4.1 L'analyse acoustique

La surveillance des roulements à billes par l'émission acoustique est utilisée comme outil de surveillance des roulements à billes qui a fait ses preuves par sa capacité à détecter les défauts [29]. Il s'agit d'une impulsion transitoire induite par la libération rapide d'énergie causée par une déformation dans un matériau solide sous contrainte mécanique ou thermique. La détection des fissures constitue la principale application de l'émission acoustique. Son principe d'action est le suivant: les forces appliquées sur la surface des corps, puis le stress qui en découle agissent comme un stimulateur qui provoque la déformation de l'émission acoustique. Le stress agit sur le matériau et produit une déformation plastique locale, qui décompose le matériau bien particulier de la surface du roulement. Cette décomposition produit de l'émission acoustique qui se déplace vers l'extérieur de la source. Ce déplacement se fait à travers le corps jusqu'à atteindre un capteur placé à une distance bien précise. En réponse, le capteur produit un signal électrique qui va être envoyé à des appareils électriques pour être traité ultérieurement. Cette technique peut être exploitée comme outil dans la détection des défauts des roulements et des fissures de l'arbre. Typiquement, la précision de ces méthodes est tributaire des données de pression et de l'intensité sonore [30].

1.4.2 Analyse du lubrifiant

L'analyse du lubrifiant nous renseigne sur l'état des machines et sur l'évolution du lubrifiant. L'utilisation d'une telle technique dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, permet à titre d'exemple de détecter et de surveiller les dysfonctionnements potentiels, tels que : la contamination, le contenu chimique et la viscosité. Elle consiste à prélever un échantillon du lubrifiant (huile ou graisse) et l'analyser pour en déduire l'état de l'équipement.

En effet, l'existence ou la quantité de débris et de particules provenant des pièces d'usure, de l'érosion et de la contamination donnent un aperçu des problèmes qui affectent la performance et la fiabilité des machines tournantes et leurs composants. Ces particules métalliques ainsi que

les contaminants présents dans le lubrifiant sont détectés par des capteurs sensibles [31], permettant ainsi de localiser les défauts, et de planifier une maintenance avant qu'une défaillance critique ne se produise.

1.4.3 Analyse par thermographie infrarouge

Les roulements défectueux produisent une chaleur excessive dans les composants rotatifs [32]. La surveillance de la température d'un palier à roulement ou du lubrifiant constitue le moyen le plus simple pour détecter les défauts dans les machines tournantes. L'analyse par thermographie infrarouge a été suggérée comme une technique pouvant être utilisée dans le diagnostic des défauts de roulements. Contrairement à d'autres, cette technique possède l'avantage d'être non invasive et de pouvoir être utilisée dans une gamme étendue d'analyses, donnant ainsi la possibilité d'ausculter des défauts de surface et de déceler des défauts internes localisés seulement à quelques millimètres de profondeur avec une vitesse d'inspection rapide [33,34]. Le principe qui sous-tend cette méthode s'appuie sur le fait que tous les objets ayant une température qui dépasse le zéro absolu émettent un rayonnement électromagnétique (un rayonnement infrarouge). En termes plus pratiques, la température peut être indirectement déterminée en mesurant l'intensité du rayonnement infrarouge émis. La thermographie infrarouge permet l'acquisition de données thermiques à distance, sans aucune destruction, en temps réel et de façon bidimensionnelle [35]. En utilisant cette technique, comme c'est le cas dans cette thèse, des dommages ou des défauts peuvent être détectés suite à un transfert de chaleur induit par un réchauffement anormal en particulier sur des pièces mécaniques en rotation comme les roulements (figure 1.13). En effet, cette technique a fait ses preuves dans de nombreuses applications comme : la surveillance de machines tournantes, les déformations plastiques, les dommages de fatigue, les mécanismes et le contrôle de soudage.



Figure 1.13 : détection du défaut du roulement par la thermographie infrarouge

1.4.4 Analyse vibratoire

La vibration anormale des machines est la première information sensorielle annonçant une défaillance des composants rotatifs. L'analyse vibratoire est largement utilisée dans diverses industries [36-38]. Le signal de vibration est généré par l'interaction entre le défaut du roulement et son élément d'accouplement en présence du choc. Par conséquent, une analyse vibratoire peut être utilisée pour diagnostiquer tous les défauts localisés dans le roulement [39,40]. Le recours à cette technique se justifie par la facilité de la mesure et de l'analyse. Cette analyse du signal basée sur les vibrations peut s'effectuer dans le domaine temporel [41], dans le domaine fréquentiel [42] ou dans le domaine temporel-fréquence [43].

Dans l'analyse du domaine temporel un défaut du roulement peut être découvert en surveillant la variation de certains indices statistiques tels que la valeur du carré moyen de la racine (RMS), le facteur crête ou de Kurtosis. On a de bonnes raisons de penser qu'un roulement est endommagé lorsqu'un indice de surveillance dépasse un certain seuil, cependant, il est habituellement difficile de déterminer des seuils appropriés parce qu'ils peuvent varier d'une application à une autre. Les méthodes relevant du domaine fréquentiel sont les plus couramment employées dans la détection des défauts de roulements. Cette détection se fait à travers l'analyse des informations spectrales [44]. Le principal avantage de l'analyse du domaine fréquentiel par rapport à celle du domaine temporel est qu'il est relativement plus facile d'identifier et d'isoler certaines composantes fréquentielles d'intérêt [45] comme illustré dans la figure 1.14.

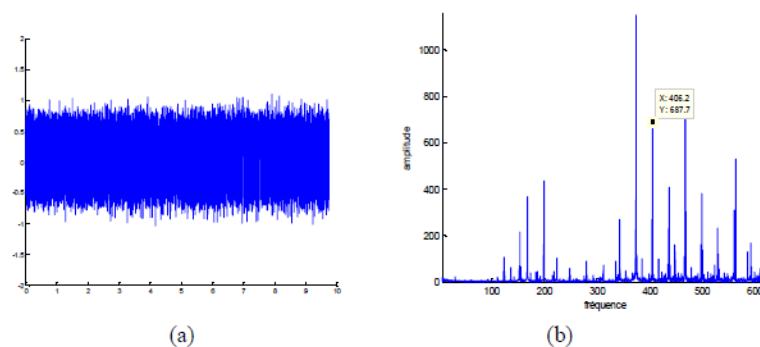


Figure 1.14: Réponses vibratoires, (a) : signal temporel, (b): signal fréquentiel

1.5 Relation entre la vibration et les défauts des roulements

Dans un roulement, la bague intérieure et extérieure ainsi que les billes sont soumises à une charge cyclique, cela est aggravé par le phénomène de fatigue qui engendre l'apparition de défauts sur les surfaces ou en sous couche du matériau. En présence de défauts sur les surfaces des pistes du roulement ou sur la bille, un choc mécanique est produit à chaque fois que le défaut passe par la zone de contact bille/bague. Ces chocs répétitifs provoquent des vibrations qui se traduisent par des spectres périodiques et donc des signaux fréquentiels dont la fréquence est égale à la fréquence caractéristique du défaut. Ils sont données selon le diamètre des éléments roulants (d), le diamètre moyen du roulement (D), du nombre d'éléments roulants (N), de l'angle de contact (φ) et de la fréquence de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure (f_r). Elles sont données par les formules [45] :

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague extérieure :

$$f_{ex} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right] \tag{1.2}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure :

$$f_{bi} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right] \tag{1.3}$$

- Fréquence d'un défaut de cage :

$$f_c = \left(\frac{1}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right] \tag{1.4}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bille :

$$f_{bille} = \left(\frac{D}{d}\right) f_r \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi\right)^2 \right] \tag{1.5}$$

Les incidents causés par des roulements peuvent avoir des répercussions très graves sur le fonctionnement et la sécurité de l'équipement. Un certain nombre d'études, cité précédemment, a été consacré à la détection des défaillances des roulements, et des méthodes ont été développées pour prédire leur cycle de vie. Des températures anormales restent toujours un moyen efficace et fiable pour la détection des défaillances des roulements. Pour cela nous allons étudier et présenter dans la section suivante, le transfert de chaleur ainsi que tous les échanges thermiques et les sources de chaleurs liés aux roulements.

1.6 Etude du transfert thermique dans les roulements

Les machines tournantes sont le lieu de nombreux échanges thermiques et sources de chaleurs. Dans la littérature, une attention particulière a été réservée aux roulements. De par leur fonctionnement, les roulements à billes produisent de la chaleur générée par les frottements entre les divers éléments et cette dernière doit être dissipée dans le système. Mais dans le cas où le taux de production de la chaleur dépasse le taux de dissipation, cela occasionne un gradient de température qui s'installe dans le système. Ceci a pour effet d'augmenter la température, qui peut affecter les propriétés du matériau et du lubrifiant entraînant ainsi une défaillance du roulement. La température à laquelle cela se produit dépend de la qualité du lubrifiant et des matériaux qui composent le roulement. La préservation de la performance des roulements dépend essentiellement d'une bonne connaissance du transfert thermique dans ce système. La littérature s'emploie à étudier deux aspects de la thermique dans les roulements : (i) la conductance entre les différents éléments du roulement, bague intérieure, éléments roulants, bague extérieure, (ii) et les effets thermiques dus notamment au flux généré sur la durée de vie du roulement.

(i) La conductance entre les différents éléments du roulement a pour base le principe du contact thermique roulant. Les aspects fondamentaux du contact thermique roulant ont été établis par Bejan [46]. Les contacts entre éléments roulants - bagues obligent les lignes de flux à converger vers la zone de contact d'où la notion de macro constriction [47]. La constriction statique a été établie par Chow et Yovanovich [48] dont les études ont porté sur les transferts de chaleur pour une géométrie de contacts donnée. Ce type de constriction a été ensuite développé par Lemczyk et Yovanovich [49], qui ont pris en considération le nombre de Biot. Bardou [50] a généralisé cette constriction à un modèle de constriction dynamique qui tient compte de la rotation des éléments les uns sur les autres. Par ce biais Briot [51] détermine la conductance du transfert

thermique (la CTT) qui caractérise la conductivité thermique au sein du roulement. Ce modèle s'appuie sur la théorie de Hertz en statique pour des contacts lisses. Ceci a pour effet de majorer fortement la conductance par rapport à la réalité où le contact est imparfait (effet de constriction micro dynamique et mouvement relatif des éléments en contact). La difficulté à résoudre l'équation de la chaleur provient du fait que la réalité expérimentale est subordonnée à de nombreux paramètres qui dépendent à leur tour de la température également. Dans ce cas, il manque des relations analytiques précises pouvant décrire et prédire le comportement du matériau en fonction de la température et en particulier sous l'influence des contraintes et de la chaleur générée (figure 1.15).

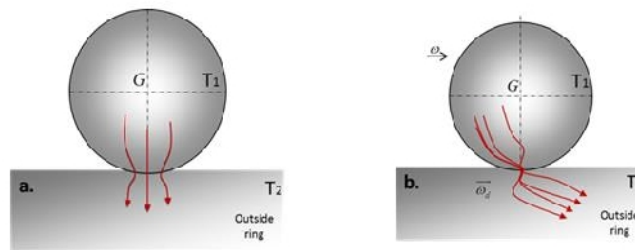


Figure 1.15: (a) schéma de la constriction statique. (b) Schéma de la constriction dynamique.

(ii) L'apport de la chaleur due au fonctionnement normal de la structure fut le sujet de nombreuses études visant l'évaluation des contraintes associées à ce flux de chaleur et permettant ainsi de prédire la fatigue et la durée de vie du roulement. L'étude sur les effets de glissement (effet de frottement) a été réalisée par Jones [52] puis approfondies par Harris [53]. Harris prend en compte la théorie de Hertz pour le calcul des surfaces de contact entre les éléments du roulement et a établi une relation du flux généré par frottement en présence d'un lubrifiant en fonction du nombre de Péclet. Il fait appel ensuite à un modèle nodal pour déterminer la distribution des températures dans le roulement puis dans la structure. Cheng [54] et Liao [55] ont étudié l'échauffement des roulements sous haute vitesses. Plus particulièrement, Liao détermine les angles et surfaces de contacts lorsque le roulement subit un échauffement. Tu et Stein [56-59] ont présenté l'un des premiers modèles mathématiques pour prédire le comportement thermique des roulements en régime permanent et transitoire. Grâce à une analyse thermique exhaustive des roulements ils ont analysé la distribution de la température entre les éléments du roulement, l'arbre et le logement. Pouly et al. [60] ont évalué la perte de puissance attribuée au frottement du roulement et au frottement de glissement entre les billes et la cage. Ils ont pris en considération la traînée des billes et des cages ainsi que les forces hydrodynamiques et ont mis en évidence l'influence du mélange air-huile sur le

comportement thermique des roulements à haute vitesse. Yan et al [61] ont montré que la cage a un impact significatif sur le flux air-huile et la dissipation de chaleur dans la cavité du roulement. Takabi et Khonsari [62] ont développé un modèle théorique pour étudier la température du roulement à billes en tenant compte des paramètres mécanique, thermique et de pré charge.

1.7 Mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement

Pour prévoir les échanges thermiques qui se déroulent dans un système donné, il faut avant tout définir les mécanismes de transfert de chaleur qui s'y opèrent. C'est un transfert qui prend les trois formes suivantes: La conduction, la convection et le rayonnement.

1.7.1 La conduction

La théorie de la conduction thermique a été établie par Joseph Fourier qui a élaboré l'équation du flux de chaleur et qui porte aujourd'hui son nom q (W/m^2). L'équation (1.6) est fonction de la conductance thermique et elle est proportionnelle au gradient de température mais de signe opposé. D'un point de vue physique, la conduction est la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. Elle a lieu dans ou entre les structures métalliques. Dans le roulement, la conduction s'opère dans chacun des éléments qui le composent mais également entre les éléments [63].

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.6)$$

L'expérience a montré que le flux de chaleur se déplace d'une région à haute température vers la région à basse température (figure 1.16). Dans une direction unidimensionnelle, x , appliquée à une barre de longueur L située entre deux points de températures T_1 et T_2 et de section A , le flux de chaleur Q_{ij} du point i vers j est exprimé comme suit :

$$Q_{ij} = \frac{kA}{L}(T_j - T_i) \quad (1.7)$$

Où

k : La conductivité thermique du matériau

A : La section

L : La longueur de la barre

Par analogie à la loi d'Ohm la résistance thermique correspond à cette conduction est exprimée par l'équation suivante :

$$R = \frac{L}{kA} \quad (1.8)$$

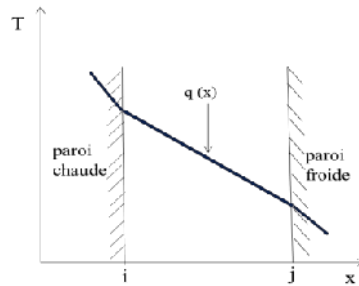


Figure 1.16: Profil de température en conduction à travers une plaque [63].

Pour un cylindre creux comme dans les bagues du roulement à billes, soumis respectivement à un gradient de température T_i et T_j sur les faces internes et externes, John H [63] a obtenu le flux de chaleur donné par l'équation (1.9), voir figure (1.17).

Nous devons noter le cas particulier de la conduction entre les éléments roulants et les bagues du roulement. Ce type de conduction, initié par Briot [51], est nommé CTT (conduction de transfert thermique) ou constriction.

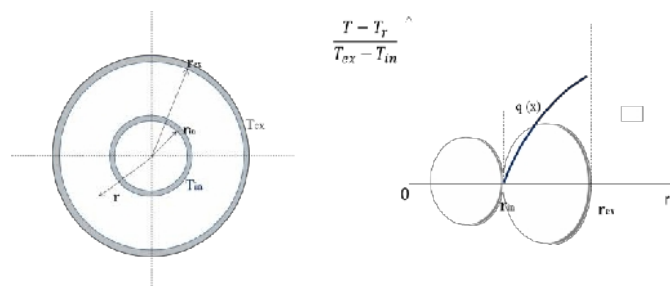


Figure 1. 17: Profil de la chaleur à travers un cylindre [63]

Le flux de chaleur est inversement proportionnel au rayon et traverse toute la section du cylindre selon l'équation suivante :

$$Q = 2\pi r L q = \frac{2\pi k L \Delta T}{\ln(r_{ext}/r_{int})} \quad (1.9)$$

Où

r_{ext} : rayon extérieur du cylindre

r_{int} : rayon intérieur du cylindre

L : longueur du cylindre

La résistance thermique pour un cylindre ou pour les bagues du roulement à billes est donnée comme suit :

$$R = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k L} \quad (1.10)$$

1.7.2 La convection

La convection est un mode de transfert thermique avec au moins un fluide en mouvement. Elle est exprimée par l'équation (I.11) où h_v est le coefficient d'échange thermique. Le roulement est le lieu d'un échange avec l'air ambiant et avec le lubrifiant. Ce fluide engendre un coefficient d'échange thermique au sein du roulement véhiculant la chaleur dans l'espace annulaire. Le coefficient de transfert de chaleur par convection varie selon le type d'écoulement (turbulent ou laminaire), la géométrie du système, les propriétés physiques du fluide, la température moyenne, la position à la surface du corps et le temps. On dénombre deux types d'échanges thermiques l'un par convection naturelle et l'autre par convection forcée :

$$Q_{cv} = h_v A (T_j - T_i) \quad (1.11)$$

Où

A : Surface d'échange.

1.7.2.1 Convection naturelle

Le mouvement du fluide s'effectue à travers des moyens naturels comme la flottabilité. Celle-ci est due à une différence de densité générée par différents écarts de température dans le fluide et qui provoque l'échauffement de l'air ; l'air chaud monte tandis que les particules froides

descendent entraînant un mouvement du fluide par rapport à la plaque solide. Harris [64] a abondamment expliqué dans son œuvre tout ce qui se rapporte à l'échange thermique dans les roulements. Le transfert thermique par convection naturelle depuis la surface extérieure (logement, bague extérieure) est donné par l'équation (I.12).

$$h_v = 2.310^{-5} (T - T_a)^{0.25} \quad (1.12)$$

T_a : Température de l'air ambiant.

Palmgren [65] a proposé pour la surface d'échange dans le roulement à billes la relation :

$$S = \pi D_h \left(W_h + \frac{1}{2} D_h \right) \quad (1.13)$$

Où

D_h : Diamètre de la bague extérieure du roulement

W_h : Largeur de la bague extérieure du roulement

1.7.2.2 Convection forcée

La convection se produit lorsque le mouvement du fluide est artificiellement induit par une source externe telle qu'une pompe ou un ventilateur qui force le fluide à s'écouler sur la surface du solide. Pour la convection forcée le calcul de la résistance thermique se fait après avoir déterminé le nombre de Nusselt moyen. La résistance thermique de convection forcée dépend de la surface d'échange et elle est donnée par l'expression suivante :

$$R_{th} = \frac{1}{h_c A} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{KNu} \right) \quad (1.14)$$

où

K : la conductivité thermique du fluide

A : la surface d'échange

L : une grandeur caractéristique

Nu : le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre sans dimension et il caractérise le transfert de chaleur par convection sur une surface. Il décrit le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Dans le cas où la conduction constitue le principal mode de transfert, le nombre de Nusselt sera alors de l'ordre de l'unité. Il est défini selon la formule suivante :

$$Nu = \frac{h_v L}{k} \quad (1.15)$$

Où

h_v : le coefficient de transfert thermique,

L : une longueur caractéristique,

k : la conductivité thermique.

L'expérience a montré que l'application du nombre de Nusselt à la convection forcée fait apparaître des nombres sans dimension selon la relation suivante [67] :

$$Nu = \sum C . Re^\alpha . Pr^\beta \quad (1.16)$$

Re : Nombre de Reynolds

Pr : nombre de Prandtl

Dans cette équation on peut voir clairement que ce nombre dépend des paramètres sans dimension:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.17)$$

Le nombre de Reynolds (Re) constitue le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension met en relation la densité, la viscosité, la vitesse et la longueur caractéristique d'un écoulement de fluide. Il est défini comme suit [67] :

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (1.18)$$

où:

V : la vitesse du fluide,

L : la longueur caractéristique,

ν : la viscosité cinématique.

Les limites qui définissent la nature d'un écoulement de fluide comme étant un écoulement laminaire ou turbulent sont déterminées par le nombre critique de Reynolds. L'estimation des résistances thermiques de convection nécessite les nombres Grashof, Reynolds et Nusselt.

Le nombre de Prandtl (Pr) indique la relation entre le transport de la force dynamique et le transport de l'énergie thermique à travers une couche limite fluide. Ce nombre dépend uniquement des propriétés du fluide. Il est défini comme le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique [67], il est exprimé par l'équation suivante:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.19)$$

où

ν : viscosité cinématique

α : diffusivité thermique

La rotation de la bague intérieure en contact avec l'atmosphère extérieure provoque un transfert de chaleur par convection forcée avec l'air ambiant. Pour un disque en rotation, Wagner [68] a proposé le nombre de Nusselt moyen comme suit:

$$\begin{aligned} Nu &= 0.4R_e^{1/2} Pr^{1/3} && \text{pour } R_e < 2.510^5 \\ Nu &= 0.0238R_e^{0.8} Pr^{0.6} && \text{pour } R_e > 3.2 \cdot 10^5 \end{aligned} \quad (1.20)$$

1.7.3 Le rayonnement

Le rayonnement correspond au transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques. Celui-ci peut ainsi avoir lieu même dans le vide. L'interception de ce rayonnement par un autre corps donne lieu à un échange radiatif entre les deux surfaces des corps. Dans le cas où cet échange est considéré comme un échange thermique, l'énergie transmise se manifeste alors sous forme de chaleur. Cependant, toutes les radiations électromagnétiques ne possèdent pas suffisamment d'énergie pour occasionner de telles variations de température entre les corps. Le roulement peut être le lieu de ce type de transfert entre ses différents éléments, notamment entre les deux bagues. L'échange thermique dû au rayonnement, compte tenu de l'émission et de la réception, peut être estimé par la linéarisation de la loi de Stefan Boltzmann donnée par relation ci-dessous [51], [69].

$$Q_{ij} = f(\varepsilon_i, \varepsilon_j, A_i, A_j, F_{ij}) \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (1.21)$$

où :

- σ : constante de Stefan Boltzmann
- A : surface d'émission
- ε : émissivité thermique
- F : facteur de forme

Cette relation est non linéaire. En considérant des écarts de températures pas très élevés [69] la relation (21) peut s'écrire sous une forme plus simple :

$$Q_{ij} = A_i h_r (T_j - T_i) \quad (1.22)$$

$$h_r = \varepsilon_i \sigma (T_j^2 + T_i^2) (T_j + T_i) \quad (1.23)$$

La résistance thermique correspondant à ce rayonnement est donnée comme suit:

$$R_{ij} = \frac{1}{A_i \varepsilon_i \sigma (T_j^2 + T_i^2) (T_j + T_i)} \quad (1.24)$$

Cependant, dans la plupart des cas et dans les roulements en particulier, la contribution de ce type de transfert est très faible comparativement à la convection avec le fluide ou la conduction entre les éléments. Les effets thermiques du rayonnement peuvent être donc négligés.

1.8 Modélisation du transfert thermique dans les roulements

Le roulement est l'objet de nombreux transferts thermiques. Il est par conséquent très difficile de calculer de façon analytique la répartition de la chaleur dans le roulement. La modélisation des transferts thermiques se révèle complexe de par le nombre de paramètres à intégrer. Notons que le nombre de ces derniers influe sur la répartition thermique. Parmi ces paramètres on peut citer : la vitesse de rotation, le chargement, la lubrification, les frottements divers (éléments roulants, bagues, cages), la radiosité entre les éléments de la structure étudiée ou une source de chaleur non maîtrisée.

Au vu de ce nombre important de paramètres des modèles complets ne peuvent voir le jour. Il est nécessaire donc d'utiliser un modèle global. L'approche utilisée est la théorie nodale, qui est couramment utilisée pour étudier le comportement thermique des roulements. Elle consiste en la discrétisation du système à l'échelle macroscopique pour réduire le temps de calcul. Parmi les travaux consacrés à ce domaine, on peut citer ceux de Burtow et Staph [70] qui ont proposé une étude prédictive pour calculer le transfert thermique et l'effet de la dilatation thermique sur un roulement à billes à contact oblique lubrifié, à sec, ou légèrement lubrifié. L'objectif est de conjuguer d'une part les effets du transfert thermique par la conduction thermique avec ceux de la dilatation thermique pour modéliser le comportement thermomécanique du roulement. Cette étude a été validée expérimentalement sur des roulements non endommagés mécaniquement pour une vitesse de fonctionnement de 1 000 000 tr/min. Une comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux a fait ressortir une bonne concordance entre les deux résultats.

Coe [71], Kleckner et Dyba [72] ont développé des modèles basés sur la théorie nodale pour étudier le comportement thermique des roulements dans différents régimes de fonctionnement. Ils ont démontré que la température dans le roulement ainsi que la chaleur générée dans le système augmentent avec la quantité de lubrifiant. Cela est dû à la dissipation de chaleur par cisaillement du lubrifiant. Leurs résultats numériques et expérimentaux concordent assez bien.

Parker et Signer [73,74] ont élaboré des programmes pour prédire la génération de la chaleur au sein des composants du roulement à billes (bagues, billes, cage) ainsi que la température de l'huile. Leur but était de vérifier la validité de la méthode du réseau thermique sur la prédiction de la génération de la chaleur. Dans cette étude, trois roulements à billes à contact oblique de différentes dimensions ont été sélectionnés. Les variables retenues pour comparer les données expérimentales et numériques étaient la température du roulement et de l'huile. Ils ont trouvé que le résultat numérique était en bon accord avec les données expérimentales obtenues.

Harris [53] a fait appel à la théorie nodale pour déterminer la température dans un roulement à deux rangées de rouleaux sphériques muni d'un arbre et lubrifié à l'huile. Le roulement a été discrétisé en 10 nœuds de températures. Il a ensuite élaboré un système d'équations de transfert de chaleur en fonction de l'emplacement de ces nœuds de température. Les neuf équations sont non linéaires en raison de la convection et du rayonnement. Ce système d'équations non linéaire est résolu par la méthode de Newton-Raphson, qui donne la température de chaque nœud.

Manin [75] propose une modélisation nodale du roulement constituée de 10 nœuds, 4 volumiques et 6 de liaison, pour calculer la répartition de la température dans le roulement. Deux nœuds servent à illustrer la répartition de la chaleur dans le roulement, partie chargée et non chargée.

Pouly et al. [76,77] ont évalué les pertes de puissance liées au frottement du roulement et au frottement de glissement en tenant compte de la force de traînée entre les billes et la cage ainsi que des forces hydrodynamiques. Un réseau thermique étendu a été mis en place, permettant d'estimer les pertes de puissance et la distribution de la température à l'intérieur et à l'extérieur du roulement. Ils ont souligné l'influence du mélange air-huile sur le comportement thermique des roulements à haute vitesse. Leurs résultats montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux,

Takabi et Khonsari [78] ont introduit un modèle pour l'évaluation des caractéristiques transitoires et stationnaires des roulements à billes qui couvre l'ensemble des composants du roulement. Ils ont utilisé la théorie nodale pour estimer les paramètres critiques tels que les coefficients de convection et les résistances de contact pour une large gamme de roulements à billes lubrifiés au bain d'huile, sous différentes charges radiales et différentes vitesses de rotation. Ce modèle a été expérimentalement validé. Les résultats révèlent que la vitesse de rotation, la viscosité de l'huile et les conditions limites thermiques sont des paramètres critiques à considérer pour prévenir la défaillance thermique des roulements à billes.

Neurouth et al. [79] ont développé deux modèles de roulements à billes lubrifiés à la graisse en utilisant la méthode du réseau thermique pour prédire les pertes de puissance et le transfert

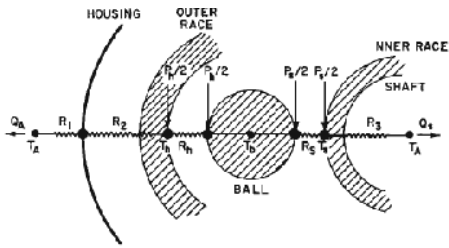
thermique avec le lubrifiant en explorant diverses hypothèses. Ce modèle est capable de prédire les valeurs de températures dans chaque nœud. Leurs résultats numériques font ressortir le rôle mineur de la graisse et du brouillard d'huile sur le transfert thermique dans le roulement. Un troisième modèle thermique basé lui aussi sur la théorie nodale a été proposé. Ce dernier prend en compte les transferts thermiques dans les bagues, les billes et les surfaces de contact, et montre une bonne concordance entre les prédictions et les résultats expérimentaux.

Yan et al. [80] ont présenté une analyse thermique transitoire par la méthode du réseau thermique pour une structure complexe comme le roulement de broche. Ils ont pris en considération les interactions qui existent entre tout ce qui est transfert thermique dans le roulement et la structure. La déformation par dilatation thermique et l'effet de centrifugation ont été bien étudiés. Leur analyse transitoire a été obtenue à partir d'un modèle permanent résultant du couplage thermique et de quelques autres paramètres variables dans le temps. Les résultats expérimentaux indiquent que les résultats des températures fournis par ce modèle sont loin d'être satisfaisants, contrairement au modèle transitoire qui est beaucoup plus affiné.

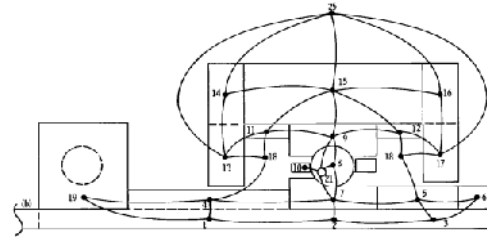
Siyuan et al. [81], ont présenté un modèle de réseau thermique du roulement à rouleaux coniques à double rangée basé sur un modèle rhéologique lubrifié à la graisse. Les températures et les comportements thermiques, les différentes vitesses de rotation, les rapports de graisse de remplissage et les grands rayons d'extrémité des rouleaux ont été bien définis. Leurs résultats montrent que la température dans le roulement augmente avec le taux de graisse de remplissage. Ils révèlent également que pour un taux de graisse de remplissage faible la perte de puissance provient principalement du contact. Si le taux de graisse de remplissage est grand, la force de la traînée visqueuse devient la principale source de génération de chaleur. Il en ressort que le taux de graisse de remplissage doit être pris en considération pour éviter une perte de traînée visqueuse et donc une élévation de la température dans le roulement. En outre, ils indiquent que le rayon de la grande extrémité du rouleau influe sur l'emplacement des contacts, et affecte ainsi la performance thermique du roulement.

La méthode du réseau thermique ou la méthode nodale est ancienne mais son avantage réside dans la rapidité du temps de calcul. Ci-dessous la Figure I.18 présente l'état d'art de cette méthode décrite précédemment. D'autres résolutions par réseau thermique, comme [82-87], ont été utilisées pour étudier le transfert thermique dans les paliers à roulements.

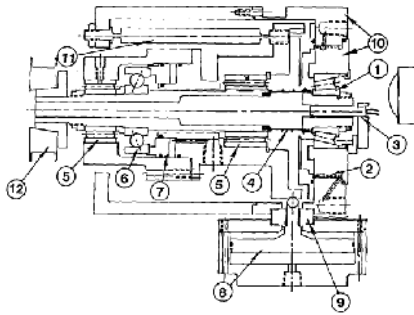
CHAPITRE 1 : Généralités sur les roulements à billes et le transfert thermique



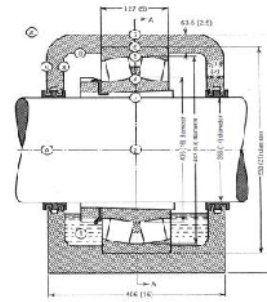
[70]



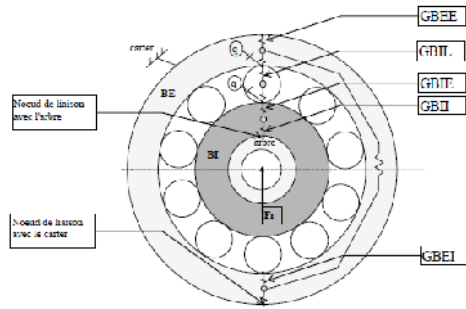
[73]



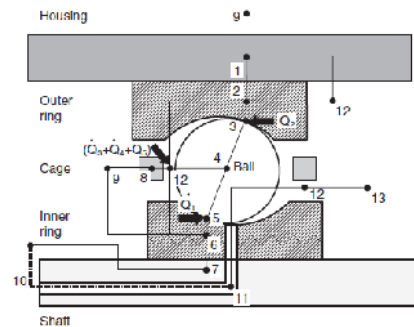
[82]



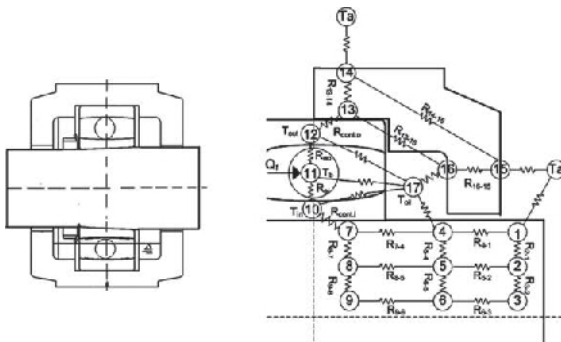
[53]



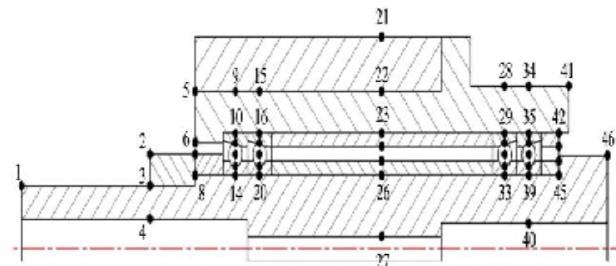
[75]



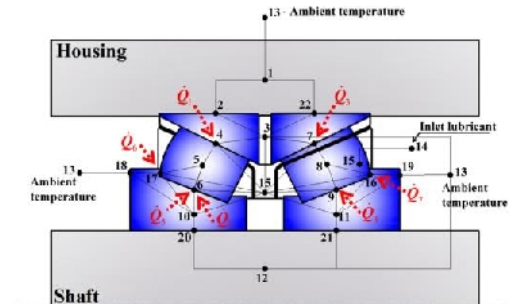
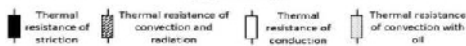
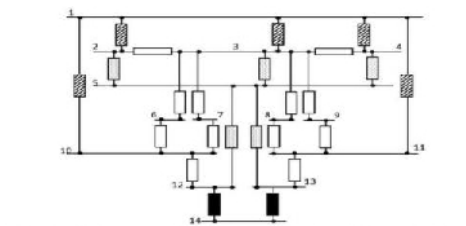
[76]



[78]



[80]



[79]

[81]

Figure 1.18 : Résolution par la méthode du réseau thermique dans les paliers à roulements

1.9 Etude du contact au sein du roulement

L'utilisation des roulements dans les machines tournantes a contraint les constructeurs à concevoir ces roulements de manière à supporter d'importantes charges et pouvant opérer à grande vitesse. La bague extérieure est fixée au carter alors que la bague intérieure est jumelée à l'arbre qui est en rotation, Les éléments roulants transfèrent les efforts qu'exerce l'arbre sur la bague intérieure vers la bague extérieure.

Quand les éléments roulent sur le chemin de roulement dans une direction bien précise et sous chargement, un phénomène de compression de la matière se produit dans la zone de contact.

Hertz [90] a été le pionnier dans la résolution du problème du contact élastique entre les solides. Ces relations sont d'un grand intérêt pour résoudre les problèmes de la mécanique des contacts. Sa théorie est fondée sur l'existence d'une petite surface bien définie résultante du contact de deux solides qui s'accroît à mesure que la charge augmente. Cette théorie n'est valable que sous certaines hypothèses: le matériau est homogène, la déformation est élastique (contact bille/bague de roulement) et la contrainte exercée est perpendiculaire à la surface de contact (charge radiale). D'autre part, la surface de contact est considérée comme étant étroite relativement aux dimensions des solides mis en jeu. Les travaux d'Hertz ont permis aussi d'exprimer la surface de contact, le déplacement relatif et la pression de contact entre deux solides élastiques en fonction de la charge appliquée. En se basant sur la théorie d'Hertz beaucoup de recherches et de contributions ont exploré l'influence des efforts appliqués au contact au sein du roulement. Palmgren [88] et Harris[89] ont proposé une formulation analytique des efforts appliqués dans un roulement chargé en tenant compte du jeu radial. Leur but était d'étudier le comportement mécanique du roulement.

Liao et Lin [55] ont proposé une étude analytique d'un roulement à billes pour calculer le contact interne sous chargement. Ils ont développé une analyse de la variation des angles de contact des billes en fonction de la variation de la position angulaire du roulement. Leur but était de mieux comprendre le comportement thermique qui se produit à la surface de contact du chemin intérieur de roulement tout en mettant l'accent sur l'analyse de la vitesse de glissement dans la zone de contact.

L'effort appliqué sur la zone de contact bille/bague étant inégalement réparti sur le roulement, Stribeck [91] a étudié l'application de l'effort radial sur un roulement à billes avec un jeu nul. Il a introduit la relation qui relie la charge radiale appliquée F_r à l'effort maximal appliqué sur une bille, c'est-à-dire la bille la plus chargée Q_{max} . Cette équation est donnée par :

$$Q_{max} = \frac{\xi F_r}{Z} \tag{1.25}$$

où

F_r : charge radiale

ξ : coefficient de Stribeck

Z : nombre de billes

Pour un jeu radial nul, la valeur moyenne du coefficient de Stribeck est égale à 4.367. Lorsque le jeu radial n'est pas nul, ce dernier modifie le spectre de charge dans le roulement conduisant ainsi à la diminution de la zone de contact et le coefficient de Stribeck est alors égal à 5.

Quand l'effort Q_{max} est appliqué sur le roulement, le contact entre les éléments roulants et les pistes de roulement devient *sévère et dur* conduisant à des déformations plastiques locales sous forme de point de contact pour un roulement à billes. Cette déformation locale importante est concentrée dans la zone de contact. Elle est moins importante à l'extrémité des contacts. Sous l'effet de la contrainte, la déformation induite à la surface de contact est bien formée. Pour un roulement à billes, objet de notre étude, la surface de contact est elliptique (Figure I.19).

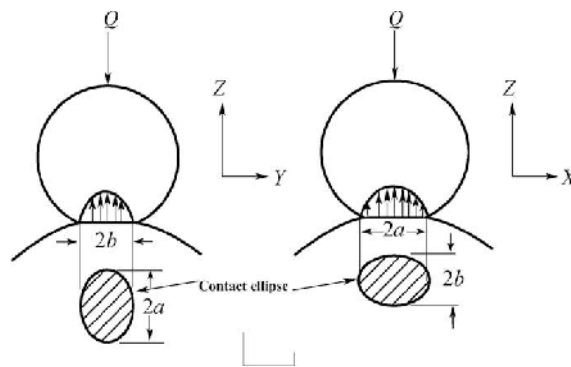


Figure I.19 : Contact ponctuel pour un roulement à billes [64].

Les paramètres du contact elliptique sont donnés d'après la référence [92] :

Rayon de courbure équivalent :

$$R_{eq} = \frac{3}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right)^{-1} \quad (1.26)$$

Module de Young équivalent :

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{1-\nu^2}{E_1} + \frac{1-\nu^2}{E_2} \quad (1.27)$$

Demi-axe de l'ellipse de contact selon ox :

$$a = a^* \left(\frac{\pi \cdot Q_{max} \cdot R_{eq}}{E_{eq}} \right)^{1/3} \quad (1.28)$$

Demi-axe de l'ellipse de contact selon oy :

$$b = b^* \left(\frac{\pi \cdot Q_{max} \cdot R_{eq}}{E_{eq}} \right)^{1/3} \quad (1.29)$$

Rapprochement élastique des solides :

$$\delta = \delta^* \left[\left(\frac{Q_{max}}{E_{eq}} \right)^2 \cdot \frac{\pi^2}{E_{eq}} \right]^{1/3} \quad (1.30)$$

Pression hertzienne maximale :

$$P_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (1.31)$$

E_{eq} est le module d'élasticité effective de la bille et des chemins de roulement.

Le déséquilibre du rotor induit un effort normal F_n agissant directement sur la surface d'appui. Dans la zone de contact entre bille/chemin de roulement, la force de frottement F_t donnée par l'équation (1.32) se produit à la surface de la bille mais à l'opposé du sens de rotation du rotor. Elle est due aux vitesses relatives entre les solides en contact du roulement et le pivotement. Elle est proportionnelle au coefficient de frottement μ_f . Ce dernier établit un lien entre l'effort normal au contact et l'effort tangentiel transmissible d'où on a :

$$F_t = \mu_f F \quad (1.32)$$

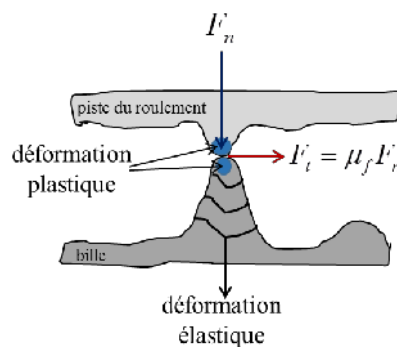


Figure 1.20 : Contact ponctuel dans un roulement à billes d'après [17].

1.9.1 La lubrification

La structure du roulement est un système complexe dans lequel plusieurs éléments roulants comme les billes sont employées pour le transport d'une seule charge. Ces éléments roulants sont à la fois en contact avec la bague intérieure et la bague extérieure. Cependant, même dans les contacts roulants un glissement se produit en raison de l'effet conjugué de la déformation élastique des corps en contact qui aplatit les surfaces et de la cinématique des roulements, entraînant ainsi un frottement et une usure aux endroits où un glissement se produit. Il en découle des contraintes élevées à proximité de la surface, ce qui réduit la durée de vie par fatigue. La lubrification permet d'atténuer ce genre de problèmes.

Il existe deux types de lubrification pour les roulements, lubrification à l'huile et à la graisse.

1.9.1.1 Lubrification à l'huile

Plusieurs auteurs ont étudié la lubrification dans les roulements. Barus [92] propose une équation qui relie la viscosité du lubrifiant à la pression dans la zone de contact. Petrusевич [93] a calculé numériquement la distribution de pression dans un contact élasto hydrodynamique. L'estimation de l'épaisseur du film dans le roulement est importante car la couche d'huile joue un rôle important dans la durée de vie des roulements, dans l'usure par fatigue et sur le frottement des roulements.

Douson et Higginson [94, 95] ont étudié l'épaisseur du film dans la zone de contact et à l'entrée du contact. Hamrock et Dowson [96] ont calculé numériquement l'épaisseur du film dans un contact ponctuel puis ils ont développé une équation polynomiale pour calculer l'épaisseur du film central et l'épaisseur minimale respectivement au centre et en sortie de la zone de contact. Ils ont montré que l'épaisseur du film d'huile entre les billes et les chemins de roulement dépend de la vitesse des billes, des matériaux constituant les billes, du chemin de roulement, du chargement et de l'ellipticité de la surface de contact hertzienne.

L'épaisseur du film d'huile à l'entrée du contact étant plus grande que celle de la zone hertzienne, ceci conduit à la création d'une résistance au roulement à l'entrée de ce contact. Par contre, dans la zone de contact, un écrasement et une éjection se produisent autour du contact ponctuel. Plusieurs chercheurs [97-100] ont étudié la force de roulement dans un contact EHD.

1.9.1.2 Lubrification à la graisse

La graisse est définie comme un produit solide à semi-fluide. Les roulements lubrifiés à la graisse sont largement utilisés en raison du peu de frottement qu'ils génèrent, assurant un bon maintien du lubrifiant et une efficacité envers la corrosion. Le problème réside dans l'épaisseur du film qui varie généralement avec le temps, ce qui conduit à une période limitée pendant laquelle la graisse est capable de lubrifier [101].

A hautes températures la graisse peut perdre sa structure et provoquer la dégradation du lubrifiant, conduisant ainsi à l'endommagement des roulements [102]. A basse température les valeurs élevées de la consistance et/ou de la viscosité peuvent conduire à un couple de frottement de démarrage trop élevé. En effet, certains chercheurs [103-104] ont montré que pendant la phase de démarrage, le couple de frottement du roulement est très élevé et diminue pendant la seconde partie de cette phase. Ils expliquent qu'au début du fonctionnement du roulement la majeure partie de la graisse est poussée contre les couvercles et joints de l'ensemble du roulement alors qu'une partie reste à l'intérieur. Un couple est alors produit par le barattage de ce lubrifiant très visqueux et qui diminue une fois que le mouvement global de la graisse est achevé.

Kauzlarich et Greenwood [105] ont publié la première analyse théorique de l'EHL sur la graisse en 1972. Ils ont formulé l'équation de Reynolds avec le modèle de Herschel-Bulkley puis ils ont examiné la validité de ce modèle. Yoo et Kim [106] ont étudié l'effet de la température sur les paramètres rhéologiques de la graisse pour cela, une analyse numérique de la lubrification thermique élasto hydrodynamique de la graisse (TEHL) dans un contact linéaire a été réalisée. Leur étude est basée sur le modèle de Herschel-Bulkley comme modèle rhéologique de la graisse. Ils ont constaté que les effets thermiques sur l'épaisseur minimale du film prennent des proportions remarquables à grande vitesse. En effet, la contrainte d'élasticité du modèle Herschel-Bulkley sur l'épaisseur minimale du film est négligeable, tandis que l'indice d'écoulement et le paramètre de viscosité a des effets significatifs sur le film minimum.

Cann et al [107] ont étudié le mécanisme de la lubrification des graisses sur ce type de roulements à billes (petit roulement R0F de type 6204 avec une cage en acier, et un grand roulement R2F de type 6209 avec cage en polymère). Les deux cas de roulements fonctionnent à la même température, à différentes vitesses de rotation et avec différentes charges appliquées. Ils ont par la suite étendu leur étude à la rhéologie non newtonienne de la graisse, à la chimie de surface et à l'écoulement capillaire.

Scarlett [108] a étudié l'écoulement de graisse dans un roulement à billes sous chargement. Il a remarqué une formation de grumeaux de graisse sous la cage avec une consistance plus importante que la graisse d'origine. Il explique cela par la perte d'huile par cisaillement qui se

produit au cours des 100 premières heures de fonctionnement. Lansdown et Gupta [109] montrent que dans les roulements à billes la totalité de la graisse est impliquée dans le processus de lubrification. Ils montrent également que la graisse adjacente aux chemins de roulement est souvent plus molle avec une teneur en huile plus élevée. Neurouth et al [110] ont élaboré une modélisation thermique d'un roulement lubrifié à la graisse afin d'analyser la chaleur évacuée à travers ses parties solides et par le lubrifiant. Ils ont développé deux modèles ; le premier suppose que la graisse peut se déplacer entre les bagues, ce qui conduit à un autre transfert thermique par convection. Le second suppose que la graisse est collée sur les bagues du roulement et forme ainsi une deuxième bague le long du chemin de roulement. Sachant que ces deux modèles opèrent pour différentes conditions de fonctionnement telles que la vitesse de rotation et la charge appliquée. Leurs résultats montrent des températures similaires pour les deux modèles quels que soient les cas tests. Par ailleurs, ces mêmes résultats révèlent que la graisse n'est pas le seul fluide pouvant impacter l'échange de chaleur par convection. Ils ont proposé, pour le calcul du transfert thermique par convection en présence de graisse dans un roulement à billes, l'équation ci-dessous :

$$\begin{aligned} Nu &= 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} && \text{pour } \begin{cases} 10^3 < Re < 5.10^5 \\ Pr > 0.5 \end{cases} \\ Nu &= 0.028 Re^{4/5} Pr^{1/3} && \text{pour } \begin{cases} 5.10^5 < Re \\ Pr > 0.5 \end{cases} \end{aligned} \quad (1.33)$$

Avec :

$$Re = \frac{V_c \times L}{\nu} \quad (1.34)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.35)$$

où

V_c : vitesse de la cage

L : longueur du chemin de roulement

ν : viscosité cinématique du lubrifiant

α : diffusivité thermique

1.9.2 La température flash

Lors du contact par glissement et/ou roulement la puissance dégagée entre les corps en contact est sous forme de chaleur. Le dégagement de chaleur est un processus continu et quand cela est combiné à un phénomène de striction du flux de chaleur aux pics des aspérités du contact, cela conduit à un échauffement d'un ordre de grandeur très élevé au point de contact appelé température flash. Cette dernière a une grande influence sur les caractéristiques de frottement, d'usure des surfaces de contact, et provoque des changements mécaniques et métallurgiques en plus d'une dégradation de l'épaisseur du film de lubrification.

En 1942 Jaeger [112] fut à l'origine des bases théoriques de l'échauffement d'un solide semi infini soumis à une source rectangulaire de chaleur mobile qui se propage à une vitesse constante. Il a calculé la température maximale et la température moyenne de la surface de la source. Il a ainsi mis en évidence la relation mathématique qui relie la force et la vitesse de la source mobile en fonction du temps. Blok [85, 113, 114] a été le premier à proposer un critère de défaillance basé sur la température flash pour un contact lubrifié. Il a observé que les effets thermiques localisés au contact peuvent avoir un effet néfaste sur le système mécanique. La théorie qu'il avait développée est utilisée à ce jour comme une référence dans le domaine de la mécanique. Tian et Kennedy [115] ont indiqué que l'hypothèse de Block sur l'apport de chaleur à la surface d'un solide semi-infini n'est pas valable dans de nombreuses situations de glissement à sec. Ils ont également montré par modélisation et expérimentalement qu'il y a une augmentation de température supplémentaire due à la température flash sur la surface de contact. Les études de Bairi et al. [116] sur le comportement thermique stationnaire d'un roulement à billes ont abouti à l'élaboration d'une carte thermique du roulement, de température flash et de la température moyenne de la région chauffée. Bowden et Ridler [117] ont introduit pour la première fois la technique thermoélectrique pour mesurer la température flash. Suzuki et Kennedy [118] ont recouru à un photo-multiplieur pour recueillir les photons émis par le point de contact chaud afin de mesurer les températures flash. Vu la complexité du problème comme le déplacement des sources de chaleur non contrôlées et les dimensions de ces dernières par rapport aux solides, peu d'auteurs [119-120] ont apporté des solutions semi-analytiques à l'analyse thermique du roulement. Nous passerons en revue l'analyse entreprise par Block pour estimer la température maximale qui peut être atteinte au niveau de la zone de contact bille/bague, ensuite nous procéderons au calcul de la résistance thermique de striction.

1.9.3 Estimation de la température flash

L'étude de Blok [113] a porté sur l'échauffement d'un solide semi infini soumis à un flux de chaleur linéique de largeur $2a$ et d'une vitesse V constante. Ses hypothèses supposent qu'à une grande vitesse la chaleur est répartie instantanément le long de la surface et pénètre normalement en profondeur dans le solide (Figure 1.21).

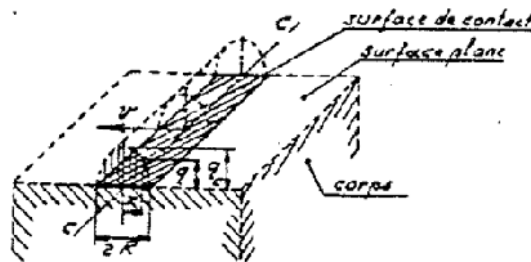


Figure 1.21 : Représentation de la source de chaleur mobile d'après Blok [113]

Les expressions mises au point par Blok sont données ci-dessous [113] :

Si une onde d'énergie $E(\tau)$ est uniformément appliquée à l'instant τ sur un solide semi infini, la température maximale donnée à l'instant t est donnée sous la forme suivante :

$$\Delta T(z,t) = \frac{E(\tau)}{\rho \cdot C_p \sqrt{\pi \alpha (t-\tau)}} \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-\tau)}\right) \tag{1.36}$$

où : ΔT est le maximum de température, z est la profondeur, t est le temps, τ est l'instant de l'impulsion, E est l'énergie surfacique, α est la diffusivité thermique, ρ est la masse volumique et C_p la chaleur spécifique.

Avec

$$E(\tau) = q(\tau) d\tau \tag{1.37}$$

La température maximale due à l'application d'un flux de chaleur $q(\tau)$ à l'instant t_1 à t_2 , est donnée par l'équation suivante :

$$\Delta T(z,t) = \int_{t_1}^{t_2} \frac{2q(\tau)}{\rho.C_p \sqrt{\pi\alpha(t-\tau)}} \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-\tau)}\right) d\tau \quad (1.38)$$

D'où

$$\Delta T(z,t) = \left[\frac{q}{k} \left(\sqrt{\frac{4\alpha(t-\tau)}{\pi}} \right) \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-\tau)}\right) + z \cdot \text{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}}\right) \right] \quad (1.39)$$

En considérant qu'à la surface ($z=0$) et à l'instant $t_1=0$ et $t_2=t$ l'échauffement est maximal, donc le maximum de température sera donné par la relation :

$$\Delta T(z=0,t) = \frac{q}{k} \left(\sqrt{\frac{4\alpha t}{\pi}} \right) \quad (1.40)$$

Blok a considéré une source de chaleur rectangulaire de dimension $2a$ dans la direction du mouvement et $2b$ dans le sens perpendiculaire, le flux de chaleur surfacique moyen est :

$$q = \frac{Q}{4ab} \quad (1.41)$$

La source de chaleur se déplace à une vitesse constante, donc le mouvement est uniforme et on peut écrire que :

$$2a = Vt \quad (1.42)$$

D'où

$$t = \frac{2a}{V} \quad (1.43)$$

En remplaçant l'équation (1.43) dans l'équation (1.40) on obtient :

$$\Delta T_{max} = \frac{Q}{4.a.b.k} \left(\sqrt{\frac{4\alpha}{\pi}} \frac{2a}{V} \right) \quad (1.44)$$

Où

$$\Delta T_{max} = \frac{Q}{\sqrt{2}} \frac{\sqrt{\alpha}}{k} \frac{1}{\sqrt{\pi.b.\sqrt{a}\sqrt{V}}} \quad (1.45)$$

Ainsi la résistance thermique obtenue par Blok [85] est donnée par :

$$R_{th,max} = \frac{1}{\sqrt{\pi.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}}} \quad (1.46)$$

Avec

$$\chi = \sqrt{k.\rho.C_p} \quad (1.47)$$

La température moyenne du contact peut s'écrire sous cette forme suivante :

$$\Delta T_m = \frac{V}{2a} \int_0^{\frac{2a}{V}} [\Delta T(z=0,t)] dt \quad (1.48)$$

La résistance thermique moyenne correspondante à cette température est égale à :

$$R_{th} = \frac{0.69}{\sqrt{\pi.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}}} \quad (1.49)$$

Muzyscha et Yvanovich [121] ont apporté des solutions aux sources de chaleur stationnaires et mobiles dans un solide semi infini pour différentes formes de contacts rectangulaires et elliptiques. Ils ont élaboré un modèle pour prédire la température moyenne et maximale de la température flash dans un contact avec glissement réel. Ils ont développé puis calculé les résistances thermiques totales des sources de chaleur en mouvement, en variant la forme du contact et le flux thermique (uniforme et parabolique).

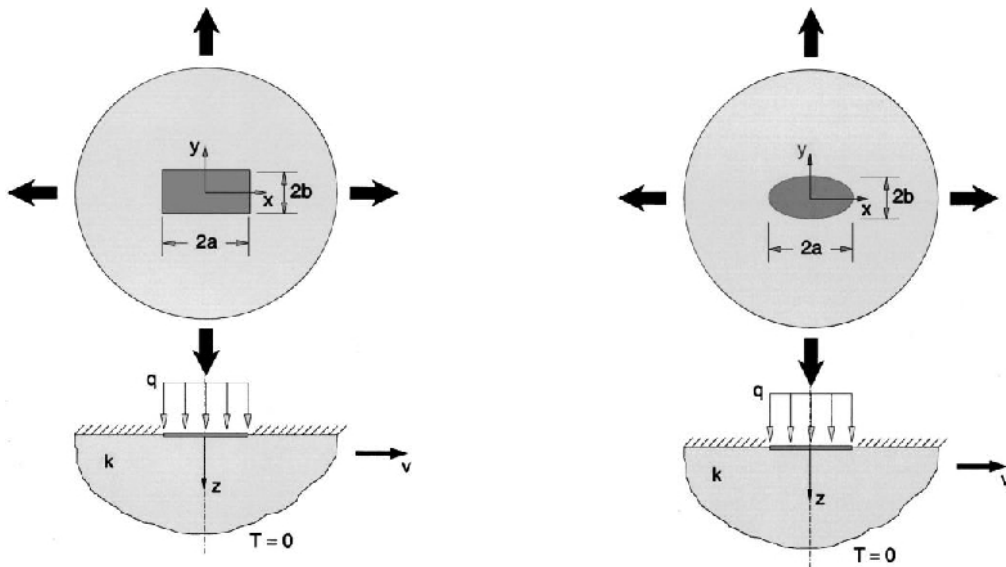


Figure 1.22 : Représentation de la source de chaleur d'après Muzyscha et Yvanovich [121],

Les expressions mises au point par Muzyscha pour calculer les résistances thermiques de température maximum et moyenne, de la température flash sont données ci-dessous :

$$R_{th,max} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi^{3/2}} \left(\frac{a}{b} \right) \frac{1}{k.a.Pe} = \frac{1.41}{2.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (1.50)$$

Pour différentes valeurs du nombre de Peclet, la résistance de constriction est donnée comme suit :

Pour $Pe = \frac{a.V}{\alpha} > 10$ $R_{stric} = \frac{0.918}{2.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}}$ (1.51)

Pour $Pe < 1$ $R_{stat} = \frac{0.27}{\lambda.a}$ (1.52)

Pour $1 < Pe < 10$ $\frac{1}{R_{th}^2} = \frac{1}{R_{stric}^2} + \frac{1}{R_{stat}^2}$ (1.53)

1.10 Couplage thermomécanique et résolution du système

L'échauffement du système mécanique en fonctionnement tel que le palier à roulements affecte les propriétés du lubrifiant et les propriétés mécaniques du système. A un moment donné un équilibre thermomécanique s'installe entre la température distribuée au sein du système et les différentes chaleurs dissipées.

Pour connaître les éléments du réseau thermique tels que les résistances thermiques et les sources de chaleur, il est nécessaire de calculer certains paramètres. Ces paramètres sont importants pour la modélisation nodale.

Certaines propriétés thermomécaniques des matériaux contribuent largement dans les équations de transfert de chaleur comme : densité, chaleur spécifique, conductivité thermique, diffusivité thermique, masse volumique, le coefficient de dilatation thermique, viscosité dynamique et cinématique, nombres Prandtl, Grashof, nombre de Reynolds et émissivité. Parmi ces paramètres certains sont spécifiquement dépendants de chaque nœud alors que d'autres sont subordonnés aux interactions avec le lubrifiant.

1.10.1 Résolution du Système

Après avoir conçu le réseau thermique, il faut trouver la façon dont les nœuds inter-agissent. De nombreux auteurs [53], [60], [122] ont appliqué cette méthode à l'étude de l'échauffement dans un roulement.

Si chaque élément est considéré comme un système, le premier principe de la thermodynamique qui y est associé prend la forme suivante selon [63]:

$$Q = W + \frac{du}{dt} \quad (1.54)$$

Où Q représente le taux de transfert thermique exprimé en Watt, considéré comme positif lorsqu'il entre dans le système. W est le taux de transfert de travail exprimé en (J/s) et u est la variation interne d'énergie en (J/s) avec le temps, t .

1.10.2 Application au réseau thermique

Le premier principe de la thermodynamique est valable pour un réseau thermique quand chaque élément de ce dernier est considéré comme un système dont son interaction avec son environnement est bien définie. Dans le cas où le taux de transfert du travail est remplacé par la chaleur transférée du système aux autres éléments et le taux d'énergie thermique interne est remplacé par le taux de chaleur que le système absorbe (inertie thermique), l'équation (1.54) conduit à l'expression suivante extraite des travaux de Changenet et al. [123].

$$Q_i = \sum_{j, j \neq i}^n \frac{(T_i - T_j)}{R_{ij}} + m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} \quad (1.55)$$

L'équation (1.55) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q_i = \sum_{j, j \neq i}^n S_{ij} T_j + m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} \quad (1.56)$$

Avec :

$$\text{si } i = j \quad S_{ii} = \sum_k \frac{1}{R_{ik}} \quad (1.57)$$

$$\text{si } i \neq j \quad S_{ij} = -\sum_k \frac{1}{R_{ij}} \quad (1.58)$$

L'équation (1.56) est la base utilisée pour résoudre le problème étudié. Elle a été appliquée à chaque nœud du réseau thermique i , alors que j représente chaque nœud connecté à i .

1.11 Conclusion

Les machines tournantes qui sont largement utilisées dans l'industrie sont affectées par des défaillances qui dans la majorité des cas sont liées aux systèmes de transmission mécanique comme le roulement. Ce dernier est l'un des composants les plus critiques de ces machines.

Les vibrations liées à ce composant endommagé peuvent propager la défaillance aux composants qui leur sont reliés. En effet, de par leur fonctionnement, les roulements produisent de la chaleur due aux frottements entre les différents éléments se traduisant par une fatigue qui entraînera par la suite un arrachement de matière sur les bagues ou sur les éléments roulants, donnant naissance à un écaillage. Ces défauts du roulement impactent le comportement thermique des roulements à billes.

La connaissance des mécanismes de transfert thermique au sein du roulement est importante pour prévoir les échanges thermiques au sein de notre système. Le roulement est le siège des trois modes de transfert de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le roulement est le lieu de nombreux transferts thermiques il n'est donc pas facile de calculer analytiquement la distribution de chaleur dans le roulement. La modélisation thermomécanique permet de prédire la température des composants du roulement dans une bonne plage de fonctionnement tel que la vitesse, la charge, le défaut, et le graissage. L'approche utilisée dans notre cas est la théorie nodale. Elle consiste à discrétiser le système à échelle macroscopique pour gagner en temps de calcul.

Les roulements à billes sont conçus pour supporter de grandes charges et pouvoir fonctionner à grande vitesse. Les efforts appliqués par l'arbre sur la bague intérieure sont transmis par les éléments roulants vers la bague extérieure. Sous chargement, quand les billes sont en mouvement, la zone de contact se voit soumise à un phénomène de compression. L'effort exercé sur la zone bille/ bague n'est pas réparti d'une manière égale, ce qui entraîne des déformations plastiques locales concentrées dans la zone de contact et à des déformations élastiques moins importantes à l'extrémité du contact. Ces déformations aplatissent les surfaces alors que la cinématique des roulements conduit à un glissement dans un contact roulant. Il en résulte ainsi

des contraintes élevées à proximité de la surface, ce qui réduit la durée de vie en fatigue du roulement.

Les roulements lubrifiés à la graisse sont largement utilisés en raison du peu de frottement qu'ils génèrent, assurant un bon maintien du lubrifiant et une efficacité envers la corrosion. Malheureusement, l'épaisseur de ce film varie généralement avec le temps et avec la température. En effet, à hautes températures, la graisse peut perdre sa structure et provoquer la dégradation du lubrifiant. A basse température, les valeurs élevées de consistance et/ou de la viscosité peuvent conduire à un couple de frottement de démarrage trop élevé. Cela conduit à la dissipation de la chaleur, synonyme d'un échauffement local du contact dû au phénomène de constriction du flux de chaleur. Au point de contact, la température est maximale et celle-ci est appelée température flash. On peut estimer cet échauffement en utilisant la théorie de Blok qui est basée sur l'analyse d'un milieu semi-infini sur lequel se déplace une source de chaleur mobile.

2.1 Introduction

Le roulement à billes est le siège d'échanges thermiques particulièrement quand il est sous une charge et en mouvement. En effet, la production de la chaleur due aux frottements entre les différents éléments du roulement en fonctionnement, constitue un facteur de contrainte dans l'utilisation de ces systèmes.

Prédire analytiquement le comportement thermique d'un tel système et l'associer aux propriétés mécaniques des éléments se trouvant dans les roulements est une tâche difficilement réalisable. Dans ces conditions, faute d'un modèle analytique, nous allons développer un modèle pour un roulement avec un arbre fonctionnant en régime permanent en utilisant la méthode nodale, pour prédire la génération de la chaleur et l'augmentation de la température dans un roulement à billes fonctionnant à une vitesse modérée.

On retrouve dans la bibliographie présentée dans le chapitre 1 un certain nombre de travaux présentant des modèles de transfert thermique dans les roulements cependant aucun de ces modèles, à notre connaissance, ne prend en compte le cas d'un flux de chaleur supplémentaire dû à la présence d'un défaut. Ainsi, nous allons déterminer le champ de température produit non seulement par l'échauffement du roulement par friction, mais également celui généré par la présence d'un défaut sur le roulement. Le modèle résultant de cette corrélation permettra de rendre compte de la sévérité de l'endommagement via des mesures thermiques.

Ce deuxième chapitre est subdivisé en quatre sections : La première sera consacrée à la modélisation thermomécanique d'un roulement à billes fonctionnant avec une vitesse modérée en utilisant la méthode nodale. Puis dans la deuxième section nous calculerons les résistances thermiques reliant chaque nœud. Dans la troisième section nous allons étudier la génération de la chaleur au sein du roulement par friction et par la présence d'un défaut. Dans cette modélisation nous allons présenter par la suite les formules analytiques qui établissent une relation entre le flux de chaleur généré et la taille des défauts et aussi leurs fréquences caractéristiques. Finalement, dans la quatrième section on présentera la résolution thermomécanique du modèle thermique de roulement avec et sans défaut.

2.2 Présentation du réseau thermique

Un réseau thermique pour un roulement à billes chargé radialement est constitué des résistances de conduction et de convection reliant les points nodaux, que nous allons présenter ci-dessous. Bien que l'objectif au départ était de déterminer la résistance thermique du roulement entre les bagues intérieure, extérieure et l'élément roulant; un modèle complet comprenant la discrétisation de l'arbre et le carter va être proposé pour étudier les différents échanges thermiques au sein du roulement et avec son environnement.

La bague intérieure en mouvement est liée à l'arbre par une résistance de conduction radiale, la bague extérieure étant fixe ; elle est reliée au carter par une résistance de conduction radiale. Les principaux mécanismes de refroidissement sont la convection avec l'air ambiant : elle est forcée avec la bague intérieure en mouvement et elle est naturelle avec la bague extérieure. Les conditions aux limites attribuées à ce réseau thermique seront aussi définies.

Dans le cas où le roulement est sous chargement et fonctionnant à des vitesses bien déterminées, les résistances de contact billes/bagues, appelées résistances de constriction, sont importantes comme nous le détaillerons par la suite.

2.2.1 Discrétisation nodale du roulement

Dans cette étude, nous présentons un modèle de transfert thermique pour simuler, en régime permanent, la distribution de température dans les roulements à billes, avec et sans défaut, opérant à une vitesse modérée. Le système est esquissé dans la figure 2.1. Il se divise en éléments isothermes appelés nœuds, interconnectés par des résistances thermiques. Ces résistances dépendent généralement de mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement qui s'effectuent soit par conduction, convection libre, convection forcée ou rayonnement. Cependant, la contribution du transfert de chaleur par rayonnement est très faible par rapport à la convection des fluides et la conduction entre les éléments. Tel qu'illustré dans la figure 2.1. Le système modélisé est constitué d'un carter, d'une bague intérieure, d'une bague extérieure, de billes, d'une cage et d'un arbre. Un faible rapport de graisse est utilisé comme lubrifiant et le système est entouré d'air.

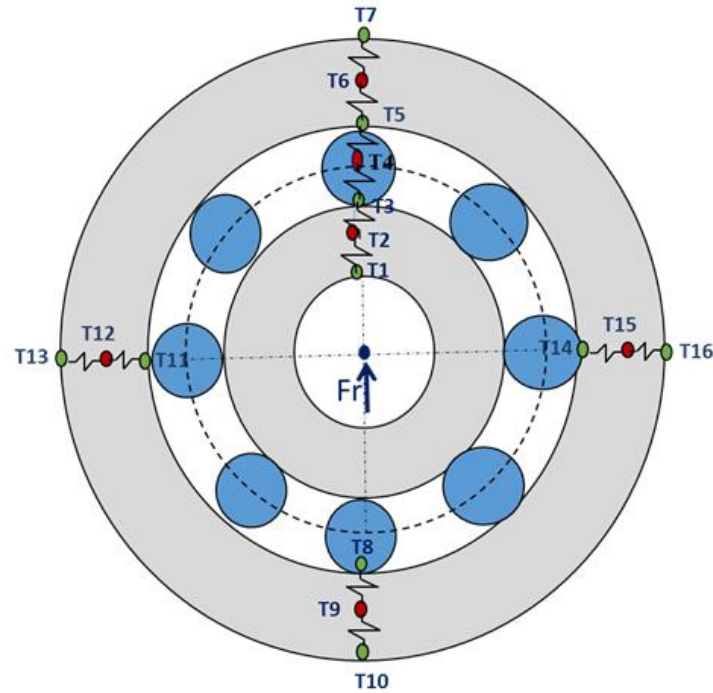


Figure 2.1: Répartition des nœuds dans le roulement à billes.

La composante radiale de la chaleur de l'arbre ne peut pas être déterminée a priori, nous avons placé trois nœuds volumétriques sur l'arbre représentant la discrétisation nodale de l'arbre, qui sera détaillée dans la suite de ce chapitre.

Le Tableau 2.1 décrit les positions des nœuds et leurs affectations dans le réseau thermique du roulement.

Nœud	Description
T1	Interface arbre
T2	Bague intérieure
T3	Contact bague intérieure / bille
T4	Billes
T5	Contact Bague extérieure / billes (défaut)

T6	Bague extérieure (partie chargée)
T7	Interface carter (contact bague extérieure/carter)
T8	Contact Bague extérieure / billes (sans défaut)
T9	Bague extérieure (partie non chargée)
T10	Interface carter (partie non chargée)
T11	Contact Bague extérieure / billes (sans défaut)
T12	Bague extérieure
T13	Interface carter
T14	Contact Bague extérieure / billes (sans défaut)
T15	Bague extérieure
T16	Interface carter
T17	Graisse
T18	A l'extrémité libre de l'arbre
T19	Au milieu de l'arbre
T20	Extrémité de l'arbre
T21	Air ambiant

Tableau 2.1: Description des nœuds.

2. 3 Détermination des résistances thermiques

Le calcul des résistances thermiques et les pertes de puissance ont fait l'objet d'un large débat au sein de la communauté scientifique [122], [124]. Par ailleurs, les expressions retenues dans cette section ont été choisies pour leur bonne adéquation avec le modèle proposé.

Comme il a été expliqué dans la section 2.2.1, chaque résistance thermique dépend du mode de transfert thermique (conduction et convection).

On représente la résistance thermique entre les nœuds T_i et T_j par la notation suivante :

$$R_{th}(T_i, T_j).$$

Ces dernières seront déterminées et présentées dans les sections suivantes.

Comme hypothèse nous admettons que :

- La majeure partie de la production de chaleur par frottement à l'intérieur du roulement est supposée être absorbée dans les billes.
- La contribution du transfert thermique par rayonnement est très faible face à la convection avec le lubrifiant et la conduction entre les différents éléments.
- La cage autour des billes est à la température de masse de la bille et elle ne sera pas prise en compte dans ce cas.

2.3.1 Résistance de conduction

Les résistances thermiques de conduction reliant les éléments du réseau thermique sont d'abord situées au niveau de l'interface entre l'arbre et la bague intérieure, à la frontière entre le carter et la bague extérieure et dans l'élément constituant la conduction radiale dans la bague intérieure, la conduction radiale dans la bague extérieure et la conduction dans l'arbre.

Les bagues extérieure et intérieure sont considérées comme deux cylindres et la résistance thermique de conduction est donnée selon [63]:

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi KL} \ln \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}} \right) \quad (2.1)$$

Avec :

$$d_{ext} = \frac{r_{ext}}{2}$$

$$d_{int} = \frac{r_{int}}{2}$$

Où :

K : conductivité thermique du matériau

L : longueur caractéristique

d_{ext} : diamètre extérieur du cylindre

d_{int} : diamètre intérieur du cylindre

r_{ext} : rayon extérieur du cylindre

r_{int} : rayon intérieur du cylindre

L'arbre est considéré comme une barre de longueur L et la résistance thermique est donnée par la relation suivante [63]:

$$R = \frac{L}{kA} \quad (2.2)$$

Où:

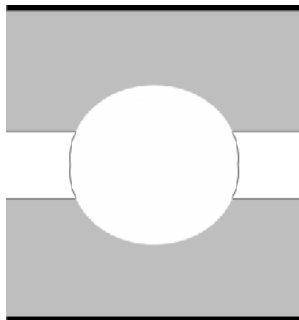
k : La conductivité thermique du matériau

A : La section

L : La longueur de la barre

Comme hypothèse, on considère ici que les températures du carter et de l'arbre sont fixes et elles sont à la même température que le milieu environnant (imposées).

2.3.1.1 Contacts bague extérieure/carter et bague intérieure/arbre



le contact entre la surface du carter (ligne noire) et la bague extérieure est représenté par le nœud $T7$ alors qu'entre la surface de la bague intérieure et l'arbre, il est représenté par le nœud $T1$. Les températures au niveau de ces nœuds sont des températures ambiantes.

Hypothèse : les températures de $T1$ et $T7$ sont imposées

2.3.1.2 Conduction radiale dans la bague extérieure

La conduction radiale dans la bague extérieure est représentée par des lignes verticales noires, situées entre les nœuds ($T6, T7$). La résistance thermique correspondante est :

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi KL_{be}} \ln \left(\frac{d_{e_{be}}}{d_{i_{be}}} \right) \quad (2.3)$$

Où

$d_{e_{be}}$: diamètre extérieur de la bague extérieure

$d_{i_{be}}$: diamètre intérieure de la bague extérieure

L_{be} : largeur de la bague de la bague extérieure

K : conductivité thermique du matériau de la bague extérieure

d : diamètre de bille

2.3.1.3 Conduction radiale dans la bague intérieure

La conduction radiale dans la bague intérieure est représentée par des lignes verticales en noir, situé entre les nœuds ($T1, T2$).

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi KL_{bi}} \ln \left(\frac{d_{e_{bi}}}{d_{i_{bi}}} \right) \quad (2.4)$$

Où

$d_{e_{bi}}$: diamètre extérieur de la bague intérieure

$d_{i_{bi}}$: diamètre intérieur de la bague intérieure

L_{bi} : largeur de la bague de la bague intérieure

K : conductivité thermique du matériau de la bague intérieure

d : diamètre de bille

2. 3.2 Résistance de constriction aux points de contact billes/bagues

Deux corps en contact où chacun est en mouvement par rapport à l'autre, ont la même température de contact T_c . Basé sur la théorie Blok [7] concernant la température flash, T_c peut être écrite sous cette forme suivante :

$$T_c = T_f + T_b \quad (2.5)$$

Où

T_f : Température flash

T_b : Température de masse

Par conséquent, la température dans chaque élément diminue de T_c à T_b sur une très mince épaisseur proche de la surface. La résistance thermique qui provoque cette chute de température, c'est-à-dire $(T_c - T_b)$, est la résistance thermique de constriction R_{stric} . Cette dernière a été expliquée dans la section I.7.2. En raison du phénomène de constriction, la source de chaleur générée par le frottement est concentrée sur une très faible surface de contact. Dans ce cadre dans le modèle, un nœud est placé à la surface alors qu'un autre se retrouve dans la masse [25] des bagues. Ces nœuds sont reliés par une résistance de constriction détaillée par Muzychka et Yovanovitch [13]. Ces derniers ont démontré que cette résistance dépend du nombre de Péclet et est donnée par la formule suivante :

$$Pe = \frac{a.V}{\alpha} \quad (2.6)$$

Les résistances de constriction, selon les travaux de [79], elles sont données ci-dessous :

$$Pe > 10 \quad R_{stric} = \frac{0.918}{2.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (2.7)$$

$$Pe < 1 \quad R_{stat} = \frac{0.27}{k.a} \quad (2.8)$$

$$1 < Pe < 10$$

$$\frac{1}{R_{th}^2} = \frac{1}{R_{stric}^2} + \frac{1}{R_{stat}^2} \quad (2.9)$$

Où

a : demi-ellipse de contact dans le sens du roulement

b : demi-ellipse de contact dans le sens perpendiculaire au roulement

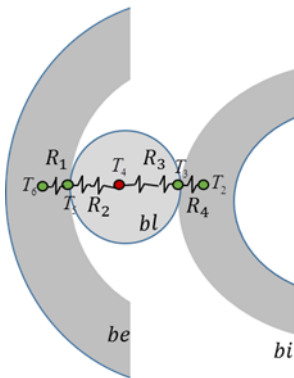
V : vitesse de roulement au contact

χ : effusivité thermique.

D'après les calculs (détaillés dans l'annexe 1), le nombre de Peclet est supérieur à 10 ($Pe > 10$), donc, la conduction au niveau des points de contact billes/bagues est formulée comme suit :

$$R_{stric} = \frac{0.918}{2.b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (2.10)$$

du fait de la symétrie axiale, comme hypothèse on suppose que toutes les billes forment des résistances thermiques en parallèle par rapport au flux de chaleur qui est radial. De ce fait on retrouve le schéma thermique illustré sur la figure ci-dessous :



Les résistances de constriction par rapport au flux de chaleur radial pour un roulement à billes sont données ci-dessous :

$$R_1 = \frac{0.918}{2.b_{be/bl}.\chi.\sqrt{2a_{be/bl}}\sqrt{V_{be/bl}}}$$

$$R_2 = \frac{0.918}{2.b_{bl/be}.\chi.\sqrt{2a_{bl/be}}\sqrt{V_{bl/be}}}$$

$$R_3 = \frac{0.918}{2.b_{bl/bi}.\chi.\sqrt{2a_{bl/bi}}\sqrt{V_{bl/bi}}}$$

$$R_4 = \frac{0.918}{2.b_{bi/bl}.\chi.\sqrt{2a_{bi/bl}}\sqrt{V_{bi/bl}}}$$

Avec

$a_{be/bl}$: demi-grand axe elliptique du contact bague extérieure / bille

$a_{bl/be}$: demi-grand axe elliptique du contact bille /bague extérieure

- $a_{bi/bl}$: demi-grand axe elliptique du contact bague intérieure / bille
- $a_{bl/bi}$: demi-grand axe elliptique du contact bille /bague intérieure
- $b_{be/bl}$: demi-petit axe elliptique du contact bague extérieure / bille
- $b_{bl/be}$: demi-petit axe elliptique du contact bille /bague extérieure
- $b_{bi/bl}$: demi-petit axe elliptique du contact bague intérieure / bille
- $b_{bl/bi}$: demi-petit axe elliptique du contact bille /bague intérieure
- $V_{be/bl}$: vitesse de la bague extérieure/ bille
- $V_{bl/be}$: vitesse de la bille /bague extérieure
- $V_{bi/bl}$: vitesse de la bague intérieure/ bille
- $V_{bl/bi}$: vitesse de la bille /bague intérieure
- χ : effusivité thermique

D’après les calculs cinématiques des vitesses au contact billes/bagues (détaillés et calculés dans l’annexe 1) on retrouve que toutes les vitesses du contact sont égales d’où :

$$V_{bl/be} = V_{be/bl} = V_{bl/bi} = V_{bi/bl} = V$$

Les dimensions du contact elliptique bille/bagues (voir le détail présenté dans l’annexe 1) sont présentés comme suit :

$$a_{be/bl} = a_{bl/be} \text{ et } b_{be/bl} = b_{bl/be} \tag{2.11}$$

$$a_{bl/bi} = a_{bi/bl} \text{ et } b_{bl/bi} = b_{bi/bl} \tag{2.12}$$

On obtient après calcul les résistances de constriction les valeurs suivantes:

$$R_2 = R_1 = \frac{0.918}{2.b_{be/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{be/bl}} \sqrt{V}} \tag{2.13}$$

$$R_3 = R_4 = \frac{0.918}{2.b_{bi/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{bi/bl}} \sqrt{V}} \quad (2.14)$$

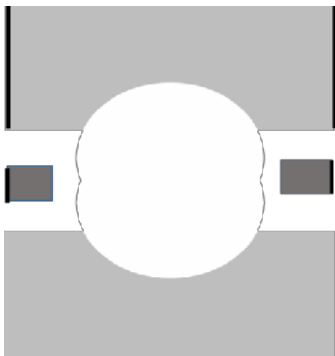
2.3.3 Résistances de convection

Le transfert de chaleur par convection entre le roulement à billes et l'air ambiant ou entre le roulement à billes et le lubrifiant est difficile à quantifier en raison du coefficient d'échange convectif. Pour chaque procédé de convection forcée, la résistance thermique est estimée après avoir déterminé le nombre moyen de Nusselt. L'expression de la résistance thermique de convection est donnée par l'expression suivante:

$$R_{th} = \frac{1}{h_v \cdot s} = \frac{1}{s} \left(\frac{L}{KNu} \right) \quad (2.15)$$

2.3.3.1 Convection naturelle sur les flancs du roulement

Dans des conditions d'air stable, le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la surface du roulement et l'atmosphère a été estimé dans les travaux de Jeng et Huang [125].



Dans notre cas la convection naturelle a lieu entre les nœuds suivants : $\{T_6, T_{21}\}$, $\{T_9, T_{21}\}$, $\{T_{12}, T_{21}\}$ et $\{T_{15}, T_{21}\}$.

Pour le calcul de la surface d'échange, nous avons utilisé la relation de [65], ainsi on retrouve les relations suivantes :

$$h_v = 2.310^{-5} (T - T_a)^{0.25} \quad (2.16)$$

$$s = \pi d_{e_{be}} \left(L_{be} + \frac{1}{2} d_{e_{be}} \right) \quad (2.17)$$

Où

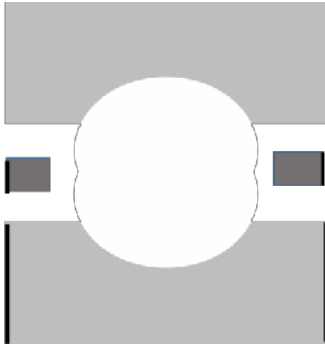
T_a : Température de l'air

$d_{e_{be}}$: Diamètre extérieur de la bague extérieure

L_{be} : Largeur de la bague extérieure

2.3.3.2 Convection forcée sur les flancs du roulement

La rotation de la bague intérieure en contact avec le milieu environnant (l'air) provoque un transfert de chaleur par convection forcée.



Les nœuds concernés par la convection forcée avec l'air sont : $\{T2, T21\}$.

Pour un disque en rotation, Wagner [28] a proposé les formulations suivantes pour le nombre de Nusselt moyen :

$$Nu = 0.4Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad \text{pour} \quad Re < 2.510^5 \quad (2.18)$$

$$Nu = 0.0238Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad \text{pour} \quad Re > 3.2 \cdot 10^5 \quad (2.19)$$

Avec:

$$\text{Nombre de Reynolds :} \quad Re = \frac{\omega(d_{e_{bi}} + d_{i_{bi}})^2}{4v_a}$$

$$\text{Nombre de Prandtl :} \quad Pr = \frac{v_a}{\alpha}$$

$$\text{Surface d'échange :} \quad A = \pi \frac{(d_{e_{bi}}^2 - d_{i_{bi}}^2)}{4}$$

Comme hypothèse on considère que l'atmosphère extérieure est de l'air pur.

avec :

$d_{e_{bi}}$: diamètre extérieur de la bague intérieure

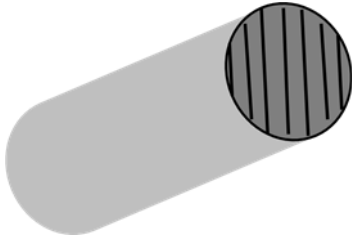
$d_{i_{bi}}$: diamètre intérieur de la bague intérieure

ω : vitesse de rotation de la bague intérieure

ν : viscosité cinématique de l'air

α : Diffusivité thermique

2.3.3.3 Convection forcée sur les faces de l'arbre



La rotation de l'arbre en contact avec l'air ambiant conduit à un transfert thermique par convection forcée. On considère que les deux faces de l'arbre sont connectées à l'air comme des disques en rotation. D'après Wagner [28], le nombre de Nusselt moyen est donné par :

$$Nu = 0.4 Re^{0,5} . Pr^{0,33} \quad \text{pour} \quad Re < 2,5.10^5 \quad (2.20)$$

$$Nu = 0,0238.Re^{0,8} . Pr^{0,6} \quad \text{pour} \quad Re > 3,2 .10^5 \quad (2.21)$$

Avec :

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\omega d_a^2}{4\nu_a}$$

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu_a}{\alpha}$$

Surface d'échange :

$$A = \pi \frac{d_a^2}{4}$$

La surface d'échange :

$$A = \pi d^2$$

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V_c L}{\nu_0}$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu_0}{\alpha}$$

Avec :

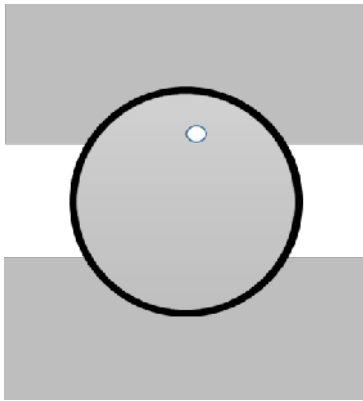
$$V_c = \frac{d_{e_{hi}} \omega}{4}$$

$$L = \pi d_m$$

Où :

- L : longueur du chemin de roulement
- ν_0 : viscosité cinématique de la graisse
- α : diffusivité thermique
- ω : vitesse de rotation de la bague intérieure/arbre
- d_{bi} : diamètre intérieure de la bague intérieure
- d_m : diamètre primitif du roulement
- d_a : diamètre de l'arbre
- ν_a : viscosité cinématique de l'air
- α : diffusivité thermique

2.3.3.4 Convection entre la bille et la graisse



La convection prenant lieu entre la bille et la graisse, sera située sur les nœuds $\{T_4, T_{17}\}$.

Neurouth et al [79] ont donné les expressions du nombre de Nusselt pour calculer le coefficient d'échange thermique par convection à l'aide des formules suivantes :

$$Nu = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{pour} \quad \begin{cases} 10^3 < Re < 5,10^5 \\ Pr > 0,5 \end{cases} \quad (2.22)$$

$$Nu = 0.028 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad \text{pour} \quad \begin{cases} 5,10^5 < Re \\ Pr > 0,5 \end{cases} \quad (2.23)$$

La surface d'échange : $A = \pi.d^2$

Le nombre de Reynolds : $Re = \frac{V_c.L}{\nu_0}$

Le nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\nu_0}{\alpha}$

avec :

$$V_c = \frac{d_{e_{bi}} \cdot \omega_{bi}}{4}$$

$$L = \pi d_m$$

Où :

- V_c vitesse de la cage
- L longueur du chemin de roulement
- ν_0 viscosité cinématique de la graisse
- α diffusivité thermique
- ω vitesse de rotation de la bague intérieure
- $d_{i_{bi}}$ diamètre intérieur de la bague intérieure
- d_m diamètre primitif du roulement

2.4 Formulation des résistances du réseau thermique

➤ *Résistance de conduction dans la bague intérieure*

La conduction radiale [63] ayant lieu dans la bague intérieure du roulement entre les nœuds {T1, T2} et représentée par la résistance thermique suivante :

$$R_{th}(T1, T2) = \frac{1}{2\pi k (L_{bi} / 2)} \ln \left(\frac{d_{e_{bi}}}{d_{i_{bi}}} \right) \quad (2.24)$$

➤ *Constriction au point de contact bague intérieure / bille partie chargée*

Comme expliqué dans le chapitre 1.3, cette résistance de constriction [79] est causée par la déformation des surfaces au point de contact bague/bille et qui est due à la pression d’Hertz. Les nœuds concernés sont {T3, T2} et {T3, T4}. Elle est exprimée par la formule ci-dessous :

$$R_{th}(T3, T2) = R_{th}(T3, T4) = \frac{0,918}{2 \cdot b_{bi/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{bi/bl}} \cdot \sqrt{V}} \quad (2.25)$$

➤ **Constriction entre le point de contact bague extérieure / bille de la partie chargée**

Cette résistance de constriction [79] apparaît, selon la théorie d’Hertz, dans la zone de déformation plastique au contact de bille/bauge extérieure. Elle relie les nœuds {T5, T4}, {T5, T6} et sera exprimée sous la forme suivante :

$$R_{th}(T5,T4) = R_{th}(T5,T6) = \frac{0,918}{2 \cdot b_{be/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{be/bl}} \cdot \sqrt{V}} \quad (2.26)$$

➤ **Conduction dans la bague extérieure partie chargée**

Il y a un transfert de chaleur par conduction radiale [63] qui parcourt la bague extérieure vers l’interface du carter entre les nœuds {T6, T7}. La résistance thermique est donnée comme suit :

$$R_{th}(T6,T7) = \frac{1}{2\pi k (L_{be} / 2)} \ln \left(\frac{d_{e_{be}}}{d_{i_{be}}} \right) \quad (2.27)$$

➤ **Constriction entre le point de contact bague extérieure / bille partie non chargée**

Cette résistance de constriction relie les nœuds {T8, T4} ainsi que {T8, T9}, située au contact bille/bague extérieure de la partie non chargée du roulement. Elle est donnée ci-dessous :

$$R_{th}(T8,T4) = R_{th}(T8,T9) = \frac{0,918}{2 \cdot b_{be/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{be/bl}} \cdot \sqrt{V}} \quad (2.28)$$

➤ **conduction entre la bague extérieure et l’interface**

Cette conduction radiale entre les nœuds {T9, T10} s’effectue dans la bague extérieure de la partie non chargée du roulement, la résistance thermique est formulée comme suit :

$$R_{th}(T9,T10) = \frac{1}{2\pi k (L_{be} / 2)} \ln \left(\frac{d_{e_{be}}}{d_{i_{be}}} \right) \quad (2.29)$$

➤ **Constrictions entre le point de contact bague extérieure / bille**

Les nœuds {T11, T12} et {T14, T15} qui sont symétriques par rapport à l'axe de rotation représentent le point de contact entre la bille et la bague extérieure. Les résistances de constriction reliant ces nœuds sont données ci-dessous :

$$R_{th}(T11,T12) = R_{th}(T14,T15) = \frac{0.918}{2.b_{be/bl} \cdot \chi \cdot \sqrt{2a_{be/bl}} \sqrt{V}} \quad (2.30)$$

➤ **Conduction entre la bague extérieure et l'interface carter qui relie les nœuds**

Vu la symétrie des nœuds {T12, T13} et {T15, T16} par rapport à l'axe de rotation, les résistances des conductions radiales qui relient ces nœuds (contact bague extérieure / carter) sont données comme suit :

$$R_{th}(T12,T13) = R_{th}(T15,T16) = \frac{1}{2\pi k(L_{be}/2)} \ln\left(\frac{d_{e_{be}}}{d_2}\right) \quad (2.31)$$

➤ **Convection entre la bille et le lubrifiant**

Le lubrifiant utilisé ici est de la graisse qui enveloppe la bille et la résistance thermique entre les nœuds {T4, T17}, dépend des propriétés thermo physiques (Re, Pr) ces dernières ont été calculées. Le nombre de Reynolds dépend d'autres caractéristiques de l'interaction fluide-surface, telles que la vitesse de la cage estimé comme suit [79]:

$$Re = \frac{V_c \cdot L}{\nu_0}$$

$$Pr = \frac{\nu_0}{\alpha}$$

Avec :

$$V_c = \frac{d_{e_{bi}} \cdot \omega_{bi}}{4}$$

Sachant que $\nu_0 = 45 \text{ mm}^2 / \text{s}$, $L = 148,36 \text{ mm}$ et le nombre de Prandtl $Pr = 10400$.

Pour les valeurs des vitesses de rotations suivantes le nombre de Reynolds est :

$\omega_{bi} (t / min)$	300	400	500	600	700
$\omega_{bi} (rad/s)$	31,41	41,88	52,35	62,83	73,30
$V_c (m/s)$	0,31	0,42	0,52	0,63	0,74
Re	1022,07	1384,8	17145,51	2077,20	2439,88

Tableau 2.2: valeurs du nombre de Reynolds

Donc $10^3 < Re < 5.10^5$ et $Pr > 0.5$. Selon le paragraphe 2.3.3.4 l'expression de la résistance est exprimée comme suit :

$$R_{th}(T4,T17) = R_{th}(T17,T4) = \frac{2.\pi.R_c}{\pi d^2 k . 0,332 . Re^{1/2} . Pr^{1/3}} \quad (2.32)$$

➤ **Conduction axiale dans la première partie de l'arbre**

La conduction se produit dans la direction axiale de l'arbre de longueur L_a situé entre deux nœuds {T18 - T19}, de section $A = \pi \frac{d^2}{4}$, la résistance thermique d'après [63] est exprimée par l'équation suivante :

$$R_{th}(T18,T19) = \frac{4L_a}{k\pi.d_a^2} \quad (II.33)$$

➤ **Conduction axiale dans la deuxième partie l'arbre**

La conduction se produit dans la direction axiale de l'arbre de longueur L_b situé entre deux nœuds {T19 - T20}, et de section $A = \pi \frac{d^2}{4}$, la résistance thermique est donnée comme suit:

$$R(T19,T20) = \frac{4L_b}{k\pi.d_a^2} \quad (2.34)$$

➤ **Convection naturelle entre la bague extérieure et l'air ambiant**

Le coefficient de transfert thermique par convection entre la surface de la bague extérieure et l'atmosphère a été estimé par Jeng and Huang [125]. La résistance thermique entre les nœuds {T6-T21}, {T9-T21}, {T18-T21} et {T15-T21} est donnée comme suit :

$$R(T6,T21) = R(T9,T21) = R(T12,T21) =$$

$$R(T15,T21) = \frac{1}{2,3 \cdot 10^{-5} \cdot \pi \cdot d_{e_{be}} \left(L_{be} + \frac{1}{2} d_{e_{be}} \right) \cdot (T - T_a)} \quad (2.35)$$

➤ *Convection forcée entre la bague intérieure et l'air*

Cette convection est du type disque en rotation [126], entre les nœuds {T2 -T21}. La résistance thermique dépend du nombre de Nusselt, qui dépend à son tour des caractéristiques physiques comme la vitesse et le diamètre du solide. La résistance thermique entre les nœuds T2 et T21 est donnée comme suit :

$$R(T2,T21) = \frac{4L}{\pi \cdot k \left(d_{e_{bi}}^2 - d_{i_{bi}}^2 \right)^2 \cdot 0,4 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,3}} \quad (2.36)$$

Avec

$$Re = \frac{\omega \left(d_{e_{bi}} + d_{i_{bi}} \right)^2}{4\nu}$$

Sachant que $Pr = 0.71$, $\nu_a = 0,949 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $d_{e_{bi}} = 0,0404\text{m}$ et $d_{i_{bi}} = 0,03\text{m}$, pour des valeurs de la vitesse de rotation on calcule le nombre de Reynolds :

ω (t / min)	300	400	500	600	700
ω (rad/s)	31,41	41,88	52,35	62,83	73,30
Re	4093,32	5457.76	6822,20	8187.95	9552.39

Tableau 2.3 : valeurs du nombre de Reynolds

Pour $Re < 2,510^5$ le nombre de Nusselt est donné ainsi : $Nu = 0,4 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$

Et la surface d'échange $A = \pi \frac{\left(d_{e_{bi}}^2 - d_{i_{bi}}^2 \right)}{4}$.

➤ *Convection forcée entre l'arbre et l'air ambiant*

Les deux faces à l'extrémité de l'arbre sont considérées comme des disques en rotations [126] et les nœuds pris en compte dans cette convection sont {T18-T21} et {T19-T21}.

La contribution du coefficient d'échange thermique est basée sur le nombre de Nusselt moyen. Ce dernier dépend également des nombres de Reynolds et Prandtl.

Avec :

$$Re = \frac{\omega \cdot d_a^2}{4\nu_a}$$

Sachant que $Pr = 0.71$, $\nu_a = 0,949 \cdot 10^{-5} m^2/s$, $d_a = 0.03m$ pour des valeurs de la vitesse de rotation on calcule le nombre de Reynolds :

$\omega_{bi} (t / min)$	300	400	500	600	700
$\omega_{bi} (rad/s)$	31,41	41,88	52,35	62,83	73,30
Re	24823.49	33097.99	41372.49	49654.89	57929.39

Tableau 2.4 : valeurs du nombre de Reynolds

Pour $Re < 2,5 \cdot 10^5$ le nombre de Nusselt est donné par cette formule : $Nu = 0,4 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$

La surface d'échange $A = \frac{\pi d_a^2}{4}$.

La résistance thermique entre les nœuds {T18-T21} est donnée comme suit :

$$R(T18, T21) = \frac{4L_a}{\pi \cdot k \cdot d_a^2 \cdot 0,4 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,3}} \quad (2.37)$$

La résistance thermique entre les nœuds {T18 - T21} est donnée comme suit :

$$R(T19, T21) = \frac{4L_b}{\pi \cdot k \cdot d_a^2 \cdot 0,4 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,3}} \quad (2.38)$$

2.5 Génération de la chaleur

Dans un système en mouvement et particulièrement dans les roulements, les processus thermiques et mécaniques sont interdépendants et toute chaleur générée doit être prise en compte. Dans ce cadre nous allons traiter dans cette partie les effets mécaniques pouvant générer de la chaleur.

Il faut mentionner deux sources importantes dans le système qu'il faut prendre en considération. La première source de chaleur est classique ; elle correspond aux sources de chaleur générées par les effets de friction. La seconde partie, c'est l'apport de chaleur provoqué par un défaut présent sur le roulement ce qui représente notre nouvelle approche.

La première source de chaleur correspond à la chaleur générée par les le frottement entre bague intérieure et bille (Q1) et le frottement entre bague extérieure et bille (Q2). La seconde est due au passage de la bille sur un défaut du roulement (Q3), d'où l'originalité de ce travail.

Pour calculer les pertes de puissance dues aux frottements aux différents points de contact situés entre la bague intérieure/bille et bague extérieure/bille, il est nécessaire d'effectuer des calculs cinématiques, qui permettent d'obtenir la vitesse et les forces à intégrer dans le modèle.

Comme hypothèses on suppose que la graisse est utilisée uniquement pour éviter le frottement sec entre les éléments et donc on suppose que :

- la graisse n'a aucune influence sur la génération de la chaleur par frottement
- le glissement entre les billes et le chemin de roulement est négligeable.

2.5.1 Génération de la chaleur par frottement

La puissance dissipée dans un roulement a été développée par (Harris, 1990). Celui-ci considère que la génération de chaleur dans le système est causée par les phénomènes de frottement et de cisaillement. Pour un roulement à bille avec charge radiale, la chaleur générée par frottement entre billes et bagues est exprimée par le produit de la vitesse par le couple de frottement tel que détaillé par [10] et on peut écrire que :

$$Q_{roul} = 1,047 \times 10^{-4} \omega_{roul} \cdot M_{fr} \quad (2.39)$$

Le couple de frottement comprend le couple dû à la charge appliquée, M_l , le couple de frottement visqueux M_v et le couple dû à la flasque M_f .

Palamgren [30] a proposé une formule pour calculer le couple de frottement visqueux comme suit :

$$M_{fr} = M_l + M_v + M_f \quad (2.40)$$

Où :

$$M_l = f_1 F_\beta d_m \quad (2.41)$$

$$\begin{cases} M_v = 10^{-7} \cdot f_0 (v \cdot \omega_{roul})^{2/3} d_m^3 & \text{pour } v \cdot \omega_{roul} \geq 2000 \\ M_v = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 d_m^3 & \text{pour } v \cdot \omega_{roul} < 2000 \end{cases} \quad (2.42)$$

Dans cette étude

$$M_f = 0$$

2.5.1.1 Couple de frottement dû à la charge appliquée

Le couple dû à la charge appliquée peut être estimé empiriquement selon [10] par la formule suivante :

$$M_l = f_1 \cdot F_\beta \cdot d_m \quad (2.43)$$

Où :

f_1 : facteur dépendant de la conception du roulement et de la charge appliquée

F_β : charge dynamique équivalente

d_m : diamètre primitive

Avec :

$$f_1 = z \left(\frac{F_s}{C_s} \right)^Y \quad (2.44)$$

Où :

F_s : charge statique équivalente

C_s : charge statique de base

γ et z : Sont des nombres donnés par cette référence [10]

Avec $z = 0.0006$ et $Y = 0.55$

La charge statique équivalente est donnée selon [10] par la relation suivante :

$$F_s = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (2.45)$$

Où :

F_a : charge statique de base

X_0 et Y_0 : sont des nombres donnés pour cette référence selon [10]

Sachant que $X_0 = 0.6$ et $Y_0 = 0.5$, pour une valeur de $F_r = 5000N$ et $F_a = 0N$ on obtient

$$F_s = 3000N$$

La charge statique de base selon [10] est donnée comme suit :

$$C_s = \varphi_s . i . Z . D^2 . \cos \varphi \quad (2.46)$$

Où :

φ_s : facteur de charge

i : nombre de rangées

Z : nombre de bille

D : diamètre de la bille

φ : angle de contact

Sachant que $\varphi_s = 14.9N/mm^2$, $i = 1$, $Z = 9$, $D = 9.52mm$ et $\theta = 0$ donc $C_s = 12153,53N$

A partir des deux équations précédentes on trouve la valeur suivante pour $f_1 = 0,0002$.

Pour un roulement à billes Harris [10] a proposé pour la charge dynamique équivalente la relation suivante :

$$F_{\beta} = |3F_a - 0,1F_r| \quad (2.47)$$

Pour une valeur de $F_r = 5000N$ on trouve que $F_{\beta} = 500N$ donc $M_l = 4,6Nmm$

2.5.1.2 Couple de frottement visqueux

Pour un roulement à bille fonctionnant à des vitesses modérées et sous charges appliquées, le couple de frottement visqueux est donné par :

$$\begin{cases} M_v = 10^{-7} \cdot f_0 (v \cdot \omega_{roul})^{2/3} d_m^3 & \text{pour } v \cdot \omega_{roul} \geq 2000 \\ M_v = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 d_m^3 & \text{pour } v \cdot \omega_{roul} < 2000 \end{cases} \quad (2.48)$$

Où :

f_0 : facteur dépendant du type de roulement et du procédé de lubrification

ν : Viscosité cinématique du lubrifiant

ω_{roul} : Vitesse de rotation

d_m : Diamètre primitif

Sachant que : $\nu = 45 \text{ mm}^2/s$, $d_m = 46 \text{ mm}$.

Pour la petite valeur de la vitesse de rotation prise dans ce travail $\omega = 300 \text{ t/m}$, on trouve que le produit : $\nu \cdot \omega_{roul} = 13500$. Comme, dans notre cas, quel que soit la valeur de la vitesse de rotation on a toujours $\nu \cdot \omega_{roul} \geq 2000$ et le couple de frottement visqueux sera donné par l'équation suivante :

$$M_v = 10^{-7} \cdot f_0 (v \cdot \omega_{roul})^{2/3} d_m^3 \quad (2.49)$$

Ainsi $M_v = 3,86 \text{ Nmm}$

Donc, la chaleur générée pour une charge radiale $F_r = 5000N$ et de vitesse de rotation

$\omega = 300 \text{ t/m}$ est égal $Q_{roul} = 2,6W$.

2.5.2 Génération de la chaleur par le défaut

Parmi les travaux [127, 128] consacrés à l'effet de l'augmentation de la chaleur générée sur le comportement en fatigue du roulement, ceux de Böhmer et al [129,130] ont mis en évidence l'impact de l'augmentation de la température due au frottement dans la zone de contact sur les performances des roulements. Takabi et Khonsari [78,131] ont mis au point une simulation dynamique de la rupture thermique des roulements. Ils ont démontré que pour les roulements à rouleaux cylindriques utilisés dans les machines-outils à grande vitesse, la défaillance thermique est due à une précontrainte thermique qui affecte l'épaisseur du film et provoque un grippage dans le roulement.

Dans notre étude, une deuxième famille de sources de chaleur a été prise en compte dans un roulement défectueux. Cette chaleur est imputable aux impacts entre les éléments roulants et la singularité générée sur le chemin de roulement. Ce type de distribution nécessite au préalable une modélisation du défaut.

2.5.2.1 Source de chaleur générée par un défaut dans la bague extérieure

Le défaut a été modélisé par un trou dans la matière de la bague extérieure (Figure 2.2). Cette singularité est la source de l'impact lors du passage des éléments roulants et les impacts répétés qui exercent un cisaillement de la matière entraînant ainsi une déformation plastique sur la piste de la bague extérieure du roulement.

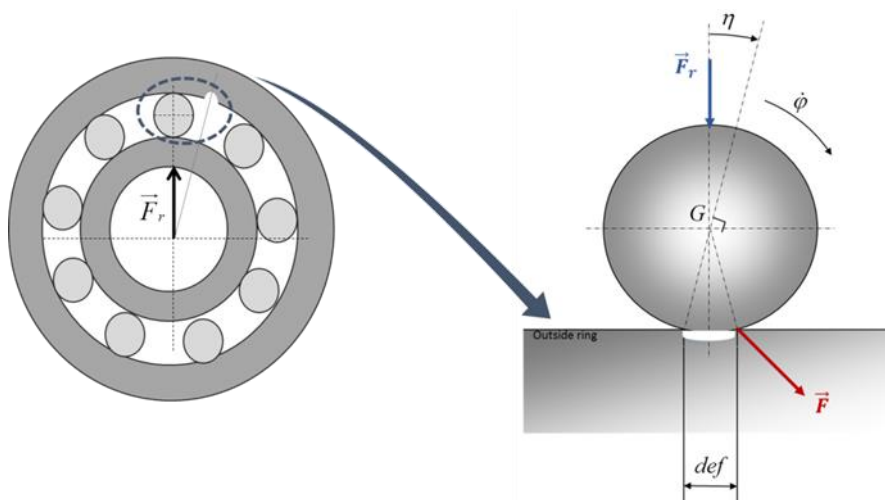


Figure 2.2: Représentation de la région d'impact sur la bague extérieure d'un roulement à billes

La force exercée par un élément roulant sur la singularité peut être exprimée de différentes manières. La forme la plus courante est celle proposée par Tandon et Choudhury [132] qui ont suggéré que la forme du signal d'excitation est la combinaison de trois signaux ayant des formes triangulaires, rectangulaires et semi sinusoidales (figure 2.3).

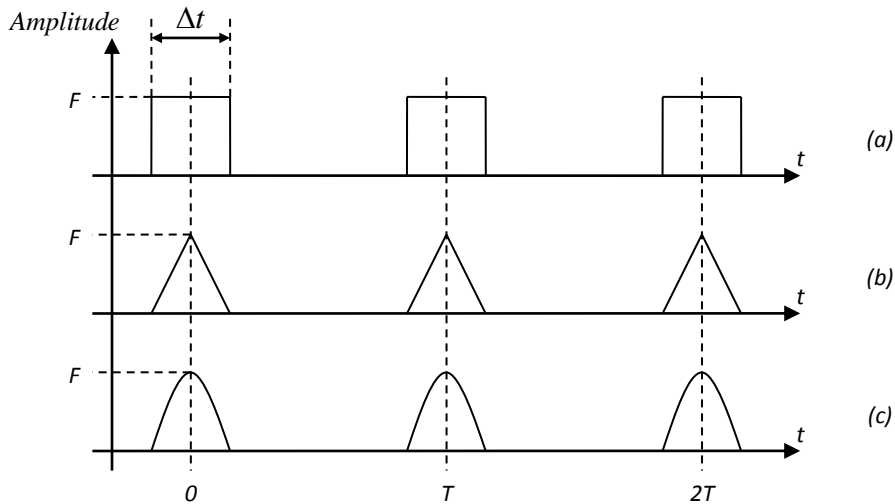


Figure 2.3 : formes des signaux : (a) Rectangulaire, (b) Triangulaire, (c) Semi-sinusoidal [132].

Bogard et al [133] ont montré que les trois formes du signal proposées donnent des résultats similaires. Pour cette raison, nous considérons que la forme du signal est triangulaire (figure. 2.4).

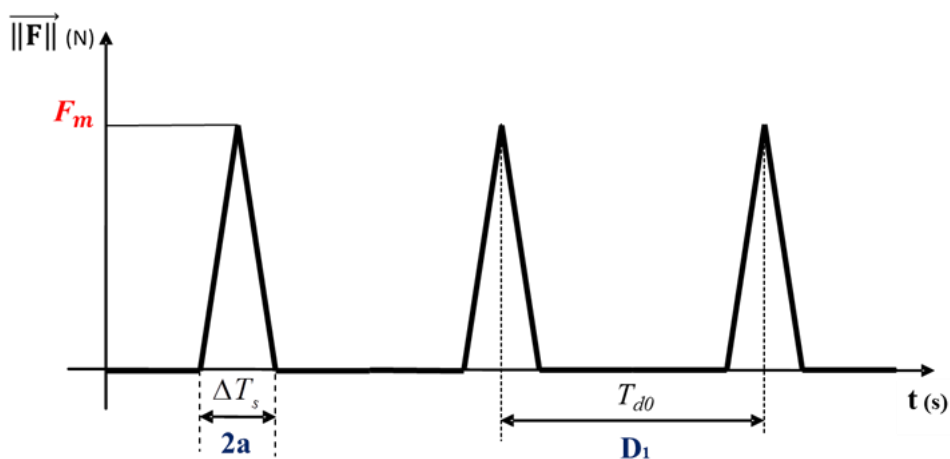


Figure 2.4 : Forme du signal d'excitation.

Dans ce cas, le modèle de défauts repose sur les hypothèses suivantes:

- Lorsqu'une bille passe par la position d'un défaut situé dans la bague extérieure, la force d'excitation exprimée par l'amplitude F_m est exactement égale à la force agissant sur la bille
- La vitesse de rotation du centre de la bille est constante.
- Le défaut est symétrique par rapport au rayon du roulement.
- Le phénomène de glissement est ignoré.
- Le phénomène de rebond dû au choc est ignoré.

Pour le problème statique, la vitesse de rotation du centre de la bille est exprimée comme suit:

$$V_{cb} = \frac{2a}{\Delta T_s} = \frac{D_1}{T_{do}} \quad (2.50)$$

Où :

a : demi-rayon du défaut dans le sens de rotation

ΔT_s : période du choc

D_1 distance entre le centre des deux billes

T_{do} périodicité du passage des éléments roulants sur le défaut de la bague extérieure.

Ainsi la période de choc est donnée comme suit:

$$\Delta T_s = \frac{2.a.T_{do}}{D_1} \quad (2.51)$$

Avec :

$$D_1 = \frac{2.\pi.r_m}{N} \quad (2.52)$$

et

$$r_m = \frac{d_{e_{bi}} + d_{i_{be}}}{4} \quad (2.53)$$

Où :

r_m : rayon moyen

N : nombre de billes

$d_{e_{bi}}$: diamètre extérieur de la bague intérieure

$d_{i_{be}}$: diamètre intérieur de la bague extérieure

En remplaçant l'équation (2.52) dans l'équation (2.51), la période du choc peut s'exprimer comme suit :

$$\Delta T_s = \frac{2.a.T_{do}.N}{2.\pi.r_m} \quad (2.54)$$

Le défaut situé sur la bague extérieure du roulement à billes (figure 2.1) est révélé par sa fréquence caractéristique [45] qui est égale à l'inverse de la période caractéristique qui est donné par la relation suivante :

$$T_{do} = \frac{1}{f_{do}} = \frac{2}{f_r.N \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right]} \quad (2.55)$$

Où :

f_r : la fréquence de rotation de l'arbre

N : nombre de billes

d : diamètre de la bille

D : diamètre moyen du roulement

φ : L'angle de contact

L'équation (2.55) est substituée dans l'équation (2.54) et la période de choc peut donc être formulée comme suit:

$$\Delta T_s = \frac{2.a}{\pi.r_m.f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right]} \quad (2.56)$$

On peut écrire la vitesse de rotation ω sous la forme suivante : $\omega = 2.\pi.f_r$

On remplace dans l'équation (2.56) la fréquence de rotation par la vitesse de rotation, la période de choc peut donc être définie comme suit :

$$\Delta T_s = \frac{4.a}{\omega.r_m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right]} \quad (2.57)$$

Par conséquent, la puissance du choc est exprimée sous la forme suivante:

$$P_s = \frac{2.a.F_m}{\Delta T_s} \quad (2.58)$$

Où:

F_m : est la force d'excitation qui est égale à la force appliquée sur le défaut

A partir des équations (2.57) et (2.58), la puissance du choc est exprimée comme suit:

$$P_s = \frac{1}{2}.F_m.\omega.r_m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right] \quad (2.59)$$

Conformément aux hypothèses précédentes, la force d'excitation externe ou l'amplitude d'impulsion générée chaque fois que l'élément roulant heurte le défaut sur le chemin de roulement de la bague extérieure, est égale aux forces agissant sur la bille.

Remplaçant la force d'excitation F_m par Q_{\max} l'équation (2.59) on obtient :

$$P_s = \frac{1}{2}Q_{\max}.\omega.r_m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right] \quad (2.60)$$

Où :

Q_{\max} : charge maximale appliquée.

En utilisant la formule de Stribeck [91] pour les roulements à billes sous charge radiale pure et un jeu diamétral nominal défini comme suit:

$$Q_{\max} = \frac{5.F_r}{N.\cos \varphi} \quad (2.61)$$

Où :

F_r : charge radiale

Et la densité du flux de chaleur incidente est exprimée comme suit :

$$\Psi_{d_{be}} = \frac{P_s}{S_d} \quad (2.62)$$

Avec : $S_d = \pi ab$

Ensuite l'équation (2.62) peut s'écrire ainsi :

$$\psi_{d_{be}} = \frac{5.F_r.\omega.r_m}{2.\pi.a.b.N.\cos\varphi} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right) \cos\varphi \right] \quad (2.63)$$

2.5.2.2 Source de chaleur générée par un défaut dans la bague intérieure

Le défaut présent sur la bague intérieure est modélisé par un trou à la surface comme illustré sur la figure (2.5). Une source de chaleur est générée par la présence de défaut due au choc entre les éléments roulants et la singularité causée par les défauts sur le chemin de la bague intérieure. Les singularités de la piste des bagues sont à l'origine d'impacts lors du passage des éléments roulant. Les impacts répétés engendrent un arrachement de matière et provoquent donc des déformations plastiques de la surface de la bague du roulement.

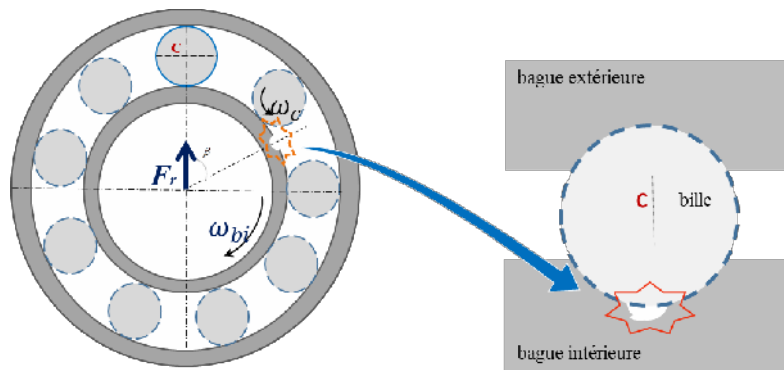


Figure 2.5 : Modélisation du défaut sur la bague intérieure

Ce défaut est révélé par sa fréquence caractéristique donnée selon [45] par l'équation ci-dessous :

$$f_{d_{bi}} = \left(\frac{N}{2} \right) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right) \cos\varphi \right] \quad (2.64)$$

La fréquence caractéristique du défaut sur la bague intérieure est égale à l'inverse de la période caractéristique, d'où l'on obtient :

$$T_{d_{bi}} = \frac{2}{f_r \cdot N \left[1 + \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right]} \quad (2.65)$$

Ainsi, la période du choc lorsque l'élément roulant rencontre un défaut sur la bague intérieure est donnée par :

$$\Delta T_s = \frac{2.a}{\pi \cdot r_m \cdot f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right]} \quad (2.66)$$

La puissance du choc est déterminée en remplaçant l'équation (2.58) dans l'équation (2.66), d'où :

$$P_s = \frac{1}{2} \cdot F_m \cdot \omega \cdot r_m \left[1 + \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right] \quad (2.67)$$

En remplaçant la force selon la formule de Stribeck [91], l'équation (2.67) devient :

$$P_s = \frac{5 \cdot F_r \cdot \omega \cdot r_m}{2 \cdot N \cdot \cos \varphi} \left[1 + \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right] \quad (2.68)$$

Donc, la densité du flux de chaleur incidente de la bague intérieure présentant un défaut dans un roulement à bille, est donnée par l'équation suivante :

$$\psi_{d_{bi}} = \frac{5 \cdot F_r \cdot \omega \cdot r_m}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot N \cdot \cos \varphi} \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right] \quad (2.69)$$

2.5.2.3 Source de chaleur générée par la présence d'un défaut sur l'élément roulant (bille)

Quand l'élément roulant présente un défaut à sa surface (écaillage), l'impact répété dû au passage d'éléments roulants défectueux sur la piste des bagues donne naissance à une nouvelle source de chaleur. Dans ce travail, nous avons modélisé le défaut de l'élément roulant par un trou sur la surface de la bille de dimensions bien définies comme illustré sur la figure 2.6 suivante.

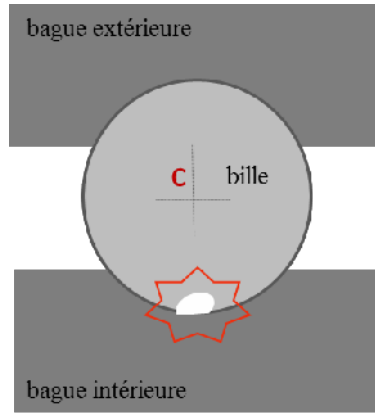


Figure 2.6 : modélisation de défaut sur la bille

La fréquence caractéristique pour ce défaut présent sur la bille est donnée par la formule suivante [45] :

$$f_{bl} = \left(\frac{D}{d}\right) f_r \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (2.70)$$

Sachant que la fréquence caractéristique du défaut de bille est égale à l'inverse de la période

caractéristique :

$$T_{bl} = \frac{1}{f_{bl}}$$

d'où :

$$T_{bl} = \frac{d}{D \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right)^2 \right]} \quad (2.71)$$

Et la période du choc quand la bille présente un défaut est donnée par l'équation ci-dessous

$$\Delta T_s = \frac{2 \cdot a \cdot N \cdot d}{2\pi \cdot f_r \cdot r_m \cdot D \cdot \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right)^2 \right]} \quad (2.72)$$

En remplaçant par $\omega = 2\pi \cdot f_r$ dans l'équation (2.72), on obtient :

$$\Delta T_s = \frac{2 \cdot a \cdot N \cdot d}{D \cdot r_m \cdot \omega \cdot \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi \right)^2 \right]} \quad (2.73)$$

On remplace l'équation (2.73) dans l'équation (2.58) et on obtient la puissance du choc :

$$P_s = \frac{F_m \cdot D \cdot r_m \cdot \omega}{d \cdot N} \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (2.74)$$

Avec : $F_m = Q_{max}$

En remplaçant la force d'extraction par la formule de Stribeck [91], donc, l'équation (2.74) prend la forme suivante :

$$P_s = \frac{5 \cdot F_r \cdot D \cdot r_m \cdot \omega}{d \cdot N^2 \cdot \cos \varphi} \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (2.75)$$

Sachant que la surface du défaut est : $S_d = \pi ab$ la densité du flux de chaleur incidente d'une bille présentant un défaut sera donnée par l'équation suivante :

$$\psi_{bi} = \frac{5 \cdot F_r \cdot D \cdot r_m \cdot \omega}{\pi \cdot a \cdot b \cdot d \cdot N^2 \cdot \cos \varphi} \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (2.76)$$

2.6 Résolution numérique

La première loi de la thermodynamique pour un système fermé [134] est exprimée par l'équation du premier principe de l'énergie :

$$Q = W + \frac{du}{dt} \quad (2.77)$$

Où:

Q : taux de chaleur générée

W : taux de travail transféré

u : variation de l'énergie interne avec le temps

D'après Changenet et al [123], si le taux de travail est substitué par la chaleur transférée du système aux autres éléments et si le taux d'énergie interne est remplacé par le taux d'absorption de la chaleur (inertie thermique), l'équation (2.77) peut être écrite, selon Changenet et al [123] comme suit:

$$Q_i = \sum_{j, j \neq i}^n \frac{(T_i - T_j)}{R_{ij}} + m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} \quad (2.78)$$

Cette dernière équation peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q_i = \sum_{j, j \neq i}^n S_{ij} T_j + m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} \quad (2.79)$$

Avec :

$$\text{if } i = j \quad S_{ii} = \sum_k \frac{1}{R_{ik}} \quad (2.80)$$

$$\text{if } i \neq j \quad S_{ij} = -\sum_k \frac{1}{R_{ij}} \quad (2.81)$$

L'équation (2.79) est utilisée comme base pour résoudre le problème étudié. Elle a été appliquée à chaque nœud, i , du réseau thermique alors que j représente chaque nœud connecté à i .

Dans le cas d'un régime permanent, on obtient que :

$$\frac{dT_i}{dt} = 0 \quad (2.82)$$

Par conséquent, l'équation (2.79) prend la forme suivante :

$$Q_i - \sum S_{ij} (T_i - T_j) = 0 \quad (2.83)$$

Pour tous les nœuds, nous obtenons un système d'équations non linéaires, difficile à résoudre. Chaque nœud, i , génère un bilan de flux de chaleur, donnant ainsi un système d'équations qui est non linéaire. Dans ce cas, pour la résolution de ce système on utilise la méthode de Newton-Raphson [135] détaillé dans l'annexe 2.

$$\sum_j \phi_{ij} = 0 \quad \text{for } i = 1, \dots, n \quad (2.84)$$

Pour une série de fonctions non linéaires q_i , la méthode Newton-Raphson nous permet d'avoir un système d'équations à résoudre (2.85).

$$q_i + \sum_j \frac{\partial q_i}{\partial T_j} \varepsilon_j = 0 \quad \text{for } i=1, \dots, n \quad (2.85)$$

Avec :

$$q_i = \sum_j \phi_{ij} = 0 \quad \text{for } i=1, \dots, n \quad (2.86)$$

Cette équation non linéaire peut être résolue par itération. Après l'initialisation des paramètres, chaque itération est traduite en une équation de système linéaire (2.86) dont les inconnues sont les composantes du vecteur d'erreur entre les températures correspondantes de deux itérations successives. La résolution est arrêtée lorsque les erreurs sont raisonnablement faibles.

Dans notre cas le système est composé de 21 nœuds, nous voulons simuler l'évolution de la température du roulement à billes en régime permanent en fonction de la charge radiale et de la vitesse de rotation dans différentes configurations. Toutes les valeurs de résistances thermiques sont calculées à l'aide des formules détaillées précédemment.

2.7 Conditions aux limites

On a présenté les sources de dissipation de chaleur dans le réseau thermique comme suit:

- Q1 correspond au nœud T3 (contacts Bague intérieure / bille),
 - Q2 correspond au nœud T5 (contacts bague extérieure / bille),
 - Q3 la chaleur générée par le T5
- les valeurs de sources de chaleurs dissipées dans le système sont considérées comme des paramètres d'entrée qui sont calculés à l'aide des formules développées dans la section 2.1.
 - Les températures du carter, de l'arbre, de la graisse et de l'air sont considérées comme des paramètres d'entrée imposés par le milieu environnant.

2.8 Distribution nodale

Pour la résolution, nous recourons à la méthode nodale. Le modèle nodal du roulement à billes se compose de 21 nœuds (tableau 2.1 et figure 2.1) dont deux servent à illustrer la répartition de la chaleur dans la partie chargée (T6) et la partie déchargée (T9) de la bague extérieure.

La figure 2.7 montre la discrétisation des composants du système du roulement à billes, de l'arbre et du logement. Sur l'arbre, sont placés trois nœuds volumétriques: (i) à l'extrémité libre de l'arbre, (ii) au milieu, (iii) à l'autre extrémité de l'arbre. Cette modélisation est couplée à celle du roulement présentée dans la section précédente, ce qui donne un système carré de 21×21 dont la résolution fournit le champ de température dans le roulement.

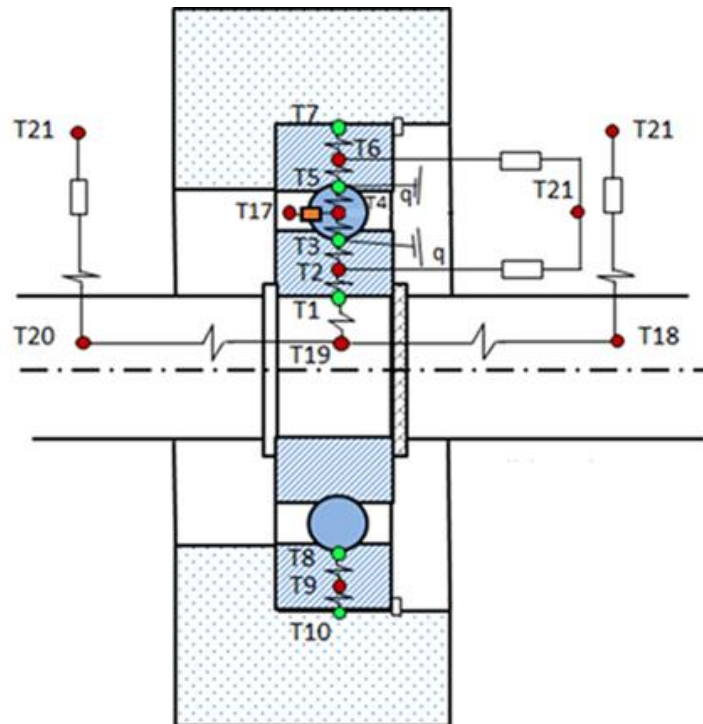


Figure 2.7 : Répartition des nœuds dans le roulement à billes.

2.9 Distribution nodale du flux de chaleur générée par le défaut

Dans la modélisation nodale, le bilan de l'énergie thermique doit prendre en compte l'énergie, qui évolue en fonction des impacts des éléments roulants sur le défaut et qui prend la forme d'un flux de chaleur. Par conséquent ces nœuds de connexion sont ajoutés à une partie du flux thermique généré par les impacts successifs, comme le montre la figure 2.8.

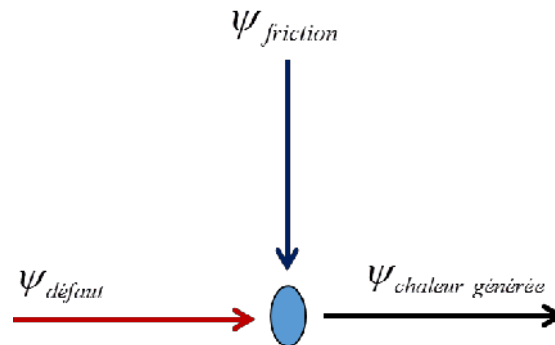


Figure 2.8: Contribution énergétique de l'impact sur le défaut.

Un programme utilisant le langage Matlab a été écrit pour résoudre l'équation 2.79 suivant le modèle théorique en régime permanent comme décrit dans la dernière section. La hausse de température dans les nœuds et la génération de chaleur pour différents paramètres de fonctionnement sont calculées. La figure 5 illustre l'organigramme pour calculer les distributions de la température ainsi que la génération de chaleur dans le roulement à billes

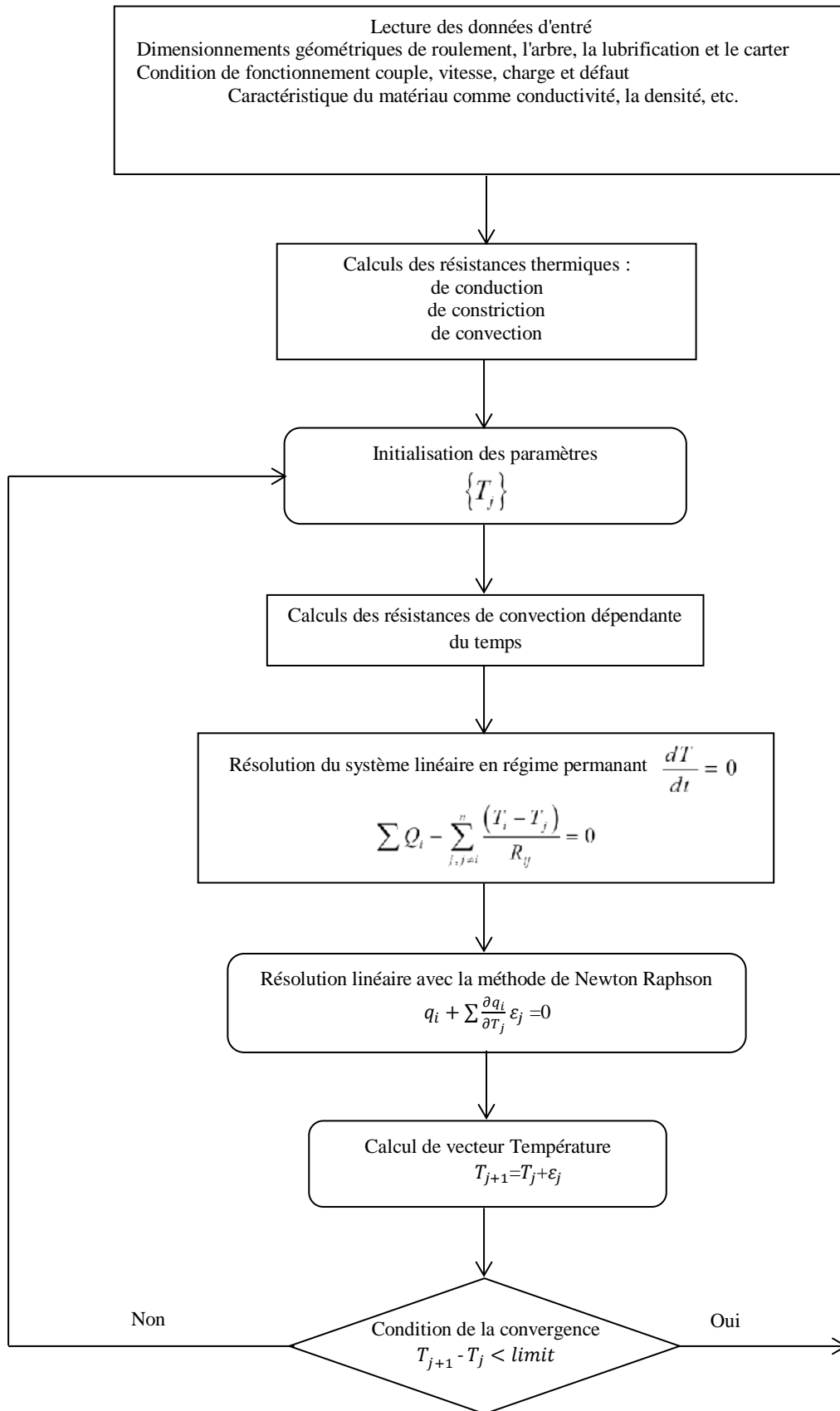


Figure 2.9 : Organigramme pour l'algorithme de la procédure de résolution.

2.10 Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle qui a été présenté vise à prédire le comportement thermo mécanique d'un roulement à billes en couplant un modèle de réseau thermique à un modèle de génération de la chaleur par la présence de défauts.

Comme point de départ, nous avons élaboré un modèle de transfert thermique pour simuler, en régime permanent, la distribution de la température dans un roulement à billes, sain, chargé radialement et fonctionnant à une vitesse modérée. Le roulement a été divisé en éléments isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques.

Dans la prédiction des résistances thermiques, les principaux facteurs pris en compte avant la modélisation sont les modes et la nature de la transmission de chaleur à l'intérieur du roulement. Ces modes sont la conduction à travers les solides ainsi que la constriction thermique sous charge au contact billes /bagues et/ou la transmission de chaleur par convection avec l'air et le lubrifiant.

Le choix des expressions des résistances thermiques dans ce chapitre a été motivé par le fait qu'ils sont les plus appropriées à notre modèle. Plusieurs hypothèses ont été prises en compte concernant les températures aux frontières avec l'arbre et le carter, ainsi que sur l'air. Ces températures sont imposées.

Le lubrifiant utilisé ici est de la graisse. Ce dernier est utilisé uniquement pour éviter un frottement sec entre les éléments. On a supposé que la graisse n'a pas une grande importance sur la génération de la chaleur par frottement relativement à la conduction par constriction au contact billes /bagues.

Deux sources de chaleurs générées ont été prises en considération:

- La première source de chaleur correspond à la chaleur générée par les effets des frottements entre les surfaces en contacts avec différentes vitesses relatives. Ces sources de chaleur sont prises comme conditions aux limites du réseau thermique.

- La deuxième source de chaleur est l'apport de chaleur dû aux impacts entre les éléments roulants et les singularités engendrées par les défauts.

Une modélisation de l'impact a été introduite et le défaut a été représenté par un trou dans la matière. Les singularités de la piste des bagues sont à l'origine de l'impact lors du passage des

éléments roulants. Les impacts répétés engendrent un arrachement de matière et donc des déformations plastiques.

L'énergie due aux impacts successifs des éléments roulants sur le défaut, prend la forme d'un flux de chaleur qui va s'ajouter à une partie du flux thermique généré par friction pour être injectés dans le bilan thermique dans la modélisation nodale.

3.1 Introduction

Dans le chapitre précédent nous avons développé un modèle physique qui permet de calculer les chaleurs dissipées dans un roulement à billes sain, fonctionnant à vitesses modérées. La modélisation de ce dernier permet de calculer la distribution de la chaleur dans le roulement et de prédire la répartition de la température dans chaque élément.

Pour quantifier les différentes sources de chaleurs présentes dans le roulement, on a proposé la modélisation d'un roulement présentant un défaut. Cette modélisation est élaborée sur la base de la théorie nodale et intègre un défaut sur l'un des éléments du roulement (défaut sur les bagues extérieure, intérieure et l'élément roulant). Un couplage thermomécanique a été réalisé tout d'abord pour la localisation des sources de chaleur, ce qui permet, d'une part l'estimation des échanges thermiques entre les éléments et d'autre part il permet la quantification de la sévérité du défaut à travers le suivi de l'élévation de la température.

Ayant établi un modèle, il est maintenant nécessaire de le valider par confrontation aux mesures expérimentales. Les résultats obtenus nous permettront de vérifier l'efficacité des hypothèses que nous avons adoptées dans la modélisation du roulement et de son défaut.

Dans ce cadre nous allons présenter :

- Les résultats numériques concernant l'évolution de la température dans chaque élément du roulement (au niveau de chaque nœud), d'abord pour un roulement sain, ensuite pour un roulement défectueux.
- L'effet de la direction de l'effort appliqué est étudié à travers une analyse du niveau de l'élévation de la température entre la partie chargée et non chargée du roulement.
- L'estimation des sources de chaleurs dissipées dues au frottement et à la présence des défauts dans le roulement, nous permettra de mieux comprendre comment la chaleur générée par le défaut affecte le roulement et conduit à une dégradation de ce dernier (fatigue thermique du roulement).

La prise en compte du couplage des propriétés mécaniques et thermiques n'est pas simple à réaliser surtout lorsqu'il s'agit de structures de transmission comme le roulement, car plusieurs paramètres peuvent entrer en ligne de compte, comme : les différentes vitesses relatives, le chargement, la lubrification, les divers frottements (éléments roulants, bagues, cages), ainsi que

les sources de chaleur non maîtrisées. Dans ce cadre il est plus judicieux de réfléchir au montage expérimental d'une manière structurée avant la mise en œuvre des campagnes d'essais, qui seront bien détaillée ci-dessous.

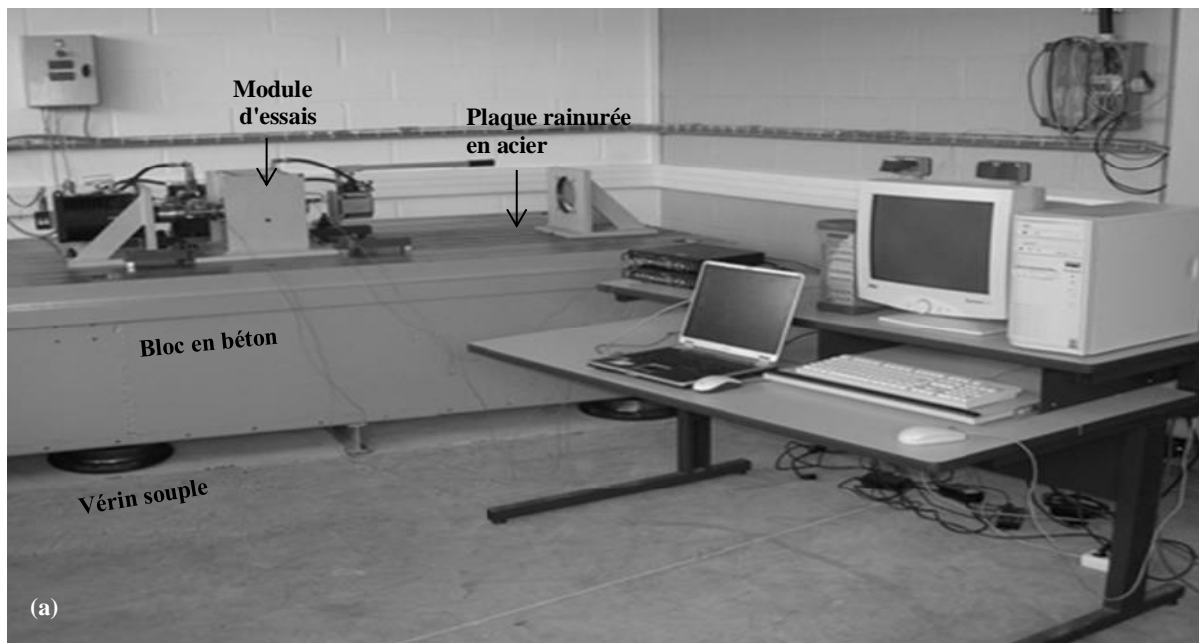
3.2 Validation expérimentale

Les mesures expérimentales ont été réalisées dans le laboratoire GRESPI de l'URCA où nous avons utilisé un banc d'essais appelé *SURVIB* utilisé dans le diagnostic vibratoire de machines industrielles. Cet acronyme est composé des abréviations de deux noms : SURveillance de machines industrielles par diagnostic VIBratoire.

3.3 Description du banc d'essai

3.3.1 Approche mécanique

Le banc d'essais est équipé de deux modules pour la détection des défauts (défauts de roulements, défauts d'engrenages) et de deux autres modules destinés à l'étude de la fatigue des roulements et si besoin des engrenages. Dans notre cas, seul le module destiné à la détection du défaut des roulements qui sera utilisé. Le bloc massif en béton sur lequel est collée une plaque en acier rainurée est monté sur six vérins pneumatiques pour l'isoler du sol et pour éliminer au maximum les vibrations extérieures. Le module choisi est monté sur un châssis. Sur la figure 3.1 on retrouve les détails du module d'essais.



Vérin
hydraulique

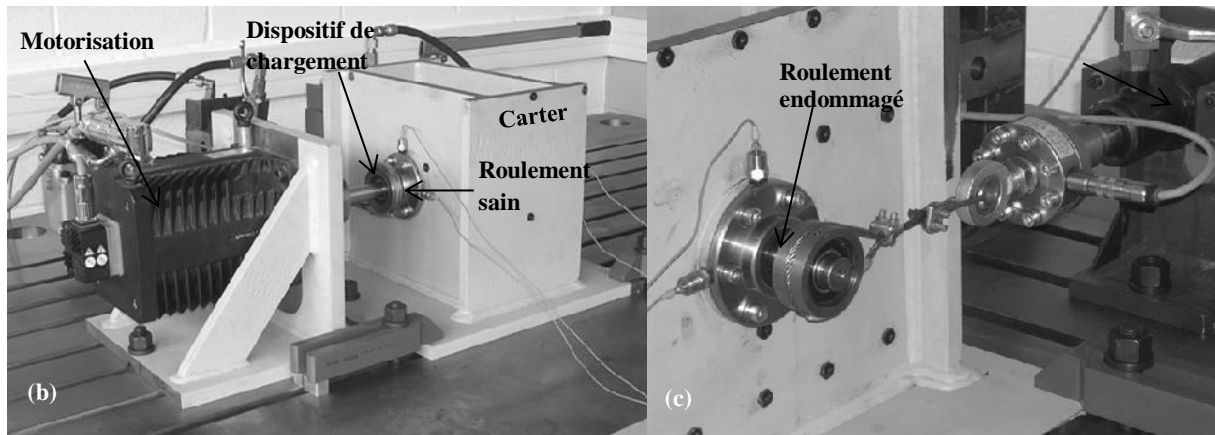


Figure 3.1 : Détails du banc d'essais.

Les composants du banc d'essais sont présentés sur l'image (a).

Sur l'image (b) on s'intéressera à observer le palier à roulements, le dispositif de chargement ainsi que la motorisation qui sont bien définis. Sur ce bon de mesure on peut imposer différentes vitesses de rotation à l'aide d'un moteur électrique de 10 kW. Ce dernier fonctionne à vitesse variable et sert à faire tourner le système d'assemblage. La charge portée par le vérin hydraulique est considérée comme radiale, puisque le vérin hydraulique est animé d'un variateur de fréquences. Le système de tension servira à imposer les différents cas de chargement à étudier.

Le roulement a été choisi selon les deux paramètres suivants : en fonction de l'effort qu'il va supporter et de la vitesse à laquelle il va être entraîné, car ces deux paramètres ont une relation directe avec la fatigue du roulement et donc avec la naissance du défaut et de sa progression avec le temps.

Image (c) : Pour effectuer des mesures en fonction de la variation de la charge sur le roulement (sain ou endommagé) nous allons monter chaque roulement dans une coquille avec une gorge où passe un câble permettant d'assurer la liaison avec le vérin hydraulique. Ce dernier permet d'appliquer manuellement la charge radiale sur le roulement étudié.

Dans notre campagne d'essais les roulements utilisés sont des roulements à billes de type SKF 6206. Pour quantifier l'apport énergétique lié au défaut du roulement localisé sur les bagues intérieures, extérieures et sur les billes, l'essai a été réalisé en deux étapes à savoir des essais

avec un roulement sain, ensuite des essais avec des roulements défectueux ayant différentes surfaces du défaut : $s = 20 \text{ mm}^2$, $s = 17 \text{ mm}^2$ et $s = 08 \text{ mm}^2$, comme montré sur la figure 3.2.

La lubrification est obtenue par graissage des deux roulements, les propriétés des roulements et de la graisse sont données dans le tableau 3.1.

Reference	SKF 6206
Diamètre primitif	46 mm
Diametre de la bille	9.525 mm
Nombre de billes	9
Viscosité de huile de base 40 °C	45 mm ² /s
Densité	998 kg/m ³

Tableau 3.1 : Caractéristiques du roulement et de la graisse

Les défauts étudiés sont produits artificiellement par un usinage en électroérosion. Leurs formes elliptiques correspondent à la répartition de la pression du contact (entre les éléments tournants) introduit dans la théorie d'Hertz.



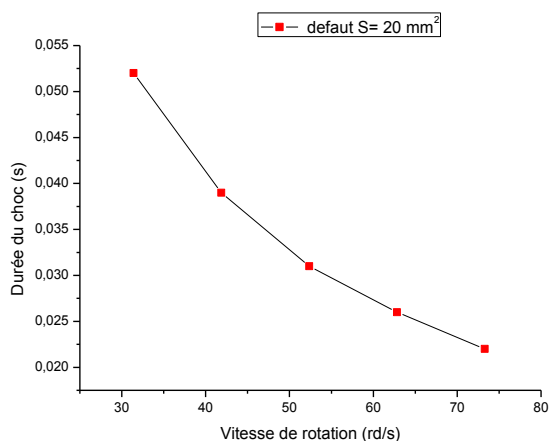
Figure 3.2 : Les Défauts des roulements et leurs dimensions

En combinant les paramètres suivants : charge appliquée, vitesse de rotation ainsi que la dimension du défaut on peut, d'un point de vue mécanique, analyser l'amplitude des forces [133] qui sont dues aux impacts entre les éléments roulants et la singularité causée par le défaut.

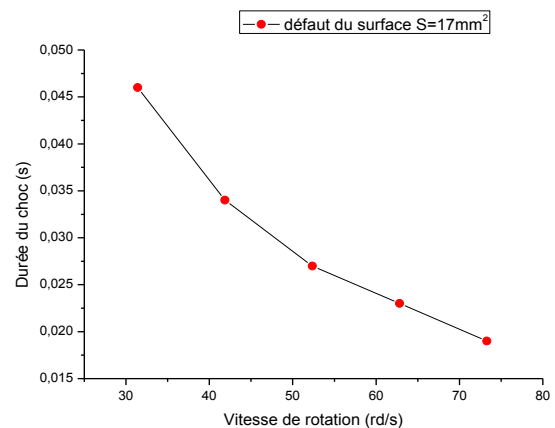
A partir du phénomène de choc élastique, existant entre les composants du roulement (bille et bagues), et qui est dû au passage de l'élément sur un défaut, on peut calculer la durée et la puissance du choc entre les éléments mis en jeu.

Ces paramètres sont reliés par des équations analytiques dont le développement était présenté dans la section précédente (voir § 2.2.1.2). Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous.

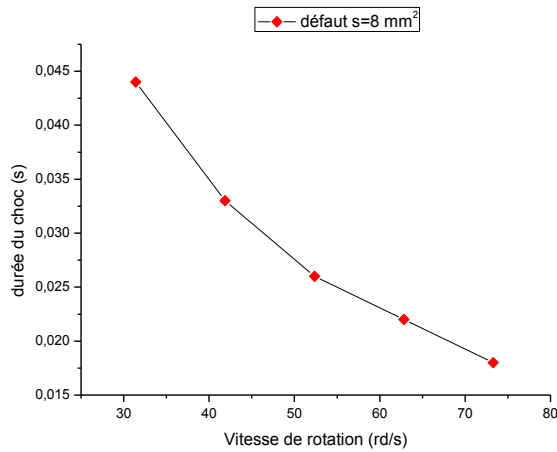
La figure 3.3. (a, b, c, d) illustre la variation de la durée du choc en fonction de la vitesse de rotation dans le cas où la bille percute un défaut localisé sur le chemin de la bague extérieure du roulement. La charge appliquée étant égale à 5000 N. On peut remarquer que la vitesse de rotation a une grande influence sur la durée du choc entre l'élément roulant et la bague extérieure. En effet, quand la vitesse augmente le choc entre les éléments devient plus rapide et le temps de contact diminue. Cette remarque est valable pour toutes les surfaces des défauts ($s=20\text{mm}^2$, $s=17\text{mm}^2$, $s=08\text{mm}^2$) localisés sur la bague extérieure. On peut également constater que cette évolution est non linéaire. En effet, à faible vitesse de rotation, le mouvement au sein du roulement est ralenti et comme la puissance du choc dépend de la vitesse de rotation, c'est à dire qu'à faible vitesse la puissance de choc sera plus faible (figure 3.3. (d)) ce qui induit une durée du choc plus grande dans ce cas-là.



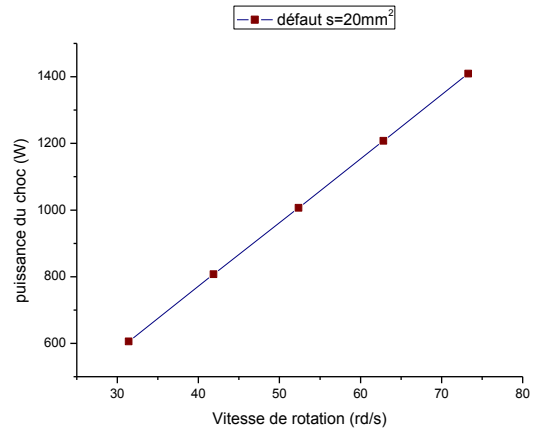
(a)



(b)



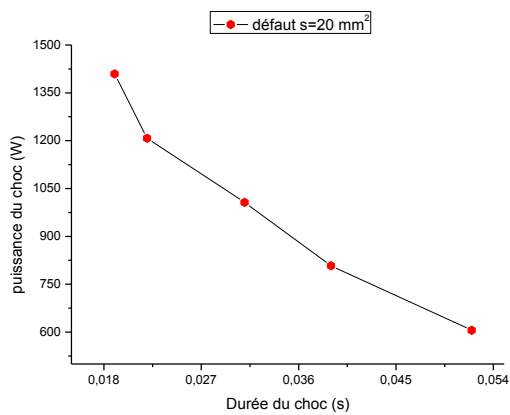
(c)



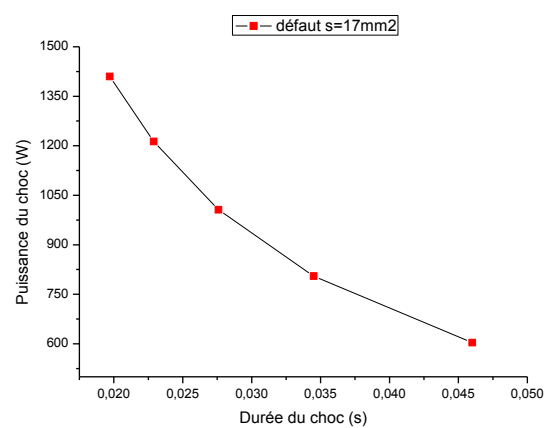
(d)

Figure 3.3 : Influence de la vitesse de rotation sur la durée du choc

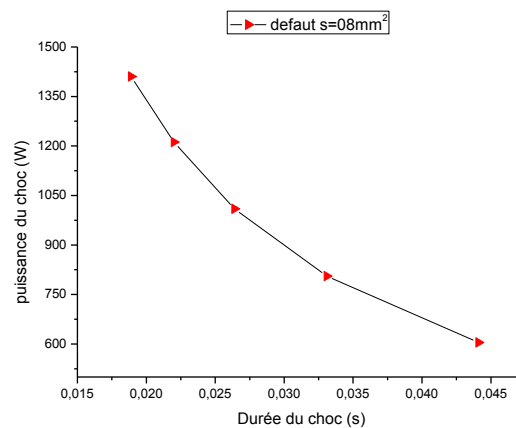
À faible vitesse de rotation, par exemple à 31.4 rd/s (= 300 t/min) et pour une charge radiale de 5000 N, la force, exercée par un élément roulant sur les singularités présentes sur le chemin de la bague extérieure, est faible. La puissance du choc dans ce cas est faible alors que la durée du choc sera grande. La figure 3.4 montre que la puissance du choc inversement proportionnelle avec la durée du choc ; et la courbe de tendance est non linéaire pour toutes les surfaces des défauts étudiés. Il faut mentionner par ailleurs que lorsque le défaut est grand, la puissance du choc devient importante.



(a)



(b)



(c)

Figure 3.4 : Evolution de la puissance du choc en fonction de la durée de choc

Nous avons calculé la durée du choc pour avoir une idée sur son ordre de grandeur ainsi que son évolution en fonction de la vitesse de rotation et de l'effort appliqué. La durée ainsi que la puissance du choc qui se dégage des formules que nous avons proposées dans le chapitre précédent (2.53) et (2.55), nous permettent de calculer le flux de chaleur incident au niveau de la surface ainsi que de calculer les élévations de température localisée au niveau du défaut en question.

Un des objectifs de ce travail c'est de pouvoir valider le modèle thermomécanique proposé précédemment afin d'étudier l'influence des divers paramètres, mécaniques tels que (vitesse, charge, défaut, puissance du choc) et thermiques comme (source de chaleur, température, conductivités thermique ...) sur des roulements sains ou défectueux.

3.3.2 Approche thermique

Pour les mesures thermiques du fait qu'elles sont relevées sans contact il est nécessaire de connaître la valeur de l'émissivité de la surface, c'est pour cette raison que les faces visibles du roulement sont peintes en noir avec une émissivité de la peinture connue. Le roulement défectueux est monté de telle sorte que le défaut se trouve sur la partie chargée afin de faciliter la visualisation de la variation de température. Pour les mesures thermiques, une caméra de thermographie infrarouge (CEDIP Titanium, de détecteurs 640x512 InSb avec un pas de 15 μ m)

est utilisée pour réaliser des cartes thermiques sur la bague extérieure qui est soumise simultanément à une vitesse de rotation et à une charge radiale. L'objectif de la caméra de 50 mm nous permet d'obtenir une résolution spatiale compatible avec la taille de la région d'intérêt, mais aussi de pouvoir enregistrer simultanément les variations de température loin du système et sans contact. La bague extérieure, en acier inoxydable, est peinte noire avec une émissivité égale à 0.92.

En raison de la courte distance entre l'objet et la caméra, l'atmosphère ambiante est supposée être transparente. Cependant, une attention particulière doit être portée à l'uniformité et à la stabilité du milieu ambiant : choix de l'orientation du dispositif par rapport aux sources thermiques, dépistage des parasites thermiques et enregistrement simultané des points de référence thermiques pris dans le champ de la caméra. Tout d'abord, les images sont enregistrées à très basse vitesse, jusqu'à ce que l'équilibre thermique soit atteint. Cette première étape montre que la constante de temps d'un tel système est de plusieurs dixièmes de minutes en raison de l'inertie thermique induite par la masse métallique élevée du dispositif mécanique. Une fois l'équilibre thermique atteint, une séquence thermique de 300 images est enregistrée à la fréquence de 10 Hz et une image moyenne est calculée afin de réduire le bruit. Ensuite, une petite zone est placée sur l'image infrarouge, à l'aplomb du défaut. Les valeurs thermiques expérimentales données dans le présent document correspondent à la moyenne de cette surface (figure 3.5).

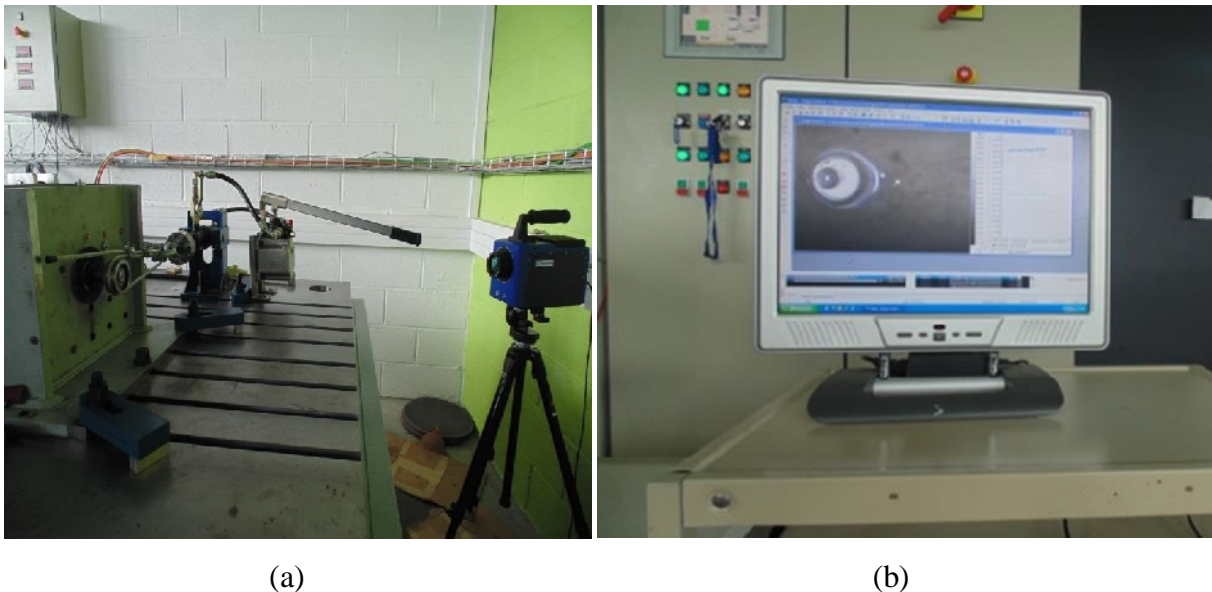


Figure 3.5: Dispositif de mesure avec la caméra de thermographie infrarouge

Une illustration schématique du montage expérimental est présentée par la figure 3.6, donnée ci-dessous.

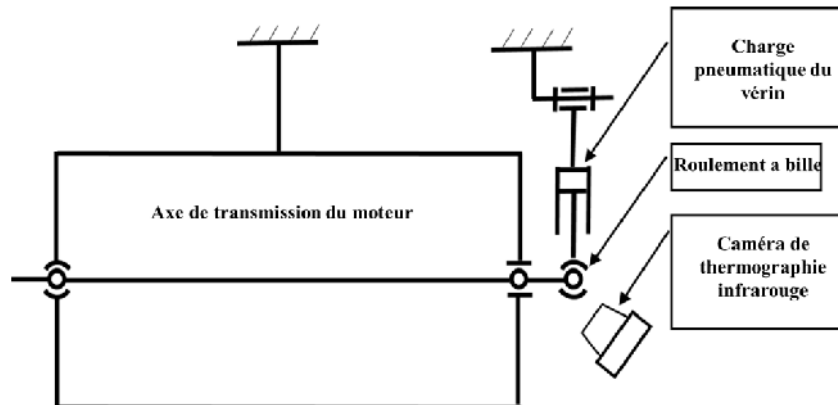


Figure 3.6 : schématique du montage expérimental

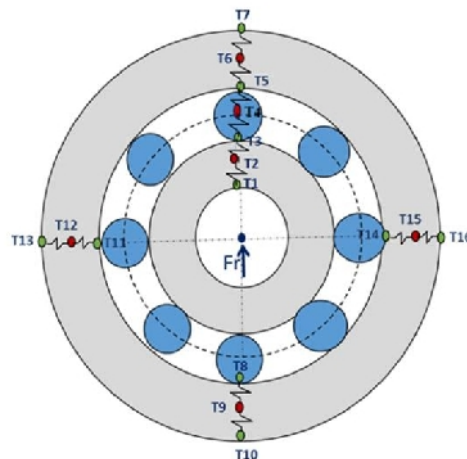


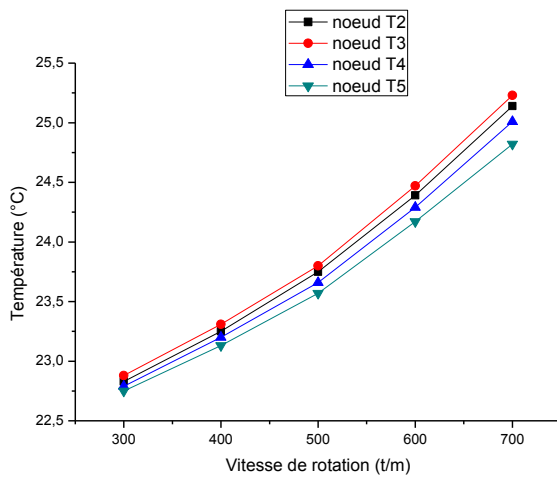
Figure 2.1: Répartition des nœuds dans le roulement à billes.

3.4 Application au roulement sain

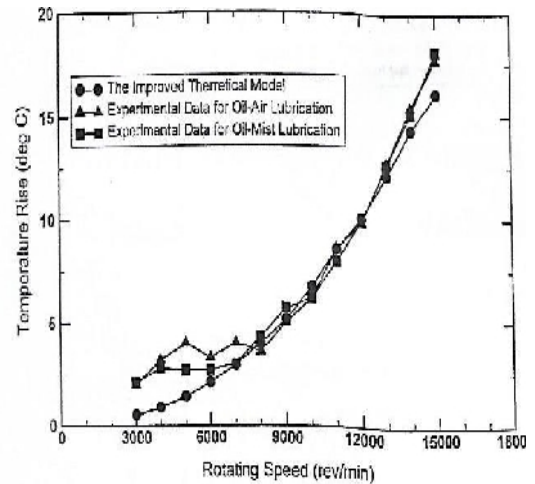
3.4.1 Influence de la vitesse de rotation sur dans un roulement sain

Cette étude examine l'influence des variations de vitesse de rotation sur la distribution de chaleur d'un roulement à billes. Comme on peut le voir sur la figure 3.7 (a), la température aux différents nœuds de roulement augmente lorsque la vitesse de rotation varie de 300 à 700 tr/min. La valeur maximale est relevée au point de contact situé entre la bille et la bague intérieure représentée par le nœud T3. La direction de la charge radiale affecte fortement l'élévation de

température matérialisée par les nœuds T2, T4 et T5. Cette augmentation de température dans la zone de contact est due, d'une part à la contrainte appliquée par la charge, et d'autre part au phénomène de constriction des lignes de flux de chaleur. Des résultats similaires ont été observés dans des études antérieures comme dans [77], [125], [136].



(a)



(b) : [125]

Figure 3.7 : Influence de la vitesse de rotation sur la température du roulement

Dans la figure 3.8 (a), la température de la partie chargée augmente considérablement alors que celle de la pièce non chargée reste plus faible, ce qui montre l'effet du sens de la charge appliquée sur la température des parties de roulement.

Sur la figure 3.8 (b), on compare la chaleur générée au nœud T5 obtenue à partir des résultats numériques et expérimentaux d'un roulement sain. Les deux résultats montrent que la chaleur générée au niveau du nœud T5 augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Les écarts entre les deux courbes sont faibles (attention l'échelle est assez écartée) et elles ont la même tendance.

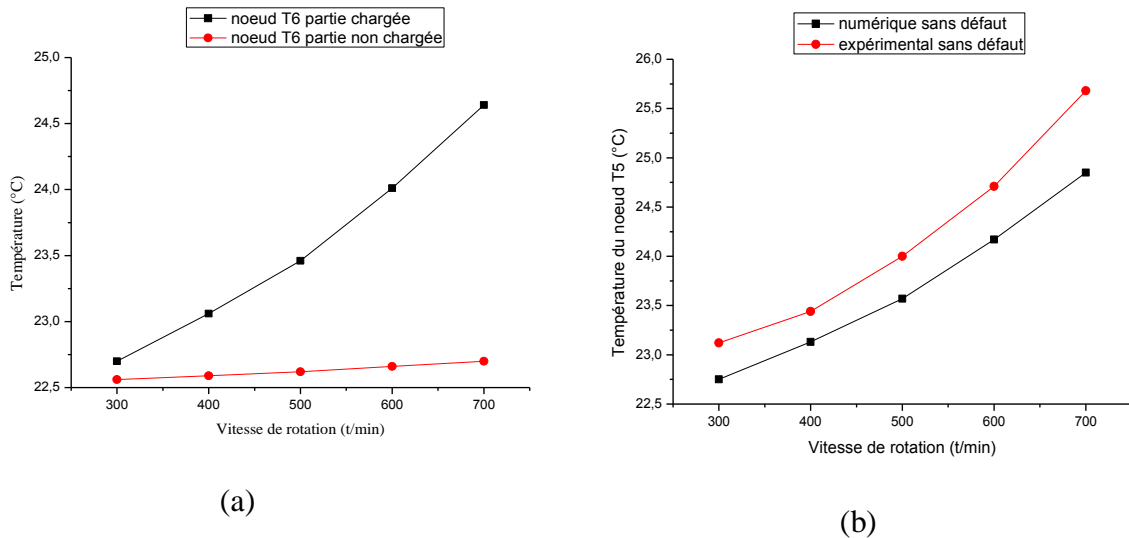


Figure 3.8 : Température des nœuds T5, T6 et T9 en fonction de la variation de la vitesse de rotation.

3.4.2 Influence de la charge appliquée dans un roulement sain

La Figure 3.9 présente l'évolution non linéaire de la température des nœuds en fonction de la variation de la charge radiale dans un roulement sain. On peut voir que quand la charge appliquée augmente, la température des différents éléments du roulement augmente également comme ceux présentés dans [136]. La valeur maximale de température se situe au point de contact entre la bille et la bague intérieure c'est-à-dire au niveau du nœud T3 comme présenté sur la figure 3.9 (a).

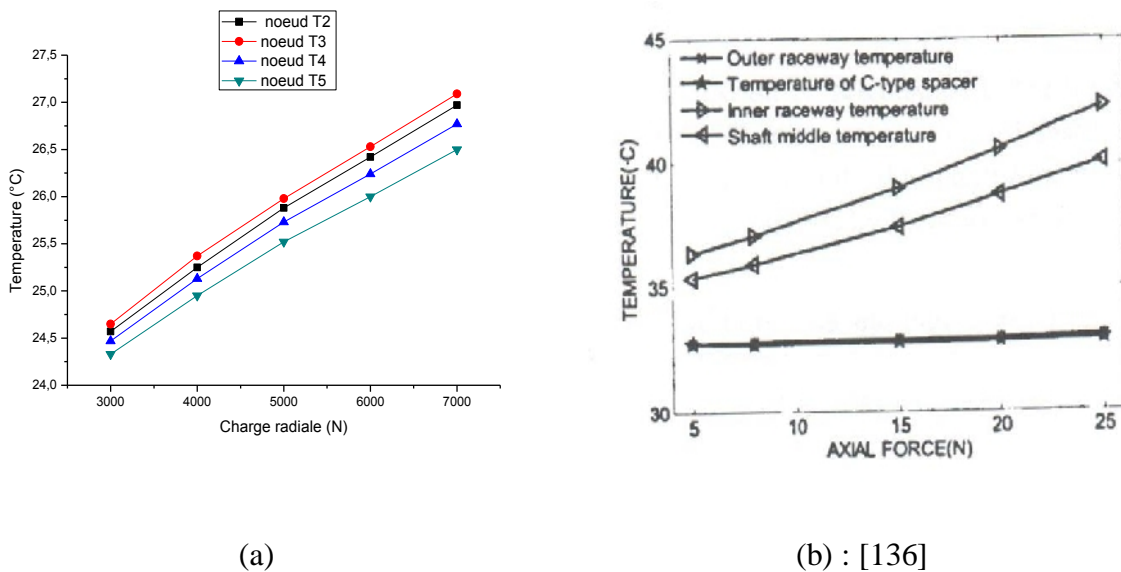
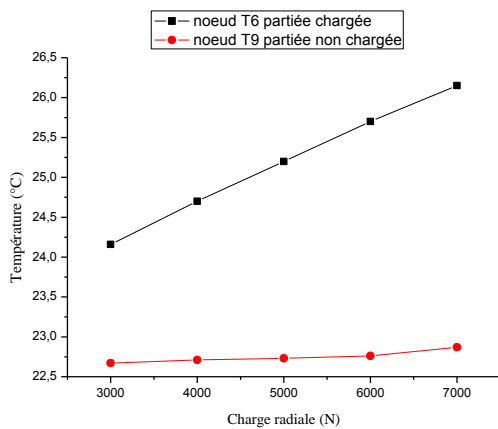
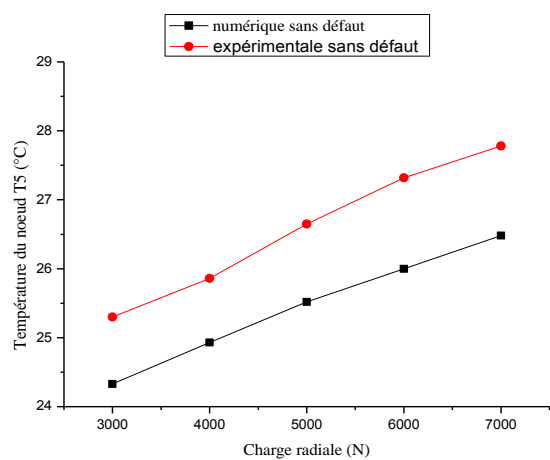


Figure 3.9 : Influence de la charge appliquée sur l'augmentation de température du roulement

La direction de la charge radiale appliquée au roulement sain influe fortement sur l'augmentation de la température du roulement. D'après la figure 3.10 (a) quel que soit la valeur de la charge appliquée on peut constater que la température de la partie chargée est toujours plus élevée que la partie non chargée. Sur la figure 3.10 (b) nous présentons l'évolution des températures modélisées et celle relevées expérimentalement au point de contact bille/bague extérieure (nœud T5) pour le roulement sans défaut. On constate que les deux évolutions révèlent une tendance similaire entre les deux courbes lorsque la charge radiale augmente. On observe néanmoins un petit écart de température de presque un degré entre les deux courbes. Ceci est probablement dû à la variation de la température ambiante lors de la mesure expérimentale alors que numériquement on considère cette dernière comme constante.



(a)



(b)

Figure 3.10 : évolutions des températures aux nœuds T5, T6 et T9 en fonction de la charge appliquée.

3.5 Application au roulement avec défaut

Cette partie consiste à étudier l'influence de la présence du défaut dans le roulement sur l'augmentation de la chaleur dans le système. Nous présentons dans ce qui suit les résultats de mesures relevés sur le banc d'essais. Ceci nous permettra par la suite de pouvoir les comparer à ceux obtenus numériquement à partir de notre modèle analytique, établi dans le chapitre 2.

3.5.1 défaut localisé sur le chemin de la bague extérieure

Une série de trois roulements présentant un défaut, de forme elliptique et de différentes tailles ($s = 20 \text{ mm}^2$, $s = 17 \text{ mm}^2$, $s = 8 \text{ mm}^2$), situé sur le chemin de la bague extérieure ont été pris en

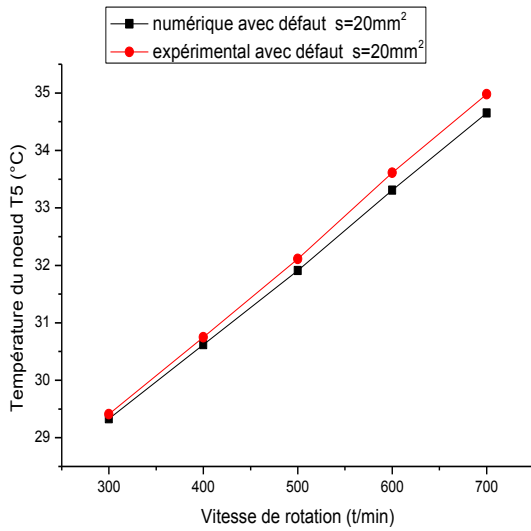
considération afin d'étudier l'influence en fonction de la variation de la vitesse de rotation, des charges radiales ainsi que de la surface du défaut sur le comportement thermomécanique du roulement. Les résultats numériques et expérimentaux sont présentés ci-dessous.

3.5.1.1 Influence de la vitesse de rotation

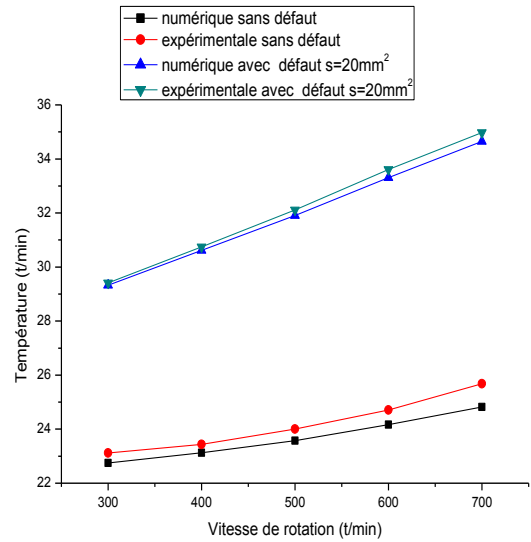
Pour un défaut de surface $s = 20 \text{ mm}^2$ et sous un effort normal appliqué $F = 5000 \text{ N}$, on remarque que la chaleur générée par le défaut (nœud T5) situé sur la bague extérieure évolue en fonction de la vitesse de rotation. Cette augmentation rapide et non linéaire démontre bien l'existence d'une nouvelle source de génération de la chaleur dans le roulement. Ce résultat est bien confirmé numériquement et expérimentalement comme illustré par la figure 3.11 (a). En effet, au nœud T5, qui représente le point de contact entre la bague extérieure et la bille, la chaleur générée est la plus élevée comme on peut le constater aussi sur la figure 3.11 (b), qui montre une comparaison des températures des roulements sains et défectueux.

La chaleur générée ici est due à la friction entre la bille et la bague extérieure mais aussi à un flux de chaleur supplémentaire liée au défaut sur la piste de la bague extérieure du roulement. Effectivement, à chaque passage de la bille par le défaut un choc se produit; cet impact se traduit par un arrachement de chaleur et donc par une transformation plastique synonyme de dissipation de chaleur qui fait progresser le défaut et contribue ainsi à une augmentation de la chaleur dissipée. Bien évidemment cet effet relatif à l'augmentation de chaleur contribue à la fatigue du roulement comme relevé dans [78], [129-130].

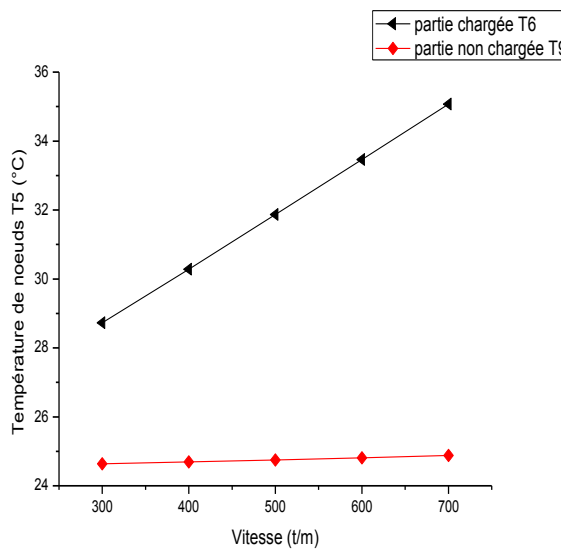
La figure 3.11. (c) montre l'évolution des températures dans un roulement avec un défaut de surface $s = 20 \text{ mm}^2$ en fonction de la vitesse de rotation. La température de la partie chargée du roulement est plus importante que celle de la partie non chargée.



(a)



(b)



(c)

Figure 3.11 : Evolution de la température en fonction de la vitesse de rotation (défaut $s = 20 \text{ mm}^2$)

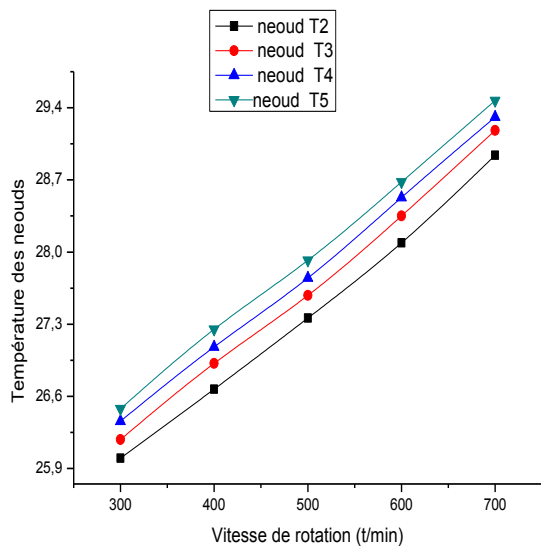
Pour un défaut de surface $s = 17 \text{ mm}^2$ situé sur le chemin de la bague extérieure, nous avons présenté sur la figure 3.6 les courbes issues des résultats numériques et expérimentaux de l'évolution de la température en fonction de la vitesse de rotation. Le but recherché à ce stade

est de pouvoir valider le modèle quant à l'influence de certains paramètres tels que la taille du défaut et la vitesse de rotation.

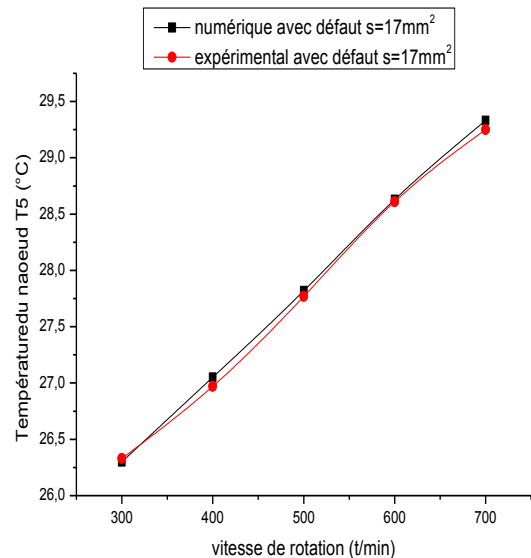
On remarque que la température la plus élevée est localisée au nœud T5 représentant le point de contact bille/bague extérieure. Ceci est dû principalement à la génération de chaleur par frottement et par le défaut comme on a pu le voir précédemment. Le niveau de température au nœud T4, qui représente la température de la bille, vient en deuxième position car dans ce cas la bille reçoit un apport de chaleur provenant des nœuds T5 et T3. Au niveau du nœud T3 une autre source de génération de chaleur provient principalement des frottements et vient donc en troisième position. En dernière position, vient la température de la bague intérieure dans le roulement relevée au niveau du nœud T2.

On voit clairement sur la figure 3.6 (b) que les résultats numériques de l'évolution de la température sont en très bon accord avec les résultats expérimentaux ; ce qui démontre l'efficacité du modèle analytique ainsi que du montage expérimentale.

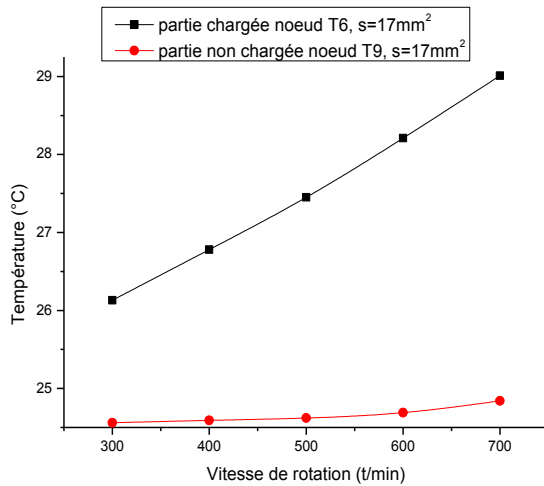
La température de la partie chargée est plus grande que dans la partie non chargée. En effet la direction de l'effort appliqué influe sur la distribution de la température dans le roulement.



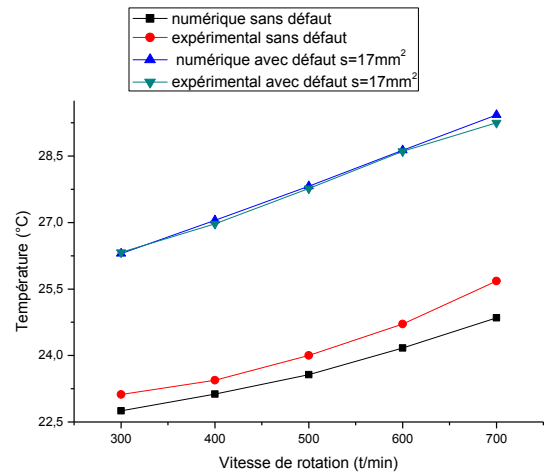
(a)



(b)



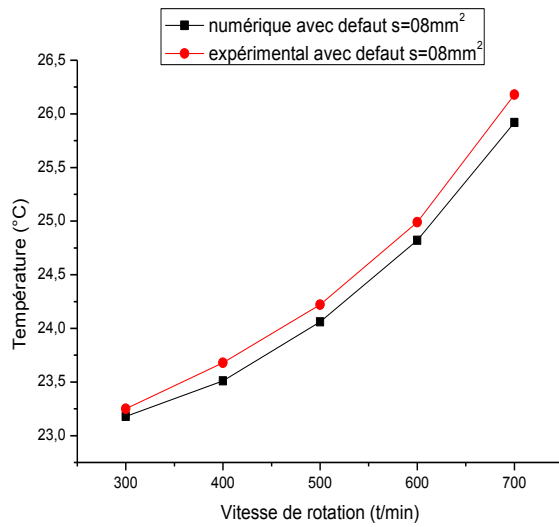
(c)



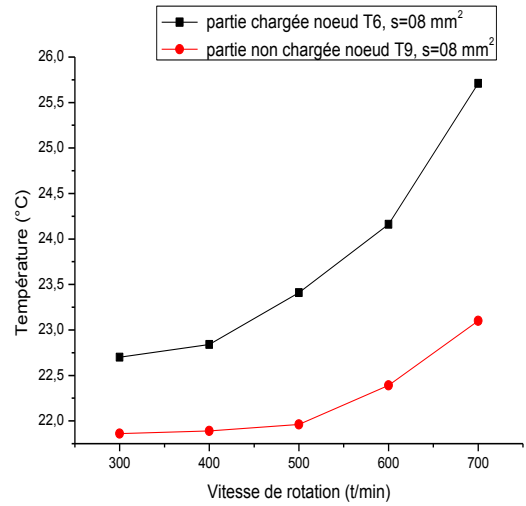
(d)

Figure 3.12 : Evolution de la température en fonction de la vitesse de rotation (défaut $s = 17 \text{ mm}^2$)

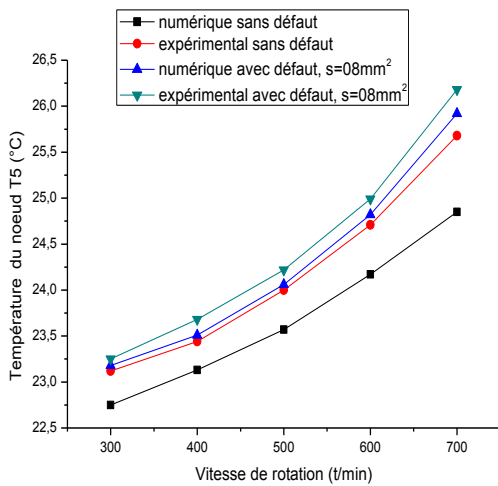
Pour bien affiner notre analyse sur l'influence de la vitesse de rotation sur le comportement thermomécanique du roulement défectueux, nous avons choisi un roulement à billes présentant un défaut de surface $s = 8 \text{ mm}^2$ situé sur le chemin de la bague extérieure. Les résultats obtenus sont similaires aux résultats trouvés précédemment pour les autres surfaces de défauts. En effet, les courbes numériques et expérimentales ne sont pas linéaires et ont les mêmes tendances. Quand la vitesse de rotation augmente la température localisée au niveau du défaut augmente aussi. Il a été remarqué que la température de la partie chargée est plus importante que celle de la partie non chargée, comme illustré par la figure 3.13.



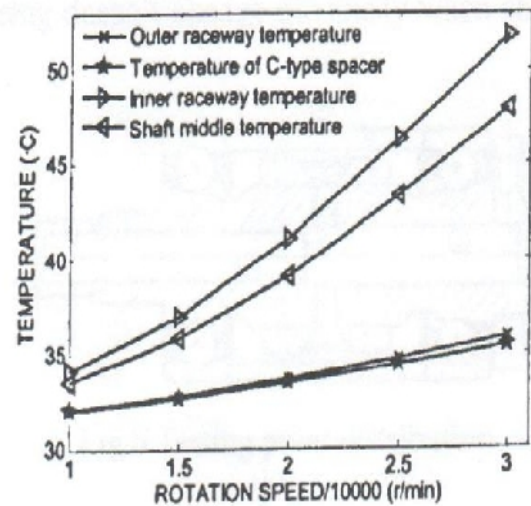
(a)



(b)



(c)



(d) [124]

Figure 3.13 : Evolution de la température en fonction de la vitesse de rotation (défaut $s = 8 \text{ mm}^2$)

3.5.1.2 Influence de la charge radiale

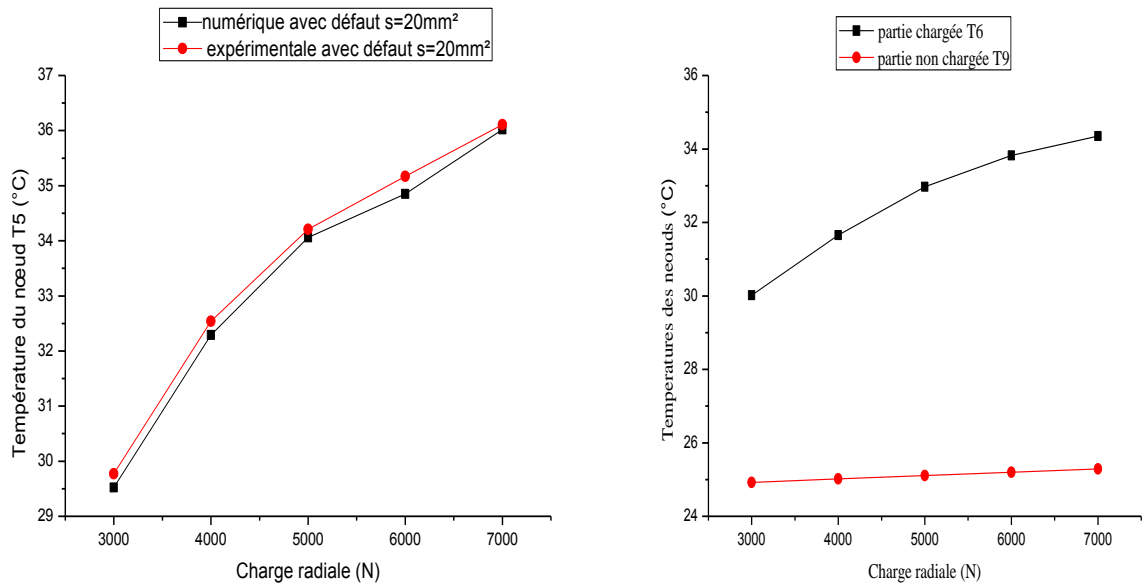
Dans cette partie on étudie l'influence de la charge supportée sur le comportement thermomécanique d'un roulement à billes présentant un défaut sur le chemin de la bague

extérieure. L'application d'un effort radial supérieur à 3000 N sur le roulement défectueux fonctionnant à une vitesse modérée de 800 t/min entraîne une augmentation drastique de la température comparativement au roulement qui ne présente pas de défaut.

Nous avons comparé les résultats obtenus des essais expérimentaux des roulements à billes sans et avec défaut de surface $s = 20 \text{ mm}^2$. On peut observer sur la figure 3.14 (a) que les deux courbes de températures augmentent avec l'augmentation de la charge appliquée et présentent les mêmes tendances. De plus, dans le cas du roulement à billes défectueux, l'augmentation de température est plus importante que dans un roulement sans défaut. La hausse de température est située au point de contact entre la bille et la bague extérieure (nœud T5) là où le défaut est localisé. Ces résultats montrent un bon accord entre l'expérience et la modélisation ce qui permet de valider notre modèle.

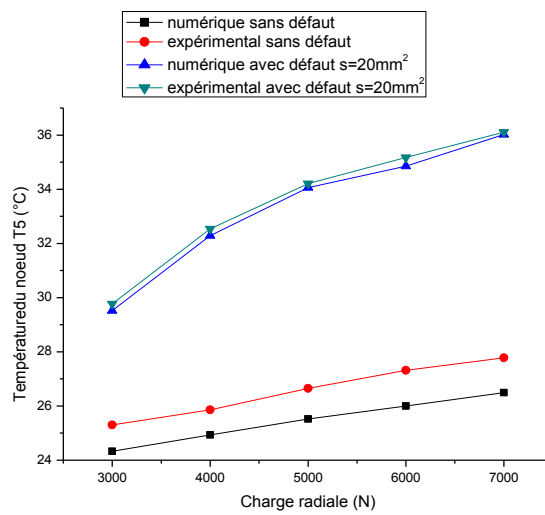
Le sens de la charge est testé pour voir l'effet de la partie chargée sur l'élévation de température du système. Différentes charges ont été utilisées dans une série d'expériences pour étudier l'effet de la charge appliquée sur l'augmentation de la température du roulement.

Sur la figure 3.14. (b) on présente une comparaison des évolutions de la température entre les parties chargées et non chargées d'un roulement à billes défectueux. Nous remarquons que l'augmentation de l'effort appliqué affecte considérablement l'augmentation de la température de la partie chargée. D'autre part, on peut noter que la présence d'un défaut dans le roulement contribue considérablement à l'augmentation de la chaleur dans le roulement en plus de la charge.



(a)

(b)



(c)

Figure 3.14 : Evolution de la température en fonction de la charge appliquée (défaut $s=20\text{mm}^2$)

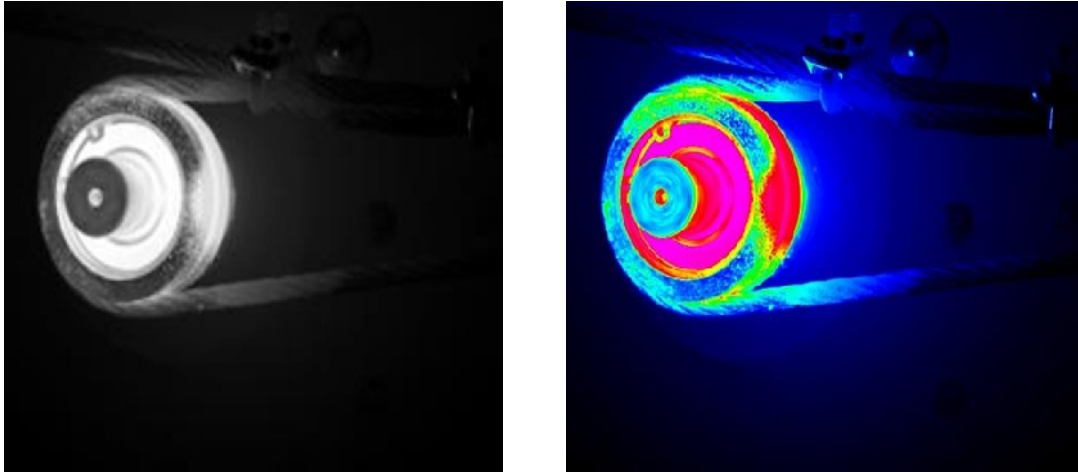
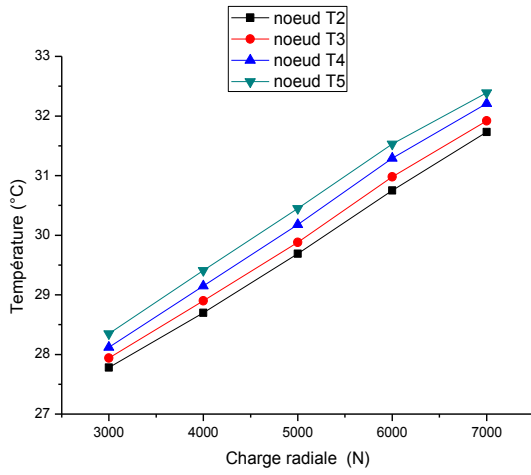


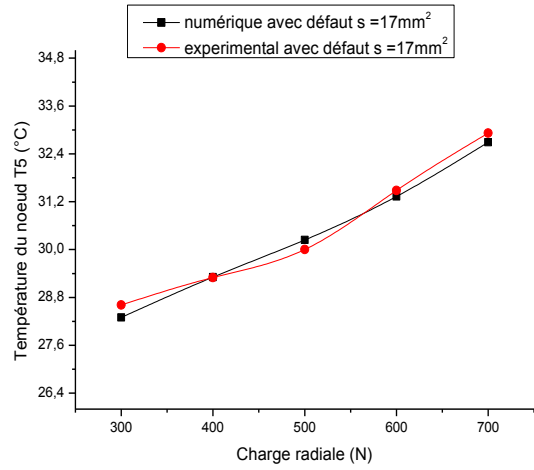
Figure 3.15 : photo prise lors de l'expérience par la caméra thermique d'un roulement présentant un défaut sur le chemin de la bague extérieure

Nous avons réalisé, comme décrit ci-dessous, une autre comparaison de l'évolution de la température obtenue à partir des essais expérimentaux et des résultats numériques sur des roulements à billes, sains et avec des défauts d'une surface $s=17\text{mm}^2$ et $s = 8 \text{ mm}^2$ localisés sur la bague extérieure, en fonction de la charge radiale. Dans la figure 3.16 et la figure 3.17 on peut voir qu'avec l'augmentation de la charge radiale, la chaleur dissipée augmente également dans le roulement. En plus avec la présence du défaut, la chaleur générée dans le système est plus importante. Les valeurs expérimentales et numériques de la température au point de contact bille/bague extérieure coïncident bien pour les deux tailles de défauts. On peut dire que quand l'effort radial appliqué est trop important, l'effet de la réponse thermique sur le système dynamique est plus significatif.

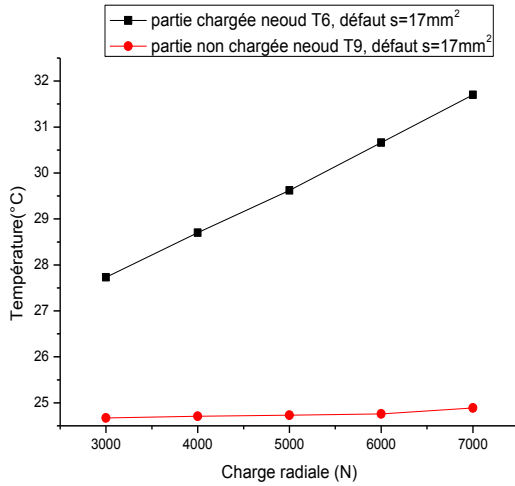
Le sens ou la direction de la charge appliquée à une influence sur le comportement thermomécanique du roulement. En effet on peut confirmer que la partie chargée d'un roulement présente une température plus élevée que la partie non chargée. Ces résultats ont été également rapportés par d'autres auteurs [122], [131].



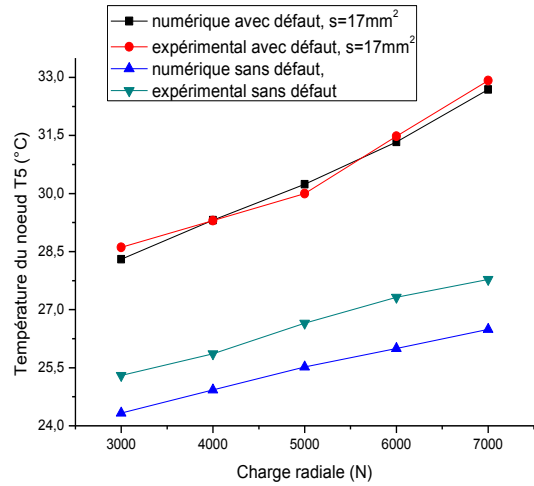
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 3.16 : Evolution de la température en fonction de la charge appliquée (défaut $s = 17 \text{ mm}^2$)

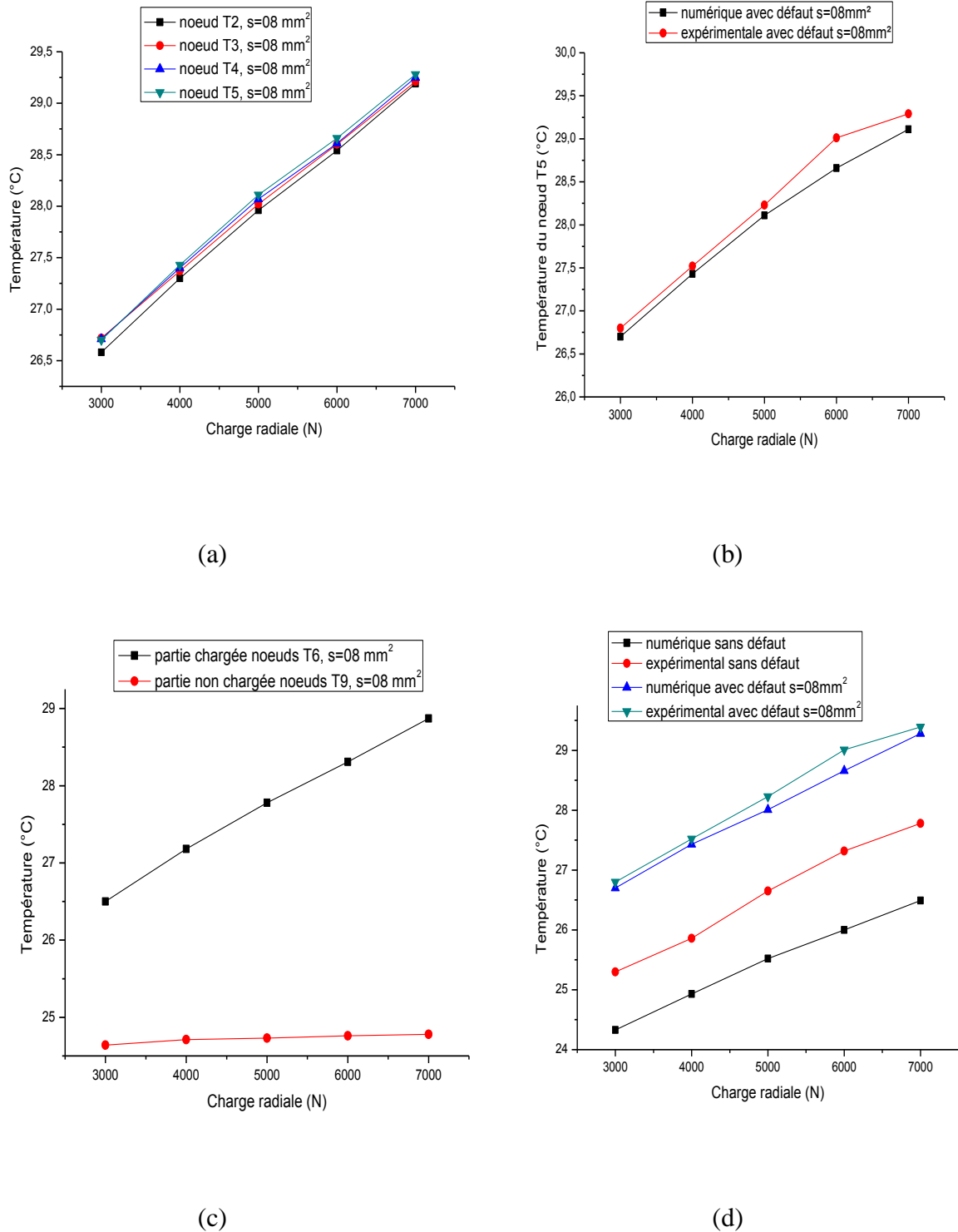


Figure 3.17 : Evolution de la température en fonction de la charge appliquée (défaut $s = 8 \text{ mm}^2$)

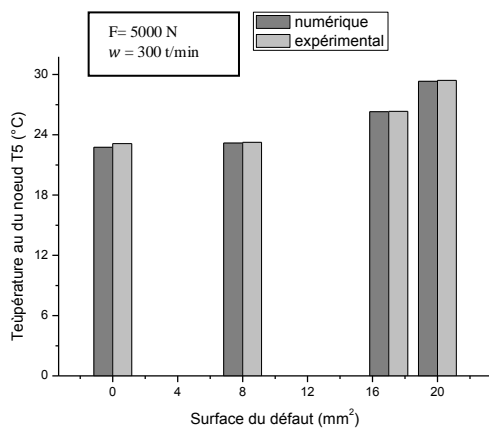
3.5.1.3 Influence de la taille du défaut

Pour mieux appréhender l'effet du défaut (taille et la position) sur le comportement thermique du roulement, nous avons comparé les résultats (numériques et expérimentaux) obtenus comme

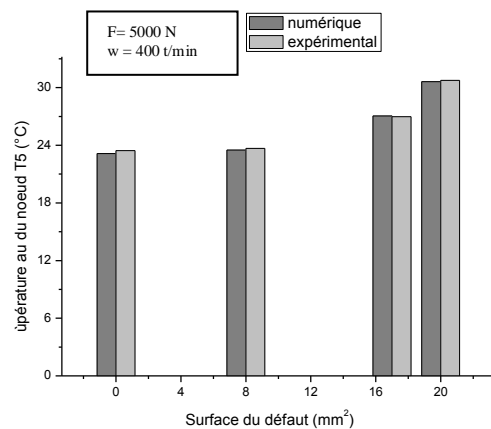
sur la figure 3.18 relatifs aux températures générées au nœud T5 d'un roulement sains et d'un roulement défectueux de surfaces de défauts = 20 mm², s = 17 mm² et s = 08 mm².

Dans ce cadre la charge a été fixée à 5000 N alors que la vitesse de rotation varie de 300 à 700 t/min. Les résultats montrent que quand la vitesse de rotation augmente la température au sein du défaut augmente. Quand la taille du défaut augmente on a la température qui devient plus importante. On voit aussi que les résultats numériques et expérimentaux sont similaires.

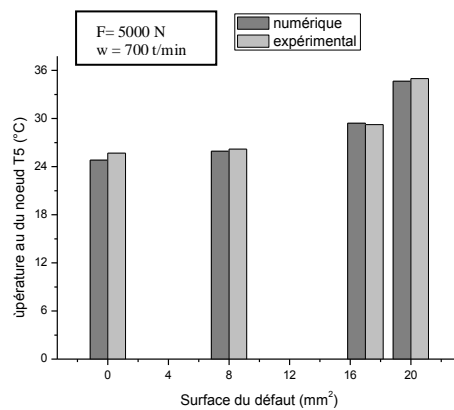
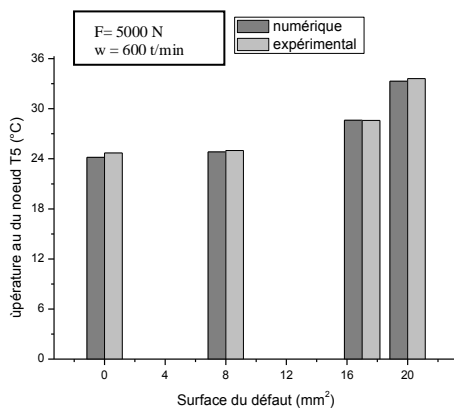
En fixant la vitesse de rotation $\omega = 800$ t/min et en faisant varier la charge appliquée, les résultats expérimentaux et numériques présentés dans la figure 3.19 révèlent que lorsque la charge augmente la température au point de contact bille/bague extérieure augmente considérablement. Cette augmentation est liée aussi à la taille du défaut. En effet, l'application d'un effort important, comme dans notre cas, engendre des contraintes et des pressions dans la zone de contact. Il faut ajouter à cela que la vitesse relative au contact entre billes/bague conduit aux générations de chaleurs par frottement et par la présence du défaut. Quand le défaut est grand le choc devient plus important et la génération de chaleur sera donc plus importante.



(a)



(b)



(c) (d)
 Figure 3.18 : Influence de la taille du défaut en fonction de la vitesse de rotation sur la température du roulement

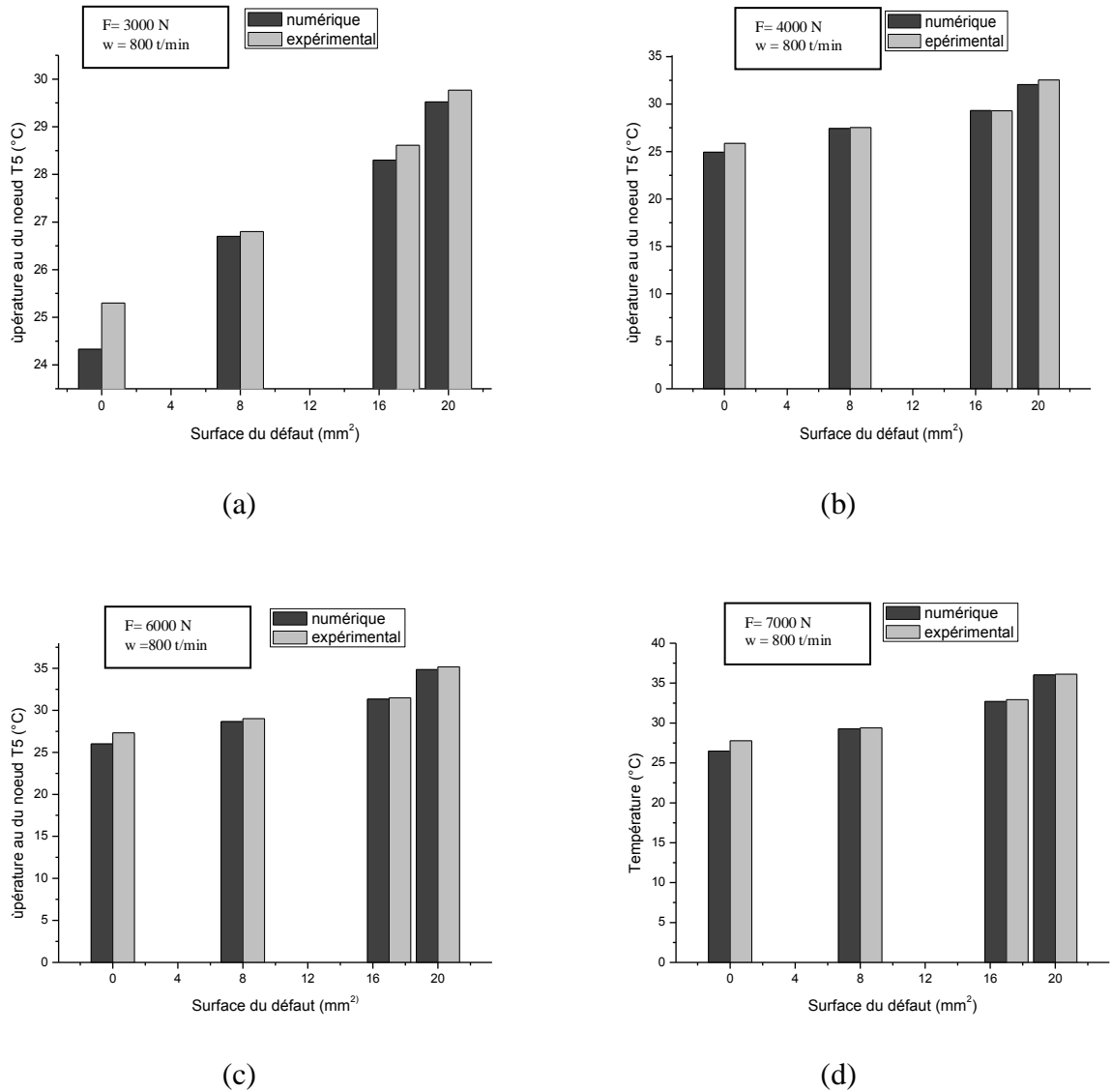


Figure 3.19 : Influence de la taille du défaut sur la température du roulement en fonction de la charge appliquée

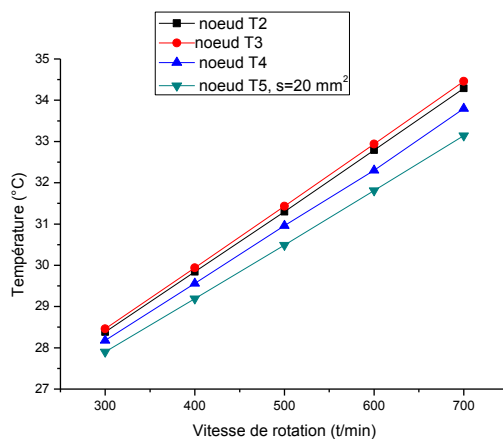
3.5.2 défaut localisé sur le chemin de la bague intérieure

Les défauts du roulement sont représentés par leurs fréquences caractéristiques (correspondent aux fréquences des chocs lorsqu'un élément roulant passe par un défaut), cette fois-ci nous voulons vérifier expérimentalement l'efficacité de notre modèle analytique développé

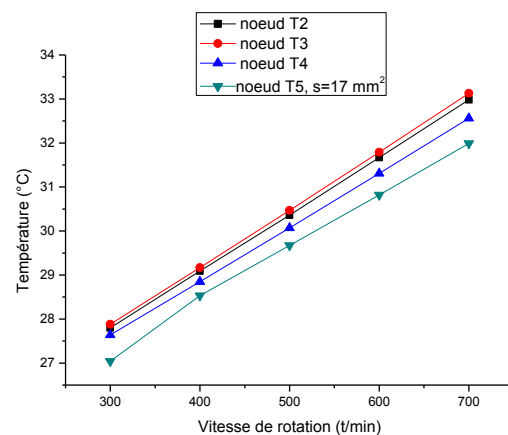
précédemment. Ce modèle dépend de la fréquence caractéristique du défaut présent sur la surface de la bague intérieure, de la vitesse de rotation, de la charge appliquée et de la surface du défaut. L'intérêt de cette étude est d'étudier le comportement thermomécanique du roulement en faisant varier ces paramètres quand le défaut est localisé dans d'autres parties du roulement (défaut sur bague intérieure, défaut sur la bille).

3.5.2.1 Influence de la vitesse de rotation

La figure 3.21, montre une étude comparative entre les températures relevées aux nœuds T2 (bague intérieure), T3 (contact entre bille/bague intérieure où le défaut est localisé), T4 (bille) et T5 (contact entre bille/bague extérieure) en fonction de la variation de la vitesse de rotation. On remarque que la plus grande élévation de température est située au niveau du point de contact bille /bague intérieure qui correspond au nœud T3, là où le défaut est situé ; ceci est valable pour toutes les surfaces de défauts. Si on compare ces résultats par rapport au cas où le défaut est situé sur le chemin de la bague extérieure, la température la plus élevée est située au niveau du point de contact bille /bague extérieure et qui correspond au nœud T5. Cela prouve que la présence d'un défaut dans l'une des parties d'un roulement modifie considérablement le comportement thermique de ce dernier. Cela confirme bien notre théorie selon laquelle la présence d'un défaut dans un roulement génère obligatoirement de la chaleur et qu'on peut le considérer comme une nouvelle source de chaleur qui conduit de fait à la fatigue thermique du roulement et donc à la détérioration précoce de ce dernier.



(a)



(b)

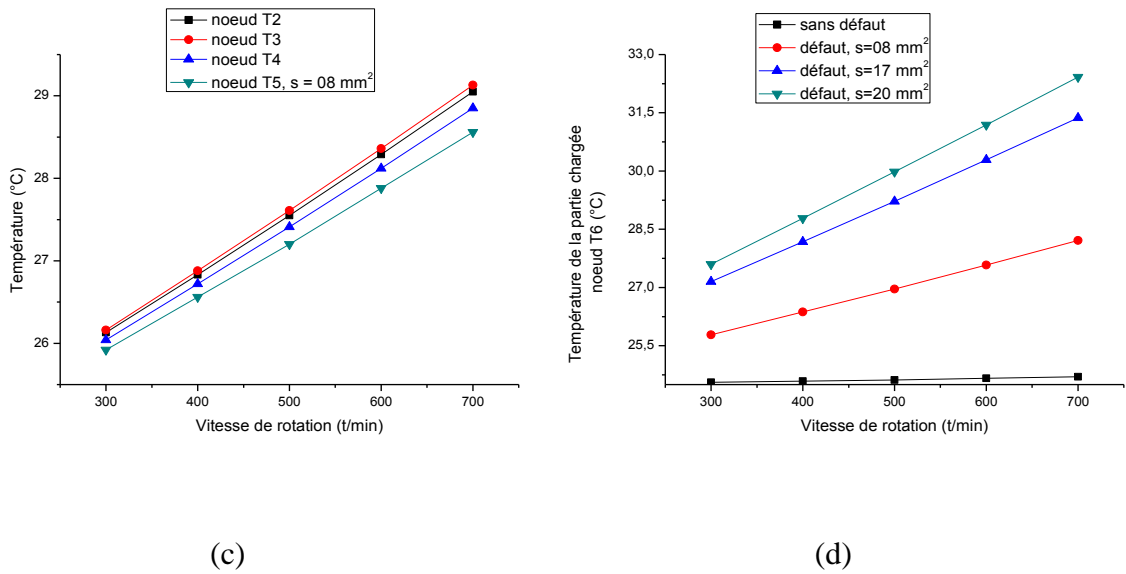


Figure 3.21 : Evolution de la température en fonction de la vitesse de rotation

Au point de contact bille/ bague intérieure, on remarque que la température augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation et qu'elle augmente également en fonction de l'augmentation de la surface du défaut (figure 3.22). Quand la taille d'un défaut augmente, la température générée devient importante et ceci peut conduire inévitablement à une détérioration rapidement du roulement.

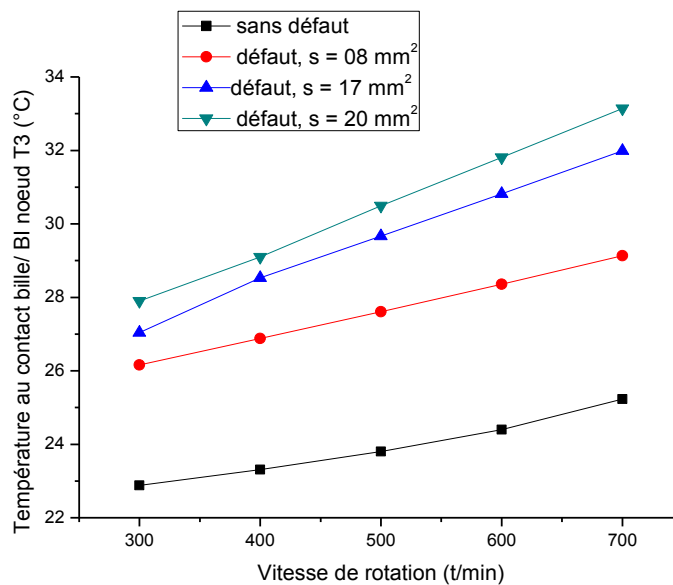
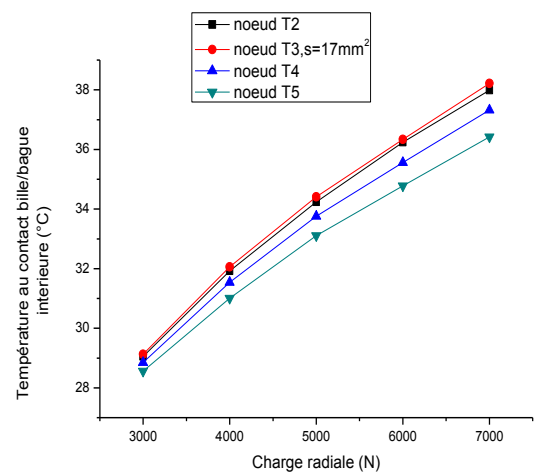
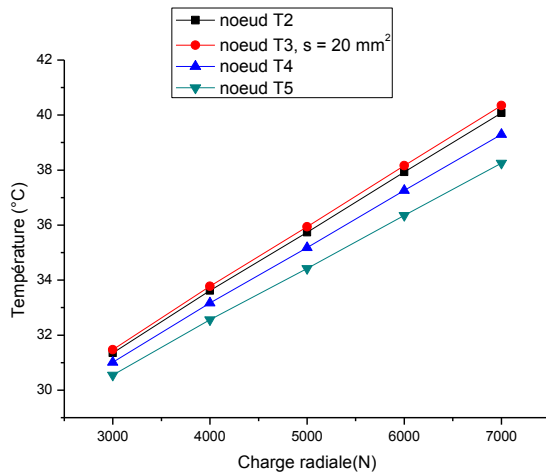


Figure 3.22 : Evolution de la température au contact bille/bague intérieure en fonction de la vitesse de rotation

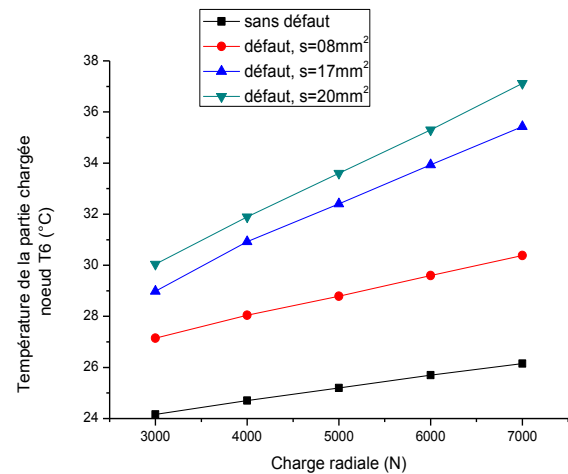
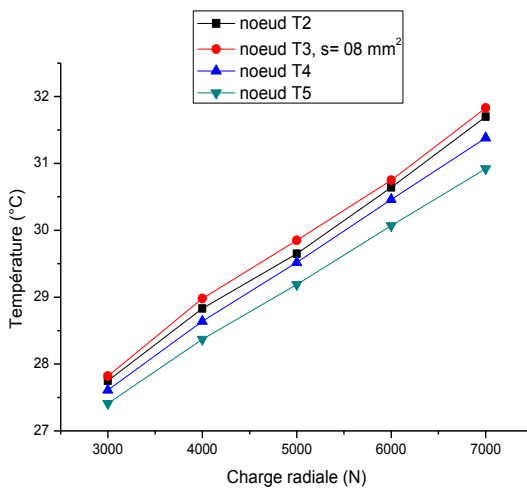
3.5.2.2 Influence de la charge radiale

On peut voir sur la figure 3.23 que quand on fait varier la charge radiale de 3000 à 7000 N, la température au nœud T3, qui représente le contact entre la bille et la bague intérieure (où le défaut est situé), est supérieure aux températures relevées aux niveaux des autres nœuds (T2, T4 et T5). Cette augmentation de température est aussi importante que quand la charge augmente ; ceci peut s'expliquer par le fait que lorsqu'un effort considérable est appliqué, les frottements deviennent plus importants au niveau du contact des billes et de la bague intérieure. Par ailleurs il faut ajouter à ces frottements l'autre source de chaleur générée par l'impact de la bille dans le défaut; ce qui finira par produire une zone où la température est maximale au niveau du nœud T3.



(a)

(b)



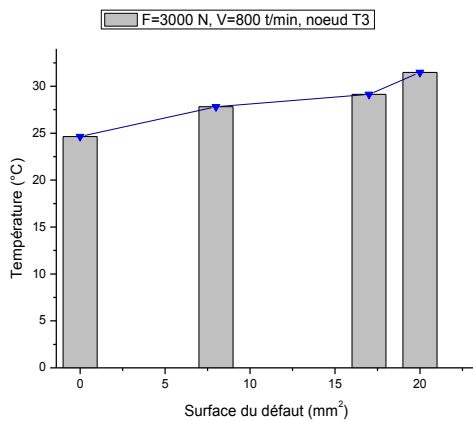
(c)

(d)

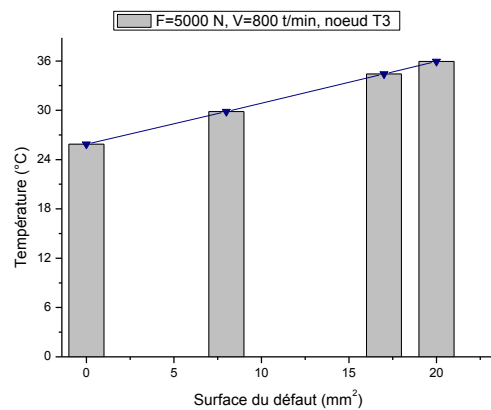
Figure 3.23 : Evolution de la température en fonction de la charge radiale

3.5.2.3 Influence de la taille du défaut

D’après les résultats obtenus, on peut conclure que la présence d’un défaut est considérée comme une nouvelle source de génération de chaleur dans le roulement. Quand la dimension de cette source est grande, la chaleur générée dans le système devient plus importante. Cette remarque a été confirmée par le résultat illustré par la figure 3.24 qui représente le profil de la de la température au point de contact bille/ bague intérieure. On remarque que quand la surface du défaut est grande, la chaleur générée au niveau du point de contact augmente d’une façon non linéaire et elle atteint une valeur maximale quand la surface du défaut est la plus grande (20 mm²). Ceci comme remarqué précédemment peut entraîner une fatigue thermique prématurée du roulement qui peut conduire à sa détérioration.



(a)



(b)

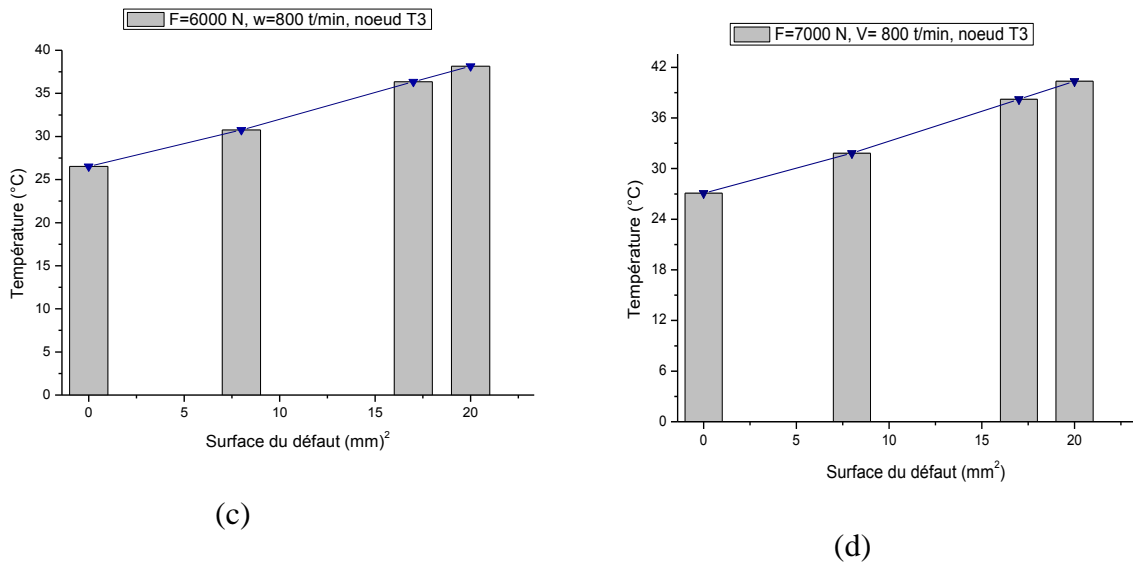


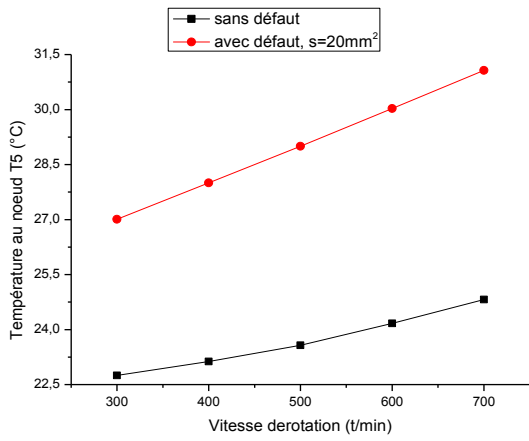
Figure 3.24 : Effet de la taille du défaut sur la température dans le roulement

3.5.3 Défaut localisé sur la bille

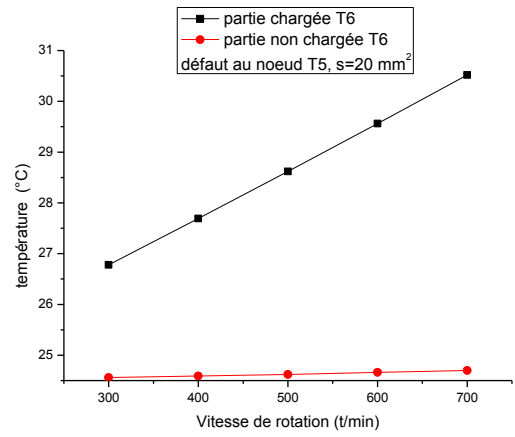
Cette fois-ci nous avons considéré analytiquement le cas d'un défaut artificiel de forme elliptique situé sur la bille au point de contact entre bille / bague extérieure au niveau du nœud T5. Le but est d'analyser le comportement thermomécanique du roulement en présence de ce défaut et pouvoir le comparer aux résultats présentés précédemment. Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous en fonction des paramètres suivants : vitesse, charge et taille du défaut.

3.5.3.1 Influence de la vitesse de rotation

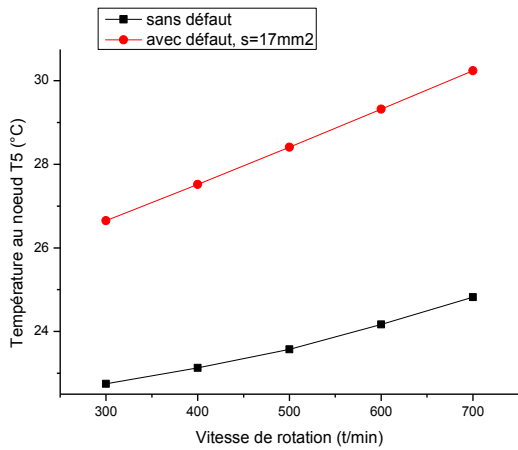
Dans ce cas la charge considérée sera fixée à 5000 N pour étudier l'effet de la vitesse de rotation sur l'augmentation de la température. Le type de la charge est considéré afin d'étudier l'effet de la partie chargée sur l'élévation de la température du système. La figure 3.25 compare l'évolution de la température en fonction de la vitesse de rotation au niveau du point de contact bille/ bague extérieure (nœud T5), ainsi que l'évolution de la température des parties chargées (nœud T6) et non chargées (nœud T9) pour chaque type de défaut. On remarque que la température augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation et que la température est maximale pour la plus grande surface de défaut (20 mm²).



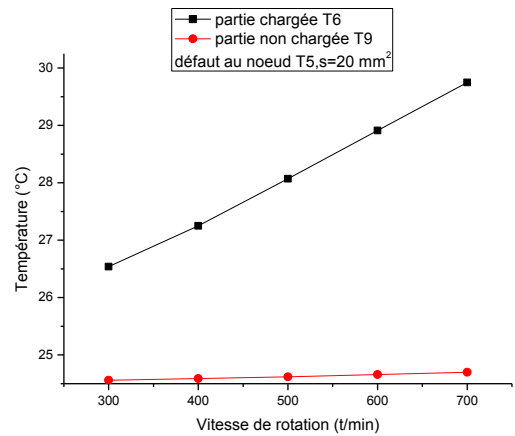
(a)



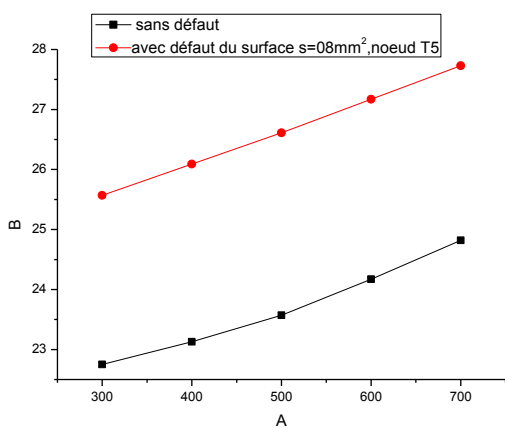
(b)



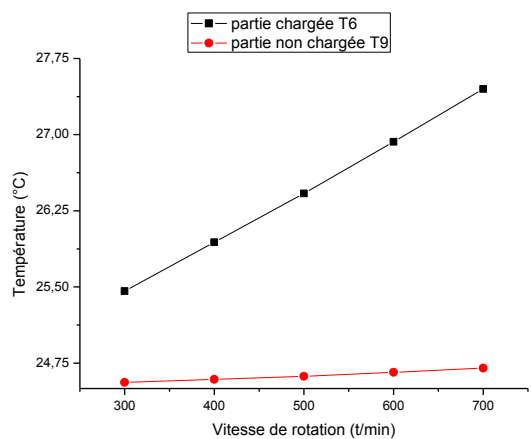
(c)



(d)



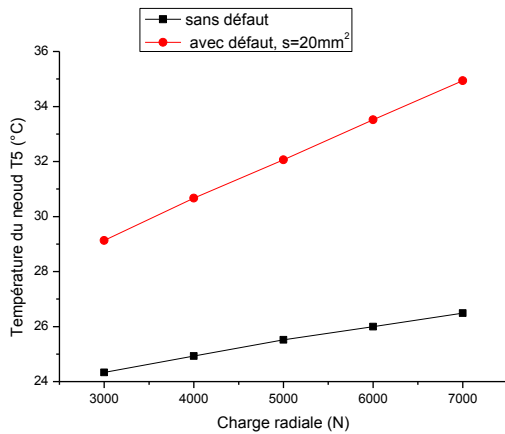
(e)



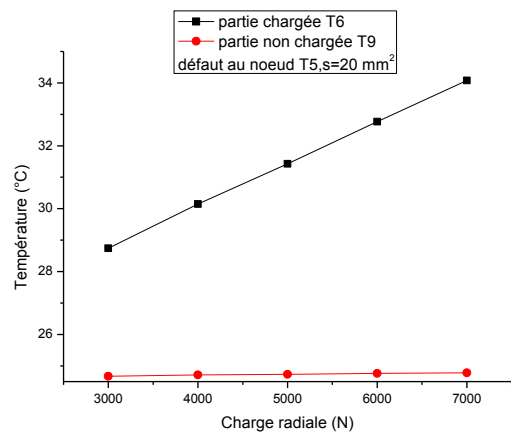
(f)

Figure 3.25 : Effet de la vitesse de rotation sur la génération de chaleur

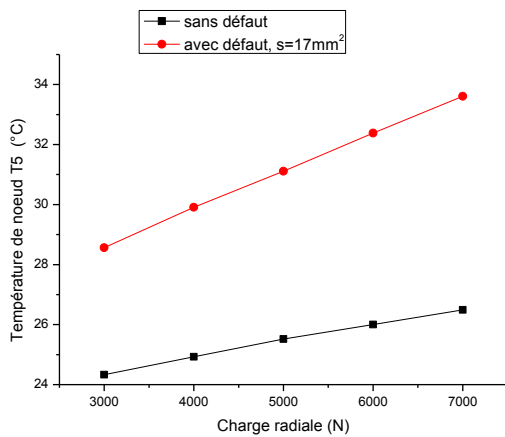
3.5.3.2 Influence de la charge radiale



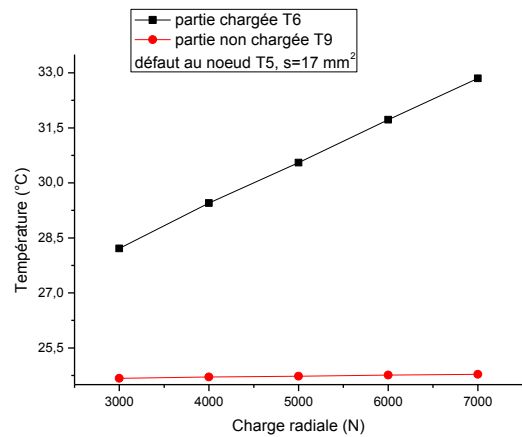
(a)



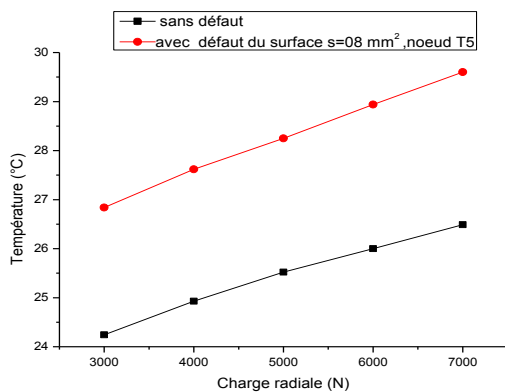
(b)



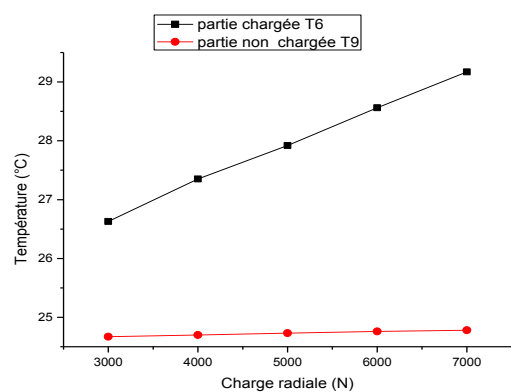
(c)



(d)



(e)



(f)

Figure 3.25 : Effet de la charge radiale sur l'évolution de la température

Pour examiner l'effet de la charge radiale sur l'augmentation de la température dans le roulement défectueux (avec défaut situé sur la bille), on s'est fixé une vitesse de rotation à 800 t/min et on a fait varier la surface du défaut. Les résultats sont illustrés sur la figure 3.26. L'augmentation de l'effort appliqué se traduit par une augmentation brutale de la chaleur dissipée dans le système, ceci est dû aux frottements et à la présence du défaut sur la bille. Le même comportement a été observé pour les parties chargées quelle que soit la dimension du défaut.

3.5.3. 3 Influence de la taille du défaut

Les températures générées dans le système au point de contact bille/bague extérieure (T5) pour des roulements sains et défectueux en fonction de la vitesse de rotation sont présentées dans le tableau 3.2. On peut affirmer que lorsque la surface du défaut est grande l'élévation de la température est la plus importante.

La même remarque s'applique lorsqu'on fait varier l'effort radial. La température est maximale lorsque se conjugue simultanément l'effet du défaut de grande surface associé à un chargement important (tableau 3.3).

Vitesse de rotation (t/min)	T5 (°C) sans défaut	T5 (°C) (s = 8 mm ²)	T5 (°C) (s = 17 mm ²)	T5 (°C) (s = 20 mm ²)
300	22.75	25.57	26.65	27.01
400	23.13	26.09	27.52	28
500	23.57	26.61	28.41	29
600	24.17	27.17	29.32	30.03
700	24.82	27.73	30.24	31.07

Tableau 3.2 : Comparaison des températures du nœud T5 en fonction de la vitesse de rotation

Charge radiale (N)	sans défaut	défaut $s = 08 \text{ mm}^2$	défaut $s = 17 \text{ mm}^2$	défaut $s = 20 \text{ mm}^2$
3000	24.33	26.84	28.56	29.13
4000	24.93	27.62	29.91	30.67
5000	25.52	28.25	31.11	33.06
6000	26	28.94	32.38	33.52
7000	26.49	29.6	33.69	34.94

Tableau 3.3 : Comparaison des températures au nœud T5 en fonction de la charge radiale.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, une étude thermomécanique des roulements sains et défectueux de différentes surfaces est effectuée. Le but est de montrer l'effet de la présence d'un défaut sur l'augmentation de la température dans le roulement. Pour cela, des modèles ont été proposés puis validés expérimentalement pour accéder à la distribution de la chaleur dans les roulements. La quantification de la gravité des défauts causés par l'élévation des températures dans le roulement sain et défectueux a été prise en compte. La résolution numérique du modèle est basée sur la méthode nodale.

Un montage expérimental a été réalisé sur un boîtier où l'on peut monter un roulement sain ou un roulement avec défaut. Les évolutions de température relevées montrent que le niveau de température d'un roulement endommagé est supérieur à celui d'un roulement sain. De plus, la température au niveau de la partie chargée du roulement à billes est également plus importante que celle de la partie non chargée.

Ces résultats expérimentaux concordent avec ceux du modèle. Le modèle permet de quantifier la gravité des défauts apparaissant sur les roulements avec une bonne efficacité en fonction des conditions d'utilisation du système.

4.1 Introduction

Selon les travaux de Tandon et Choudhury [132] au début du chapitre 2 § 2.1.1 nous avons considéré que la force exercée par un élément roulant sur la singularité dépend de la forme du signal d'excitation.

Dans ce chapitre nous allons établir la formulation analytique de la force d'impact, tout en s'appuyant sur un développement analytique pour la mise en équation du système dynamique et en se rapprochant le plus possible du phénomène réel observé. Le développement de la force d'impact sera basé sur la mécanique analytique de Lagrange et sur le calcul de la durée du temps de choc. En effet, il s'agit d'étudier en premier lieu l'effet de la percussion entre un élément roulant (bille) avec un défaut localisé sur la bague extérieure tout en préservant tous les paramètres qui rentrent en jeux comme l'effort appliqué, la direction de la charge, la vitesse de rotation ainsi que la taille et la géométrie du défaut.

A partir de l'expression de la force d'impact, nous allons développer analytiquement l'équation de la puissance de choc. Cette dernière est en relation directe avec l'intensité du flux de chaleur incident ainsi que de la surface du défaut.

Notre système dynamique étudié sera discrétisé en 10 nœuds isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques. Le flux de chaleur du aux impacts entre la bille et le défaut sera ajouté quant à lui au flux thermique généré par les frottements, ce qui nous permettra de prendre cet effet dans le bilan thermique à travers la modélisation nodale.

La résolution numérique du système d'équation obtenu par cette modélisation nodale est réalisé par la méthode de Newton-Raphson déjà décrite dans la chapitre 2 § 3 ce qui va nous permettre de simuler les variations de températures au niveau de chaque nœud du système et de comparer ensuite les résultats numériques des températures des roulements sains et défectueux.

4.2 Etude du phénomène du choc dans le roulement

Dans cette partie, nous allons étudier les phénomènes de choc entre deux solides et l'action qui agit sur l'impact. En effet, après l'impact si la quantité de mouvement est conservée, l'énergie cinétique est aussi conservée alors qu'aucune déformation des corps ou augmentation de leur énergie interne ne se produise ; on parlera dans ce cas de choc élastique. Par contre, si après

CHAPITRE 4 : Modélisation analytique de la force d'impact et calcul de la température

l'impact la quantité de mouvement est conservée mais que l'énergie cinétique ne l'est pas on parlera alors de choc mou.

La percussion est une action qui conduit à un choc mécanique sur un objet dont la durée de temps est très petite allant de t_1 à t_2 et si l'intensité des forces de contact est grande cette force est définie selon les travaux de [124] par la formule suivante :

$$\vec{P} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{F}.dt \quad (4.1)$$

Dans ce cas on peut écrire que la variation de la quantité de mouvement de l'objet pendant le choc est égale à celle de la percussion.

Selon le principe d'Alembert qui stipule que le travail virtuel des forces de contraintes est nul on peut écrire que selon [124] :

$$\sum_{i=1}^N \vec{F}_i^c . \delta \vec{r}_i = 0 \quad (4.2)$$

avec

F_i^c : force de liaison

$\delta \vec{r}_i$: déplacement virtuel

Ainsi l'équation de Lagrange en présence de forces non conservatrices est donnée par l'équation suivante :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \quad (4.4)$$

Où

T : énergie cinétique totale

q_j : coordonnée généralisée

\dot{q}_j : vitesse généralisée

Q_j : force généralisée

CHAPITRE 4 : Modélisation analytique de la force d'impact et calcul de la température

Ces équations sont utilisées pour l'étude des percussions appliquées à un objet de coordonnée généralisée q_j dans un intervalle de temps Δt très petit et correspondant à la durée du choc.

En intégrant l'équation de Lagrange (4.3) entre $[t, t + \Delta t]$ on obtient :

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} \right) dt = \int_t^{t+\Delta t} Q_j dt \quad (4.5)$$

Ainsi on peut écrire que :

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} \right) dt = \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right)_{t+\Delta t} - \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right)_t - \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial q_j} dt \quad (4.7)$$

Comme l'énergie cinétique ne dépend pas des coordonnées généralisées donc : $\frac{\partial T}{\partial q_j} = 0$

D'où l'on écrit que :

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} dt = 0 \quad (4.8)$$

Finalement on obtient :

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} \right) dt = \Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right)$$

Comme le terme $\int_t^{t+\Delta t} Q_j dt$ représente la percussion P_j de la force d'impact Q_j . L'équation de

Lagrange pour des percussions par rapport aux coordonnées généralisées q_j sera donnée par :

$$\Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) = P_j \quad (4.9)$$

4.3 Quantité de mouvement de la percussion

Selon les équations de Lagrange appliquées à notre système mécanique, présenté dans la figure 4.1, on peut calculer la quantité de mouvement des percussions. La résolution des équations selon cette méthode nécessite tout d'abord le calcul de l'énergie cinétique et de la vitesse avant et après le choc.

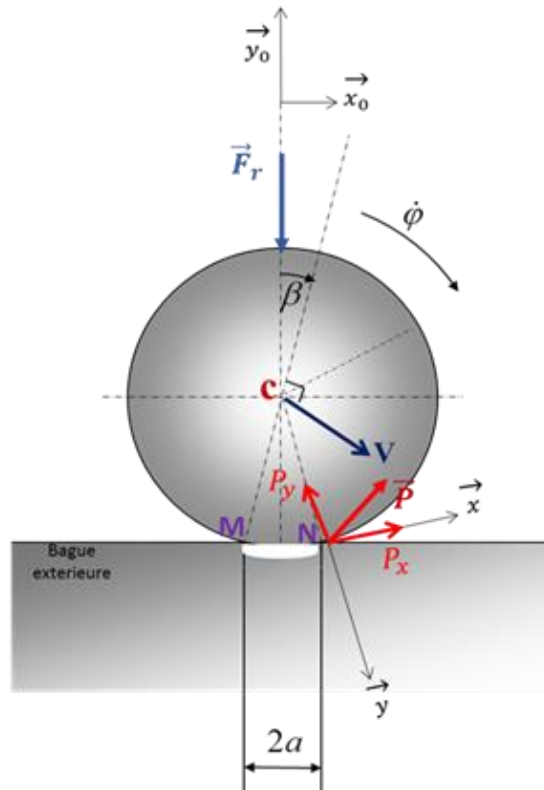


Figure 4.1 : la percussion entre la bille et la bague extérieure à l'endroit du défaut

4.3.1 Calcul de l'énergie cinétique

On considère les coordonnées généralisées (x, y, β) du centre de la bille au point N et (P_x, P_y, P_y, r_{bl}) les forces généralisées de coordonnées généralisées (x, y, β) . Sachant qu'à l'instant t_1 avant l'impact la bille passe par le point M à la vitesse $\dot{\theta}_1$. A l'instant t_2 après l'impact, la bille passe par le point N à la vitesse $\dot{\theta}_2$. En supposant qu'il n'y a pas de glissement entre la bille et

la bague extérieure et s'il n'y a pas de rebond de la bille lors de l'impact, cela se traduit par les équations suivantes :

$$\begin{cases} \dot{y}_2 + \theta_2 \cdot r_{bl} = 0 \\ \dot{x}_2 = 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Avant l'impact on écrit que :

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \theta_1^2 \quad (4.11)$$

Comme :

$$\theta = -\frac{V}{r_{bl}} \quad (4.12)$$

La vitesse juste avant l'impact dans un repère (N,x,y) sera donnée par :

$$\vec{V}_1 = \begin{pmatrix} V_1 \cdot \sin 2\beta \\ V_1 \cdot \cos 2\beta \end{pmatrix} \quad (4.13)$$

En remplaçant l'équation (4.13) dans (4.11) on aura obtenu :

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left((V_1 \cdot \sin 2\beta)^2 + (V_1 \cdot \cos 2\beta)^2 \right) + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \left(-\frac{V_1}{r_{bl}} \right)^2 \quad (4.14)$$

4.3.2 Calcul de la quantité de mouvement de la percussion

En appliquant l'équation de Lagrange (4.9) avec des coordonnées généralisées $(\dot{x}, \dot{y}, \dot{\theta})$ on trouve l'équation suivante :

$$\Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = \frac{\partial T_2}{\partial \dot{x}_2} - \frac{\partial T_1}{\partial \dot{x}_1} \quad (4.15)$$

Avec :

$$P_x = m \cdot [\dot{x}_2 - V_1 \sin 2\beta] \quad (4.16)$$

Et

$$\Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{\partial T_2}{\partial \dot{y}_2} - \frac{\partial T_1}{\partial \dot{y}_1} \quad (4.17)$$

Avec :

$$P_y = m \cdot [\dot{y}_2 - V_1 \cos 2\beta] \quad (4.18)$$

Et

$$\Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = \frac{\partial T_2}{\partial \dot{\theta}_2} - \frac{\partial T_1}{\partial \dot{\theta}_1} \quad (4.19)$$

Avec

$$P_y \cdot r_{bl} = I \cdot \left(\dot{\theta}_2 + \frac{V_1}{r_{bl}} \right) \quad (4.20)$$

Ainsi l'équation (4.10) déduite des hypothèses précédentes, nous donne :

$$P_x = -m \cdot V_1 \cdot \sin 2\beta \quad (4.21)$$

$$P_y = -m \cdot \left(\dot{\theta}_2 \cdot r_{bl} + V_1 \cdot \cos 2\beta \right) \quad (4.22)$$

$$P_y \cdot r_{bl} = I \cdot \left(\dot{\theta}_2 + \frac{V_1}{r_{bl}} \right) \quad (4.23)$$

En remplaçant l'équation (4.23) dans (4.22) on obtient :

$$\dot{\theta}_2 = -V_1 \frac{\left(m \cdot \cos 2\beta + \frac{I}{r_{bl}^2} \right)}{m \cdot r_{bl} + \frac{I}{r_{bl}}} \quad (4.24)$$

En remplaçant l'équation (4.24) dans (4.23), on obtient alors :

$$P_y = mV_1 \left(\frac{m \cdot r_{bl}^2 \cdot \cos 2\beta + I}{m \cdot r_{bl}^2 + I} - \cos 2\beta \right) \quad (4.25)$$

La quantité de mouvement de la percussion peut s'écrire finalement comme suit :

$$\|\vec{P}\| = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} \quad (4.26)$$

D'où :

$$P = m.V_1 \cdot \left(\left(\frac{m.r_{bl}^2 \cdot \cos 2\beta + I}{m.r_{bl}^2 + I} - \cos 2\beta \right)^2 + \sin^2 2\beta \right)^{1/2} \quad (4.27)$$

Sachant que si est x est très petit, $\sin x$ est proche de x, dans ce cas on pose que :

$$\sin 2\beta \approx 2\beta \quad \text{et} \quad \sin^2 2\beta \approx (2\beta)^2$$

$$\cos^2 (2\beta) \approx 1 - (2\beta)^2 \quad \text{et} \quad \cos 2\beta \approx 1 - \frac{(2\beta)^2}{2}$$

Donc P prend la forme suivante :

$$P = m.V_1 \cdot \left(\left(\frac{m.r_{bl}^2 \cdot \left(1 - \frac{(2\beta)^2}{2} \right) + I}{m.r_{bl}^2 + I} - \left(1 - \frac{(2\beta)^2}{2} \right) \right)^2 + (2\beta)^2 \right)^{1/2} \quad (4.28)$$

Comme l'angle est trop petit les termes d'ordre 4 sont négligeables et on obtient au final :

$$P = m.V_1 \cdot 2\beta \quad (4.30)$$

D'après le calcul cinématique des vitesses développées en annexe 2, la vitesse linéaire du centre de la bille (équation 4.27) par rapport à la bague extérieure (supposée fixe) est donnée comme suit :

$$V_1 = V_c = \frac{\omega_{bi}}{2} r_{bi} \quad (4.26)$$

Donc, on aura

$$P = m \cdot \omega_{bi} \cdot r_{bi} \cdot \beta \quad (4.27)$$

Comme :

$$\beta = \frac{a}{r_{bl}} \quad (4.28)$$

La quantité de mouvement prend la forme suivante :

$$P = m \cdot \omega_{bi} \cdot a \cdot \frac{r_{bi}}{r_{bl}} \quad (4.29)$$

En remplaçant m par $\frac{Q_{max}}{g}$ et pour un effort maximal appliqué sur la bille, selon Stribeck [91], équation (4.25) prend la forme suivante :

$$Q_{max} = \frac{\xi F_r}{Z \cdot \cos \alpha} \quad (4.30)$$

La quantité de mouvement de percussion finale prend la forme suivante :

$$P = \omega_{bi} \cdot a \cdot \frac{r_{bi}}{r_{bl}} \cdot \frac{\xi \cdot F_r}{g \cdot Z \cdot \cos \beta} \quad (4.31)$$

avec :

ω_{bi} : vitesse de rotation de la bague intérieure

a : demi-longueur du défaut

r_{bi} : rayon extérieur de la bague intérieure

r_{bl} : rayon de la bille

F_r : charge radiale

g : gravité

Z : nombre de billes

ξ : coefficient de Stribeck

β : angle de contact

4.4 Temps du choc

Le temps de choc noté Δt représente la durée qui sépare le début de l'impact entre la bille et la bague extérieure au point M et le retour à leurs formes de départ (déformation élastique) au niveau du point N comme présenté sur la figure (4.2) suivante.

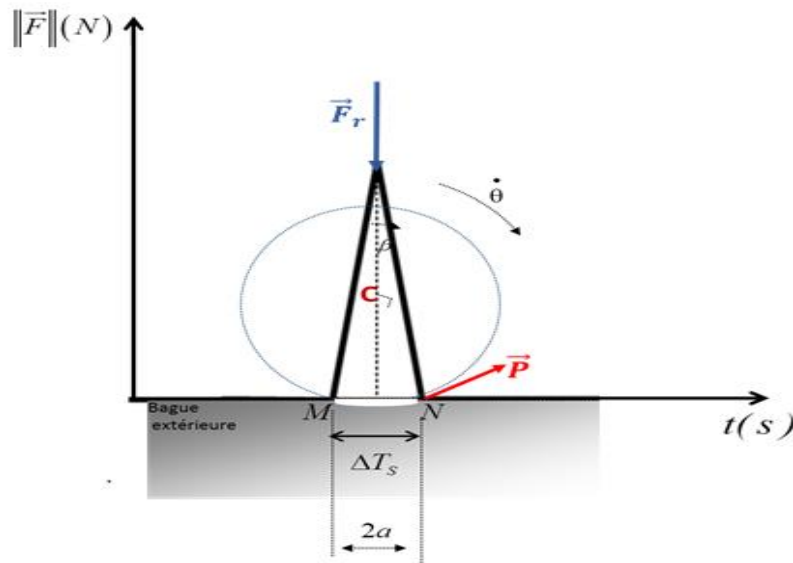


Figure 4.2 : Représentation du temps du choc entre les points M et N

Plusieurs auteurs [125-127] ont proposé des modèles numériques ou analytiques pour calculer le temps du choc ΔT . Nous allons utiliser le temps du choc que nous avons développé analytiquement dans le chapitre 2 § 2.1.1 pour calculer la force d'impact et la puissance du choc afin de remonter par la suite au calcul du flux de chaleur incident généré.

La formule du temps du choc que nous avons proposé est donnée ci-dessous :

$$\Delta T_s = \frac{4.a}{\omega.r_m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \right]} \quad (2.44)$$

Avec

$$r_m = \frac{d_{e_{bi}} + d_{i_{be}}}{4} \quad (2.40)$$

Où :

a : demi-longueur du défaut

r_m : rayon moyen

ω : vitesse de rotation de l'arbre

$d_{e_{bi}}$: diamètre extérieur de la bague intérieure

$d_{i_{be}}$: diamètre intérieur de la bague extérieure

d : diamètre de la bille

D : diamètre moyen du roulement

β : angle de contact

Sachant que la force d'impact est donnée par :

$$F = \frac{P}{\Delta t} \quad (4.32)$$

En remplaçant la quantité de mouvement de percussion et la durée du temps du choc par leurs équations respectives, on obtient finalement alors la force d'impact qui est donnée par la relation suivante :

$$F = \frac{\omega \cdot a \cdot \frac{r_{bi}}{r_{bl}} \cdot \frac{\xi \cdot F_r}{g \cdot Z \cdot \cos \beta}}{4 \cdot a} \quad (4.33)$$

$$F = \omega^2 \cdot r_m \cdot \frac{r_{bi}}{r_{bl}} \cdot \frac{\xi \cdot F_r}{4 \cdot g \cdot Z \cdot \cos \beta} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \right] \quad (4.34)$$

Avec :

F_r : La charge radiale

ξ : Le coefficient de Stribeck

Z : Le nombre de billes

g : La gravité

Dans cette partie nous allons étudier l'influence des paramètres pouvant avoir un impact sur le comportement mécanique et thermique d'un roulement sain ou ayant un défaut. Les paramètres étudiés sont les suivants : charge appliquée, vitesse de rotation et taille du défaut. Pour l'étude de l'influence de la force d'impact et de la puissance de choc nous avons tracé sur la figure (4.3) les courbes d'évolution de la force d'impact et de la puissance du choc en fonction de ces paramètres. On remarque que la charge a une influence considérablement sur la force d'impact ; en effet, quand on augmente la charge, la force d'impact augmente de façon linéaire. Par contre, l'évolution de la force d'impact en fonction de la vitesse, comme représentée sur la figure 4.4, elle augmente de façon exponentielle pour atteindre des valeurs très élevées.

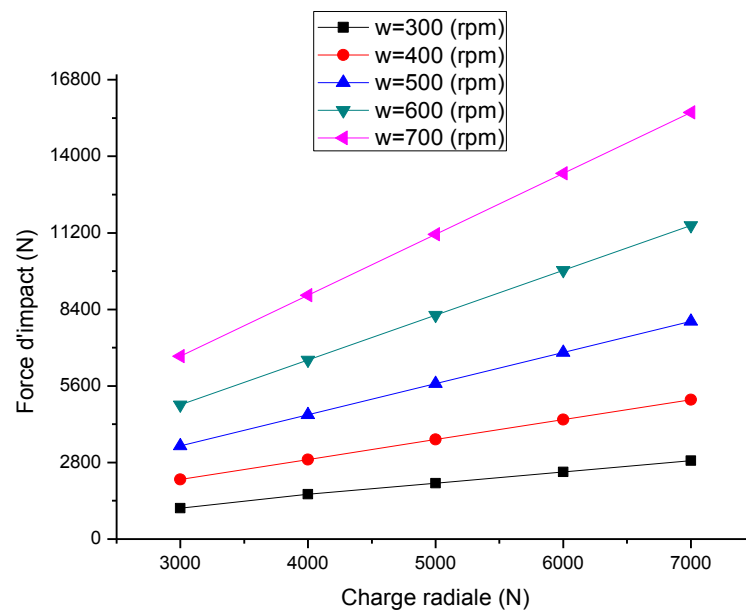


Figure 4.3 : Influence du paramètre charge sur la force d'impact

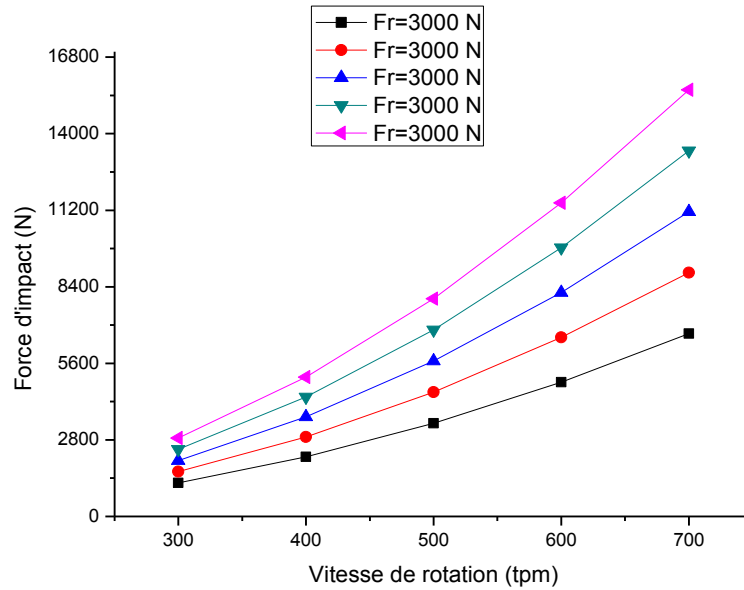


Figure 4.4 : Influence du paramètre vitesse sur la force d'impact.

4.5 La puissance du choc

La puissance du choc sur un roulement peut être exprimée par l'équation suivante:

$$P_s = \frac{2.a.F}{\Delta T_s} \tag{4.35}$$

En remplaçant dans cette dernière relation l'expression du temps de choc donné par l'équation 2.44 développé dans le chapitre 2 on obtient :

$$P_s = \frac{1}{2}.F.\omega.r_m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right) \right] \tag{4.36}$$

A partir des équations 4.34) et (4.36), la puissance du choc prend la forme suivante :

$$P_s = \frac{\xi_r}{8 \cdot g \cdot Z \cdot \cos \beta} \cdot \frac{r_m^2 \cdot J_{bi}}{r_{bl}} \cdot \omega^3 \cdot F_r \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \right]^2 \quad (4.37)$$

La figure 4.5 montre l'influence de la charge sur l'augmentation de la puissance du choc. En effet, on observe que la puissance du choc devient plus importante et évolue de façon linéaire quand on augmente la charge entre 300 à 700 N.

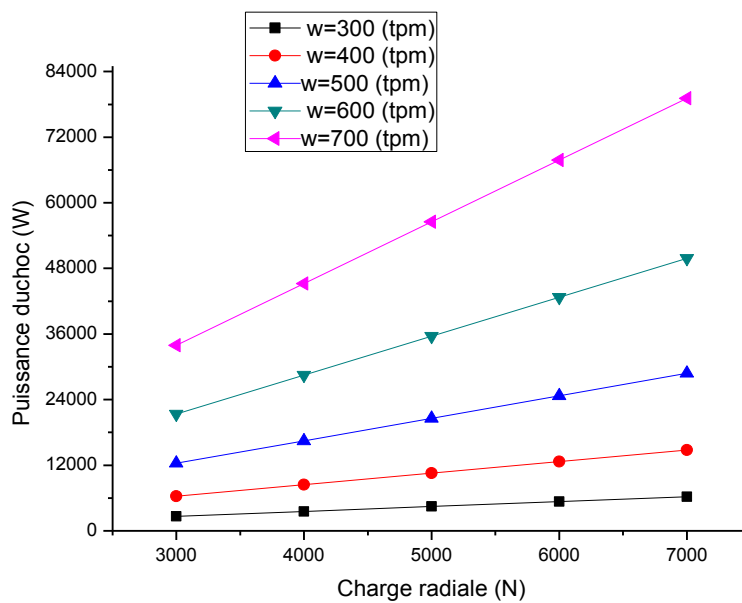


Figure 4.5 : Evolution de la puissance du choc en fonction de la charge appliquée

La figure (4.6) représente l'évolution de la puissance du choc en fonction de la vitesse de rotation, pour différentes valeurs de la charge (3000 à 70000). Pour une variation de la vitesse de rotation entre 300 à 700 rpm (tours par minute) la puissance du choc augmente de façon exponentielle.

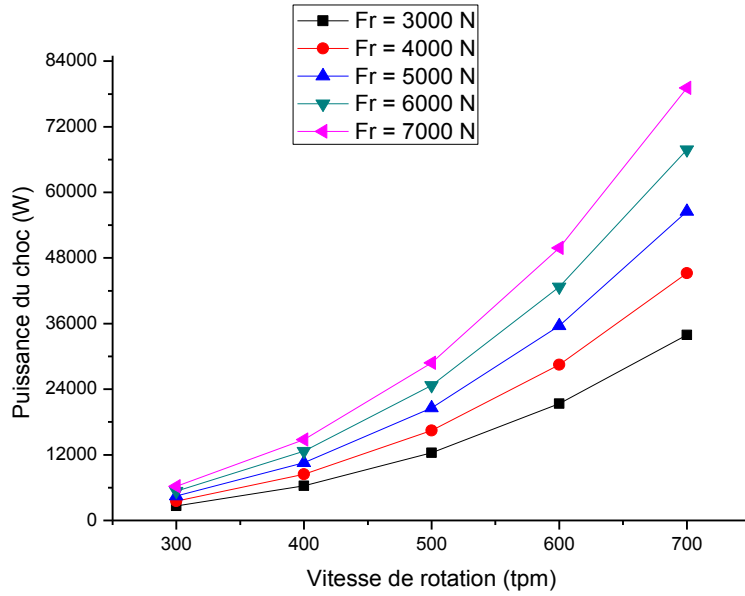


Figure 4.6 : Evolution de la puissance du choc en fonction de la vitesse de rotation

4.6 La densité du flux de chaleur incidente

La densité du flux de chaleur incident est exprimée par la relation suivante :

$$\Psi_{d_{be}} = \frac{P_s}{S_d} \quad (4.38)$$

Avec, S_d comme surface du défaut, et qui a la forme suivante :

$$S_d = \pi ab \quad (4.39)$$

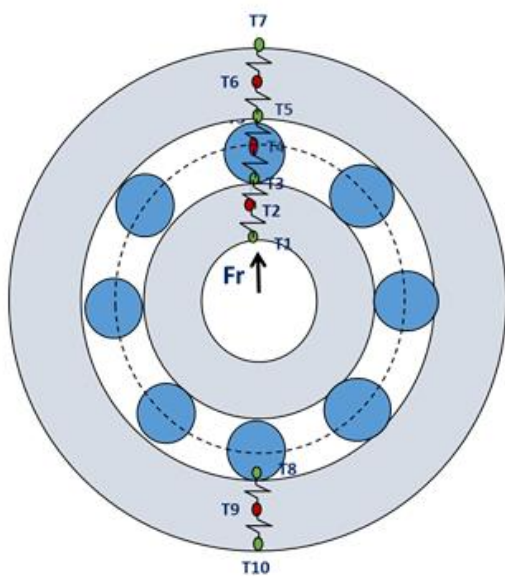
Ensuite l'équation (4.38) peut s'écrire ainsi :

$$\Psi_{d_{be}} = \frac{\xi_r}{8 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot g \cdot Z \cdot \cos \beta} \cdot \frac{r_m^2 \cdot r_{bi}}{r_{bl}} \cdot \omega^3 \cdot F_r \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \right]^2 \quad (4.40)$$

CHAPITRE 4 : Modélisation analytique de la force d'impact et calcul de la température

Le modèle de transfert thermique que l'on cherche à établir concerne les roulements à billes, sans et avec défaut sur la bague extérieure, fonctionnant à vitesse modérée. Ce système dynamique étudié sera discrétisé en 10 nœuds isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques comme représenté par la figure 4.7.

Les pertes de puissance et les résistances thermiques dans notre système dépendent généralement d'un mécanisme de transfert de chaleur dans le roulement. Elles seront exactement calculées comme il a été expliqué et développé dans le chapitre 2 § 2. Le flux de chaleur dû aux impacts entre la bille et le défaut sera ajouté quant à lui au flux thermique généré par les frottements ce qui nous permettra de prendre en ligne de compte cet effet dans le bilan thermique à travers cette modélisation nodale.



Node	Description
T1	Interface arbre
T2	Bague intérieure
T3	Contact bague intérieure / bille
T4	Billes
T5	Contact Bague extérieure / billes (défaut)
T6	Bague extérieure (partie chargée)
T7	Interface carter
T8	Contact Bague extérieure / billes (sans défaut)
T9	Bague extérieure (partie non chargée)
T10	Interface carter (partie non chargée)

Figure 4.7 : Description des nœuds dans le roulement à billes

4.7 Résolution numérique

Dans la modélisation nodale, le bilan de l'énergie doit prendre en compte toutes les énergies liées aux transferts thermiques par conduction et convection. Il en est de même pour les sources de chaleur par frictions et l'énergie qui évolue en fonction des impacts des éléments roulants sur le défaut et qui la forme d'un flux de chaleur.

L'équation (4.41) ci-dessous est utilisée comme base pour la résolution de notre problème physique étudié. Cette équation va être appliquée et utilisé à chaque nœud, i , du réseau thermique alors que j représente chaque nœud connecté à i .

$$Q_i = \sum_{j, j \neq i}^n \frac{(T_i - T_j)}{R_{ij}} + m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} \quad (4.41)$$

En appliquant le bilan d'énergie aux niveaux des nœuds nous obtenons un système d'équations non linéaires, difficile à résoudre. En effet à chaque nœud, i , on génère un bilan de flux de chaleur obtenant ainsi un système d'équations non linéaire à résoudre. Pour la résolution de ce système on fait appel à la méthode de Newton-Raphson, représentée par l'équation (2.71), cette méthode de résolution est détaillé dans le chapitre 2 § 3.

La résolution du système sera obtenue par itérations successives. Après l'initialisation des paramètres chaque itération est traduite en une équation de système linéaire (2.71) dont les inconnues sont les composantes du vecteur erreur entre les températures correspondantes de deux itérations successives. La résolution est arrêtée lorsque les erreurs sont raisonnablement petites (voir l'organigramme ci-dessous).

$$q_i + \sum_j \frac{\partial q_i}{\partial T_j} \varepsilon_j = 0 \quad \text{for } i = 1, \dots, n \quad (2.71)$$

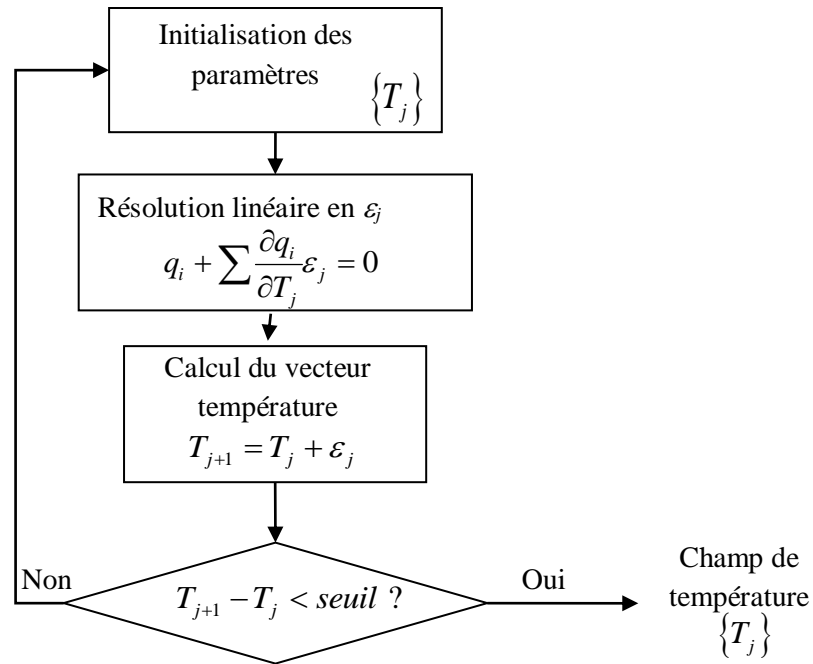


Figure 4.8 : Résolution par la méthode de Newton Raphson.

4.8 Résultats et discussions

La figure (4.9) montre que la hausse de température est bien localisée au nœud T5 qui représente le point de contact entre la bille et la bague extérieure. Cette hausse de température est due à la génération de chaleur par les frottements d'une part, et d'autre part par l'énergie induite par la présence du défaut. La température au nœud T4, qui représente la température de la bille, vient en deuxième position ceci peut être expliqué par le fait que la bille reçoit de la chaleur des deux nœuds T5 et T3. Le nœud T3 représente la variation de la température qui est due à la présence d'une source de chaleur par friction. En dernier lieu on retrouve la température au nœud T2 qui représente la température de la bague intérieure.

La direction de la charge nous permet d'étudier l'effet thermique de la partie chargée du système.

La figure (4.10) montre une comparaison des évolutions de la température chargées et non chargées d'un roulement à billes avec un défaut situé sur la bague extérieure. Nous remarquons

que l'augmentation de l'effort appliqué affecte considérablement le système est cela induit une forte augmentation de la température de la partie chargée.

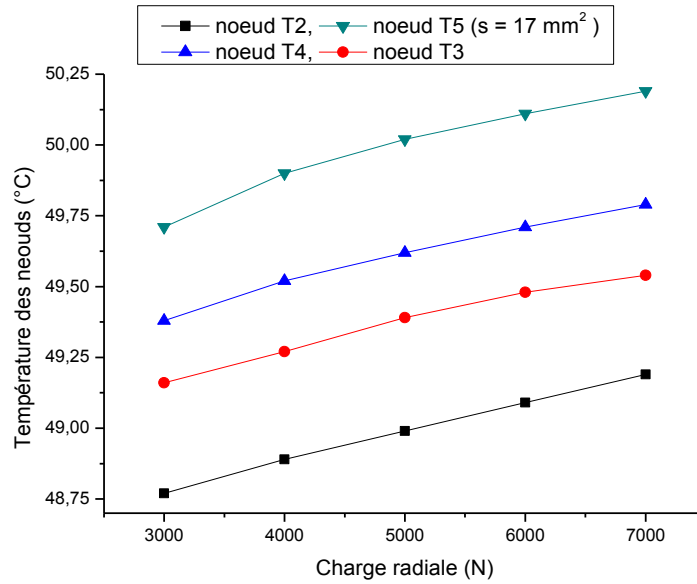


Figure 4.9 : Evolution de la température des nœuds en fonction de la charge appliquée

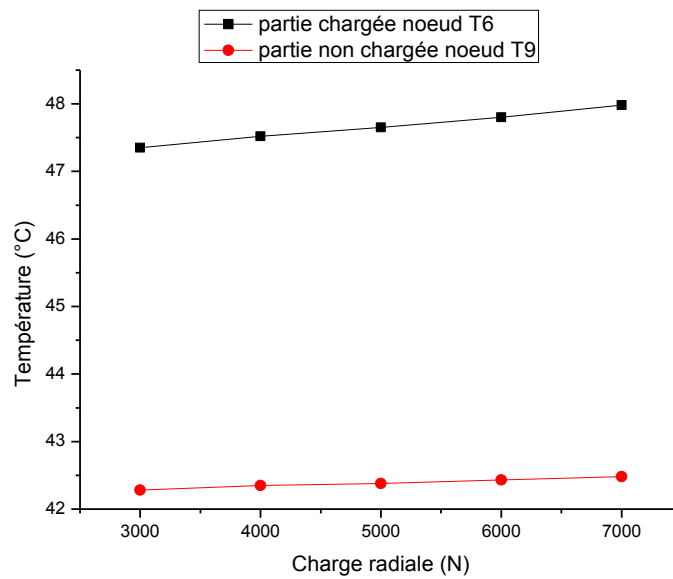


Figure 4.10 : Température des parties chargées et non chargées en fonction de la charge.

L'application d'une charge radiale supérieure à 3000 N sur le roulement présentant un défaut sur la bague extérieure de surface $s=17 \text{ mm}^2$ et fonctionnant à une vitesse modérée de 800 t/min entraîne une augmentation importante de la température comparativement au roulement qui ne présente pas un tel défaut. Ce résultat est bien illustré par la figure (4.11) où l'on voit clairement un grand écart de température entre le roulement sain et défectueux.

Sur la figure (4.12) on présente la comparaison des températures entre les parties chargées et non chargées des roulements sein et défectueux. On peut clairement observer que quelle que soit la direction de la charge, la température du roulement ayant un défaut sur la bague extérieure est plus importante que la température du roulement sein (sans défaut).

Ce résultat montre que la présence d'un défaut engendre inévitablement une augmentation de la température plus conséquente dans le roulement.

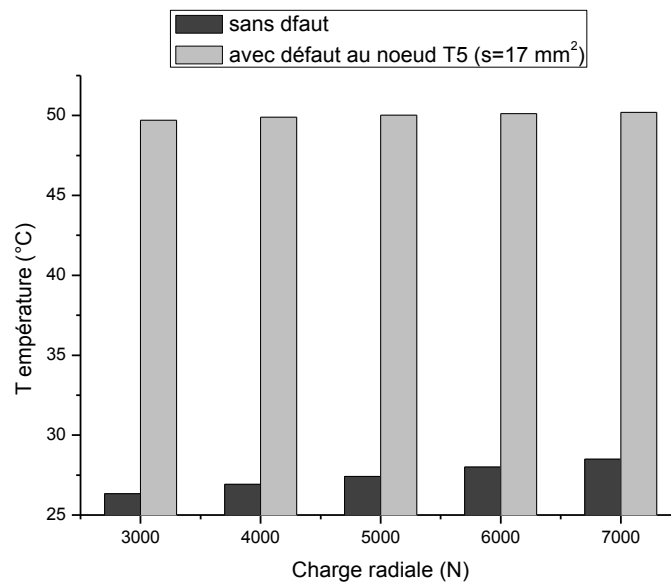


Figure 4.11 : Comparaison des températures au nœud T5 en fonction de la charge.

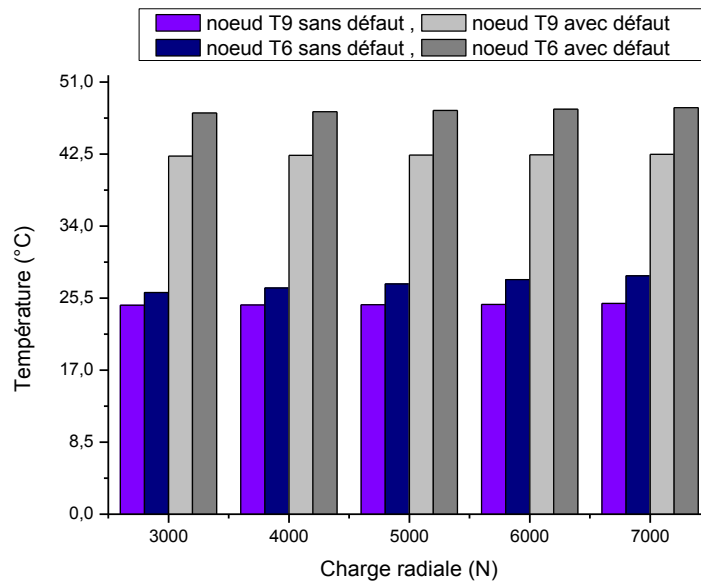


Figure 4.12 : Comparaison des températures des parties chargées et non chargées des roulements avec et sans défaut en fonction de la charge radiale

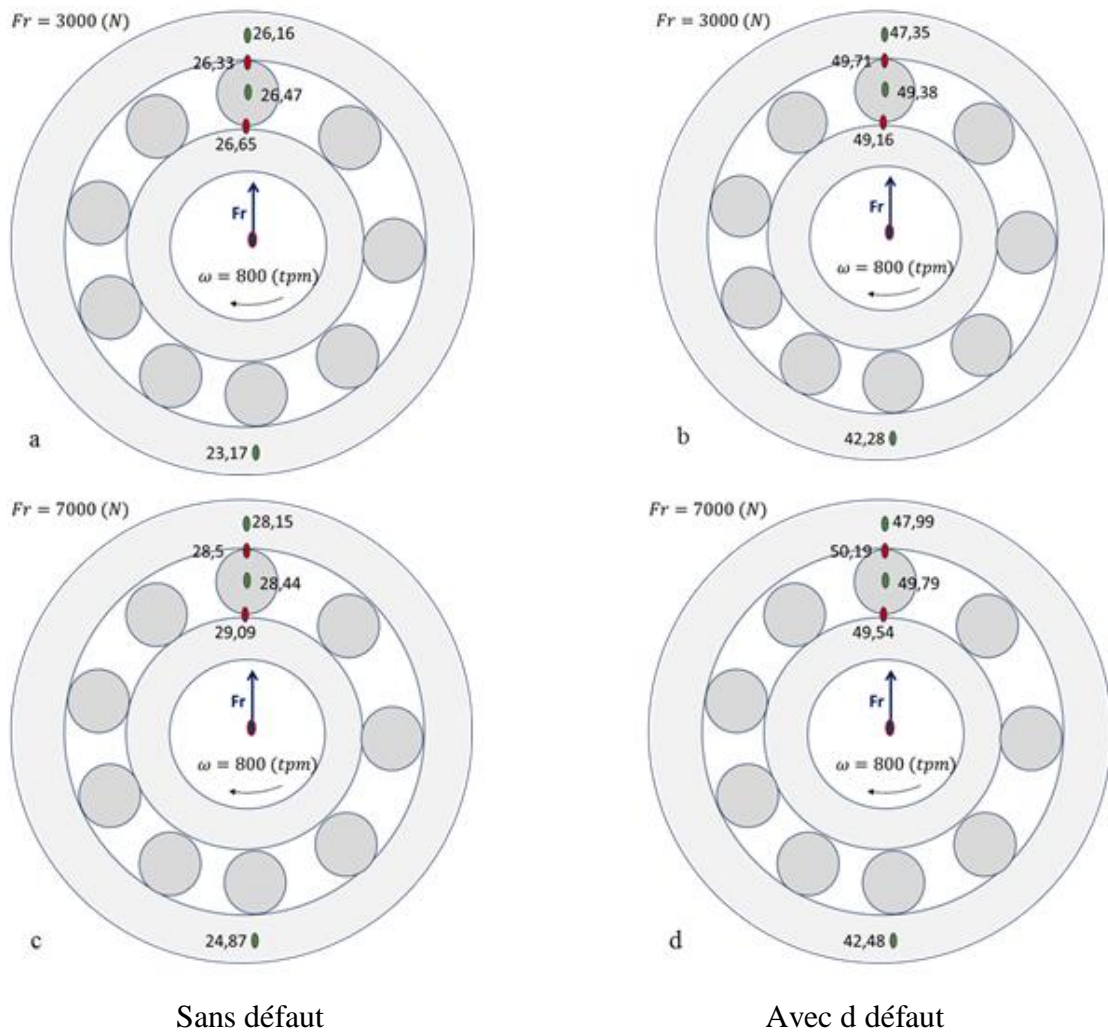


Figure 4.13 : Cartographie des températures des roulements sans et avec défaut.

La figure (4.14) montre qu'avec une augmentation de la vitesse de rotation, la température au nœud T5 est plus élevée que celles des autres nœuds. Le nœud T5 représente le point de contact entre la bille et la bague extérieure et où le défaut est localisé. Cette hausse de température est due à la génération de chaleur par friction et par la présence d'une source de chaleur supplémentaires induite par le défaut. La température de la bille (nœud T4) vient juste après T5. En effet, la bille reçoit de la chaleur des nœuds T5 et T3. Le nœud T3 représente la température due à la présence de source de génération de chaleur par friction. En dernier, le nœud T2 représente la température de la bague intérieure.

Le paramètre vitesse de rotation peut avoir une influence sur les variations des températures des roulements sein et défectueux. La figure (4.15) montre une comparaison des évolutions de

la température des roulements à billes sans et avec défaut sur la bague extérieure en fonction de la vitesse de rotation. Nous remarquons que l'augmentation de la vitesse de rotation affecte considérablement l'augmentation de la température dans le roulement défectueux par rapport à celui qui ne présente pas un défaut.

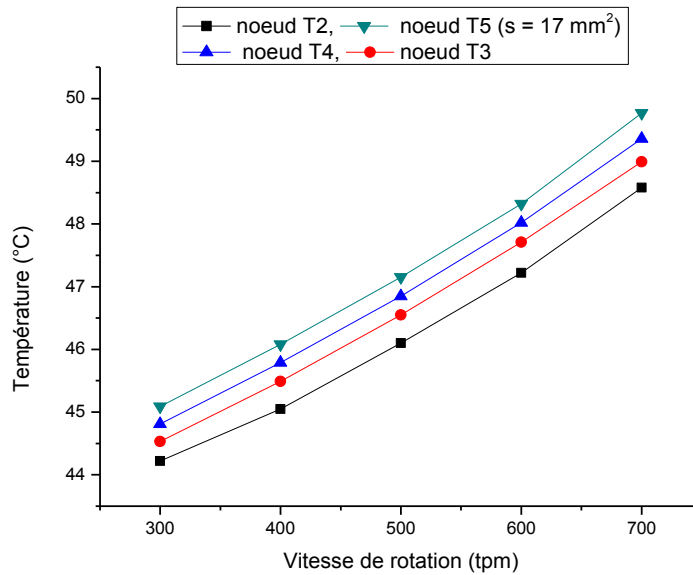


Figure 4.14 : Evolution de la température des nœuds en fonction de la vitesse de rotation

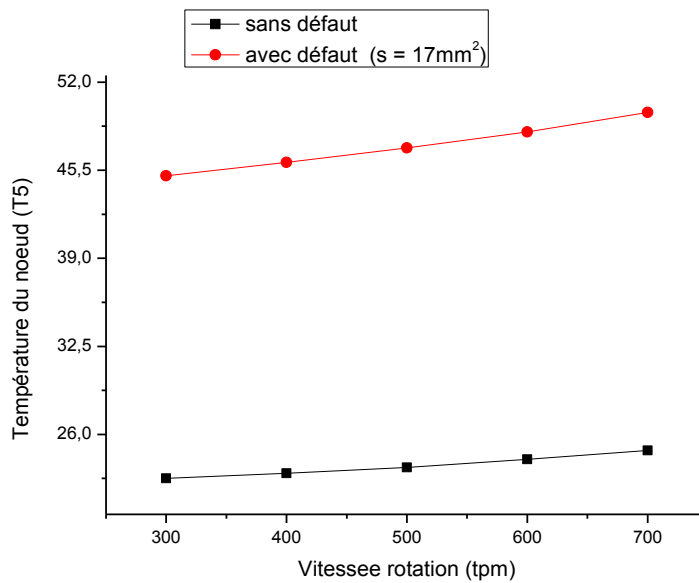


Figure 4.15 : Température d nœud T5 pour des roulements avec et sans défaut

La figure 4.16, montre un comparatif entre les parties chargées et non chargées avec et sans défauts quand on fait varier la vitesse de rotation en maintenant la charge appliquée constante à 5000 N. Pour un roulement qui présente un défaut on peut voir que la température de la partie chargée (nœud T6), représentée par la couleur grise foncée, est plus importante que celle de la partie non chargée (nœud T9). La température de la partie non chargée, en présence d'un défaut est plus élevée que celle du roulement sans défaut. Ces résultats valident le fait e la présence du défaut provoque une augmentation de la température dans le roulement.

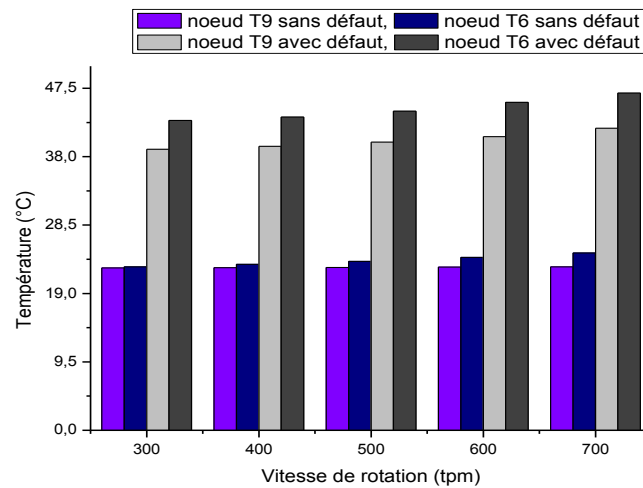


Figure 4.16 : Comparaison entre la température des parties chargées et non chargées des roulements avec et sans défaut en fonction de la vitesse de rotation.

4.9 Conclusion

Pour quantifier l'effet de la force d'impact générée par le passage d'un élément roulant sur un écaillage dans un roulement à bille, nous avons proposé dans ce chapitre un modèle analytique permettant de quantifier la force d'impact. Ce modèle intègre la mécanique analytique de Lagrange et permet de quantifier l'énergie de la percussion et le temps de choc.

Nous avons développé analytiquement l'équation de la force d'impact. Cette dernière est reliée à plusieurs paramètres importants dans la mécanique des roulements comme l'effort appliqué, la vitesse de rotation et la taille du défaut. Puis nous avons calculé cette force d'impact et nous l'avons comparé aux autres travaux antérieurs.

Le modèle représentant la force d'impact vise à calculer la puissance du choc généré entre la bille et la bague extérieure à l'endroit du défaut. Cela nous a permis de calculer le flux de chaleur incident.

Dans ce cadre le roulement le système étudié est divisé en dix éléments isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques. Ces dernières dépendent des modes et de la nature de transfert de la chaleur à l'intérieur du roulement. L'énergie due aux impacts successifs des éléments roulants sur le défaut et qui prend la forme d'un flux de chaleur a été ajoutée au flux thermique généré par frottement. Nous les avons injectés dans le bilan thermique de la modélisation nodale.

La résolution numérique par utilisation de la méthode de Newton-Raphson nous a permis de simuler les évolutions de la température du roulement à billes en fonction de différents paramètres comme la charge radiale, la vitesse de rotation et la taille du défaut. Les résultats montrent que ces paramètres influent considérablement sur le comportement thermomécanique du roulement et que la hausse de température est toujours localisée à l'endroit où il est situé le défaut.

5.1 Introduction

Dans les chapitres précédents nous avons étudié l'influence de la vitesse, la charge et la taille du défaut sur l'évolution de la température dans les roulements sains et défectueux présentant des défauts réalisés artificiellement pour cette étude. Afin de compléter cette étude présentée dans le chapitre précédent, dans ce nouveau chapitre nous allons suivre l'évolution chronologique de la température dans un roulement qui présente un défaut réel (écaillage de roulement). Notre approche est basée sur la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire. Les roulements sont considérés comme les composants les plus courants dans les équipements mécaniques. La connaissance du niveau de performance de fonctionnement des roulements permet d'optimiser et d'améliorer la disponibilité des équipements. En effet la prédiction précise de la durée de vie résiduelle des roulements est indispensable pour assurer une maintenance de haut niveau des équipements. La norme ISO 13381-1 : 2004 [138] définit le pronostic comme étant l'estimation de la durée de fonctionnement avant défaillance ou d'apparition ultérieure d'un ou de plusieurs modes de défaillance. On peut donc dire que l'intérêt du processus de pronostic de défaillance d'un roulement, est de suivre l'évolution du niveau de dégradation et de prédire le temps résiduel avant la panne du système. IL est appelé RUL (Remaining Useful Life) [139,140].

Dans le cadre du suivi de l'évolution d'une défaillance de roulement, une nouvelle méthode basée sur la décomposition par paquets d'ondelettes (WPD) et Réseau de neurones profond (CNNs) est proposée dans ce travail.

Tout d'abord, l'extraction des caractéristiques de WPD sont utilisées comme données d'entrée. Les caractéristiques sélectionnées sont introduites dans des réseaux neuronaux convolutifs (CNNs) pour construire l'indicateur de santé (HI).

Cette étude se concentre sur l'analyse des relations et des corrélations entre l'indicateur permettant de suivre l'évolution de la dégradation et la température. Une vérification expérimentale est réalisée en utilisant les données du banc d'essai appelé PRONOSTIA [141]. Le modèle obtenu est ensuite appliqué aux signaux d'accélération recueillis lors de l'essai de dégradation des roulements.

5.1.1 Approches les plus utilisées pour le pronostic

On trouve plusieurs approches de pronostics de défaillances couramment utilisés [142] et qui sont :

- pronostic basé sur le modèle physique mathématique.
- pronostic basé sur des données de retour d'expérience,

- pronostic basé sur les modèles hybrides,
- pronostic basé sur les données de surveillance.

5.1.1.1 Pronostic basé sur le modèle physique mathématique

Le but de cette approche est d'établir un modèle mathématique de la dégradation. Le modèle obtenu est utilisé pour prédire l'évolution de la dégradation en fonction du temps, jusqu'à un instant bien précis.

5.1.1.2 Pronostic basé sur les données de retour d'expérience

Cette approche est basée sur des modèles statistiques de la dégradation en prenant en compte des données expérimentales durant la période d'exploitation. Son avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'avoir des modèles mathématiques complexes pour effectuer le pronostic.

5.1.1.3 Pronostic basé sur les modèles hybrides

L'approche hybride combine entre les pronostics basés sur le modèle physique et sur les données de retour d'expérience, cette approche permet d'obtenir des résultats plus fiables.

5.1.1.4 Pronostic basé sur les données de surveillance

Cette théorie consiste à recueillir des informations et des données du système et à les projeter pour l'apprentissage ; ces techniques d'apprentissage peuvent fournir de très bons résultats et leur performance dépend fortement de la qualité des descripteurs statistiques (Features) préalablement établis. Il existe plusieurs méthodes d'extraction et de description de caractéristiques (Features). Le but est de prédire le comportement des caractéristiques descripteurs temporels ou fréquentiels (tableau 5.1) dans le futur et ainsi de pouvoir prédire les défauts qui peuvent être initiés. En général se sont les spécialistes de l'intelligence artificielle qui sont concernés par cette approche. Les outils mathématiques utilisés sont par exemple : les techniques de l'analyse des tendances, la série de prédiction temporelle, les réseaux neuronaux, les systèmes neuro-flous, les réseaux bayésiens dynamiques.

L'avantage de cette approche pour une machine tournante bien surveillée est de prédire l'évolution future de dégradation du roulement sans recourir à un modèle mathématique de la dégradation.

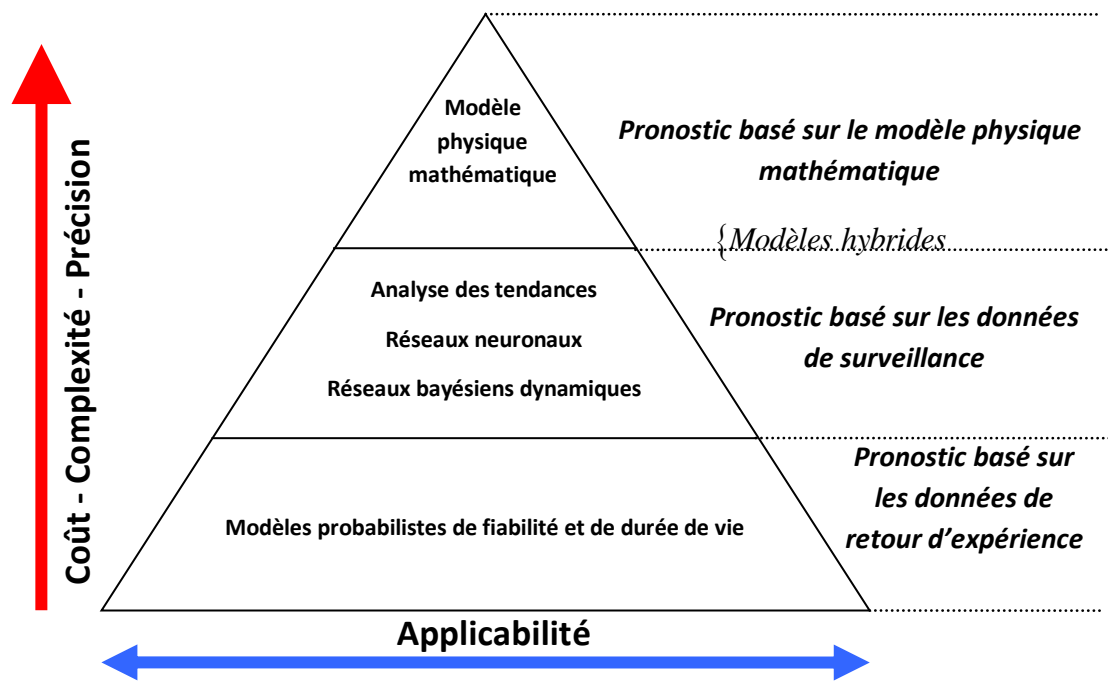


Figure 5.1 : Classement des approches de pronostics [143].

5.1.1.5 Pronostic de défaillance en utilisant l'intelligence artificielle

Ici on utilise un modèle basé sur la méthode de la régression basée sur les réseaux de neurones convolutif CNNs appliqué au roulement. Ce modèle est réalisé selon deux phases :

- Une phase hors ligne
- une phase en ligne.

La première phase consiste à apprendre des paramètres descripteurs temporels du modèle de la régression par les techniques d'intelligence artificielle [143,144, 145,146]. Pendant cette phase (hors ligne) différents capteurs sont utilisés, les données brutes fournies par ces capteurs sont analysées et traitées. Le but est d'extraire les caractéristiques (descripteurs temporels) nécessaires pour définir les paramètres du modèle d'apprentissage par les techniques d'intelligence artificielle qui représente la dégradation du roulement. La seconde phase (en ligne) consiste à estimer l'état courant du roulement pour prédire la durée de vie résiduelle de ce dernier (RUL).

5.2 Pronostic de défaillance des roulements

Les études montrent que le pronostic de défaillance des roulements peut être considéré comme un problème de reconnaissance de formes. En effet plusieurs recherches ont été menées pour développer des techniques de surveillance de l'état de fonctionnement des machines [147,

148, 149]. Cerrada et al [150] ont présenté un travail sur les outils PHM (Prognostics and Health Management) pour l'évaluation de la sévérité de défaillance des roulements et des modes de défaillance possibles dans ces composants. Ils ont présenté des données collectées par la plateforme « PRONOSTIA ». Cette expérimentation est dédiée aux tests et à la validation des approches de pronostic des défaillances des composants industriels en l'occurrence les roulements. L'objectif principal de Pronostia est de fournir des données expérimentales réelles qui caractérisent la dégradation du roulement étudié durant toute sa durée de vie résiduelle. Ils ont montré que les algorithmes utilisés dans l'évaluation de la santé des roulements et l'estimation des RUL dépendent des caractéristiques extraites des signaux (descripteurs temporels). L'évolution récente des pronostics s'est concentrée sur l'application des techniques avancées de traitement du signal pour extraire les caractéristiques robustes nécessaires pour la construction de l'indicateur de santé HI [151]. L'extraction de caractéristiques à partir de différentes représentations de signaux telles que : temporelle, spectrale et temps-fréquence [152, 153], n'ont en général pas une bonne monotonie ce qui limite leur performance dans l'évaluation de la gravité des défauts.

Plusieurs recherches ont été étudiées sur la faisabilité de l'utilisation de réseaux neurones artificiels (ANN) pour l'estimation de la durée de vie résiduelle (RUL) des roulements. Cependant la précision dépend fortement de la structure des réseaux de neurones, comme un certain nombre de couches cachées de nœuds et de fonctions du noyau. BenAli et al [154] ont proposé une méthode intelligente sur l'approche pronostique basée sur les données par la combinaison des réseaux de neurones et de la distribution de Weibull. Rai et al [155] ont combiné l'approche du réseau neuronal avec la méthode de débruitage par ondelettes pour l'évaluation RUL (la durée de vie résiduelle). Pour l'amélioration du réseau neuronal traditionnel des CNNs (réseau de neurones convolutifs) ont été proposés dans cette étude pour en acquérir les caractéristiques (descripteurs temporels). Un schéma de réseaux neuronaux basé sur la mémoire à court terme et à long terme a été proposé par Yuan et al [156]. Ils ont utilisé le réseau neuronal à mémoire à court terme pour obtenir un bon diagnostic et des performances prédictives dans les cas de fonctionnement complexe, de défauts hybrides et de bruit fort pour estimer RUL des moteurs aériens. Cependant, il reste à développer une approche efficace basée sur des données historiques telles que l'apprentissage profond (Deep Learning).

Récemment, plusieurs méthodes d'apprentissage ont émergé, appelées apprentissage profond, qui se sont améliorées pour extraire des abstractions de plus haut niveau des données brutes

[157-159], les modèles d'apprentissage profond donnent automatiquement une représentation des caractéristiques à partir du signal brut. Les CNNs, les codeurs automatiques et les réseaux de détection profond sont les modèles les plus connus dans le domaine de l'apprentissage profond (deep learning) et ils sont appliqués dans de nombreux domaines de recherche tels que le traitement des images [160, 161], la surveillance de l'état des machines et les évaluations de l'état de santé des composants [162-165]. Li et al [166] proposent une nouvelle méthode basée sur le réseau neuronal convolutif profond pour la prédiction de la durée de vie résiduelle RUL. L'objectif de cette étude est de proposer un modèle de l'indicateur de santé de roulement et le comparer à l'évolution de la température dans un roulement défectueux. Cela permet d'évaluer le niveau de dégradation du roulement et d'estimer sa durée de vie résiduelle.

5.3 Présentation du modèle à étudier

PHM est un nouveau paradigme de concept de maintenance conditionnelle pour l'amélioration la sécurité et la fiabilité du système en surveillant l'état des installations [167-169], y compris la disponibilité opérationnelle maximale et la réduction des coûts de maintenance. En général, les méthodes de pronostic peuvent être regroupées en quatre grandes catégories : les approches axées sur les données, les approches fondées sur les modèles, les approches hybrides et les approches statistiques [170, 171, 172]. Les technologies PHM évoluent rapidement ces dernières années en raison des différents statuts et exigences des cas, le projet impliquait de la recherche et du développement. Dans la figure 5.2, plusieurs méthodes et technologies peuvent être considérées comme des étapes vers le pronostic et l'identification des besoins de maintenance pour soutenir la prise de décision et gérer la fiabilité opérationnelle. Le modèle allégé d'évaluation de la performance se compose généralement de trois aspects principaux : la construction d'indicateurs (HI), l'estimation des RUL et la gestion de la santé [171].

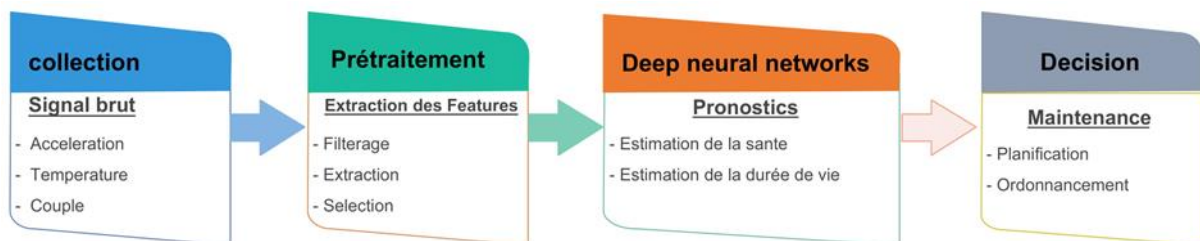


Figure 5.2 : Organigramme du modèle simplifié pour l'évaluation de la performance.

La figure 5.2, illustre la structure générale d'un système de PHM à roulements. Il se compose des modules essentiels à savoir la détection, le prétraitement, l'identification des caractéristiques et le PHM. La sélection des caractéristiques pour identifier les défaillances de roulements est une étape importante dans la PHM et a suscité un grand intérêt pour la recherche.

Le module PHM des systèmes de roulements en général commence par la détection des anomalies, le diagnostic des défauts, le pronostic et la prise de décision à l'étape finale. Le seuil de défaillance limité par l'utilisation des normes internationales (ISO 13381-1, ISO 10816 et ISO 7919). Les normes ISO limitent l'énergie des signaux de vibration (la valeur moyenne de la racine quadratique efficace du signal de vibration - RMS) et pour différents indicateurs sont utilisés [173]. Une illustration de la progression de la RUL est illustrée dans la Figure 5.3.

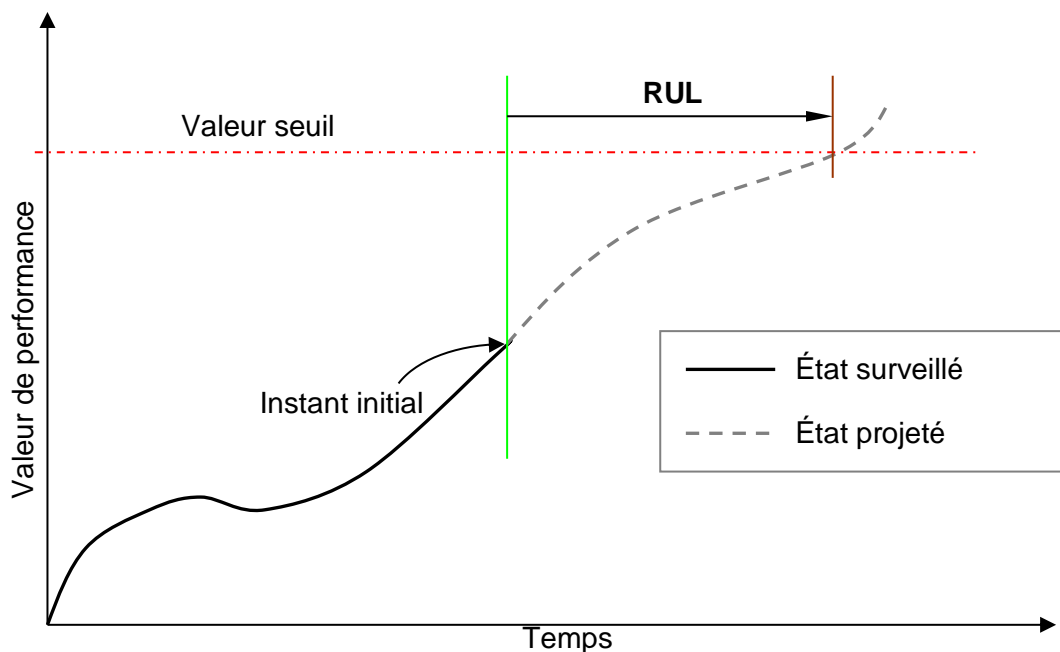


Figure 5.3 : Illustration de la durée d'utilisation résiduelle

5.4 Principe de WPD pour l'extraction de caractéristiques

Dans l'approche proposée, tout d'abord les signaux bruts sont traités par un algorithme rapide qui ne prend pas beaucoup de mémoire, c'est-à-dire que la décomposition par paquets d'ondelettes WPD de l'énergie des nœuds de chaque niveau est calculée. WPD est une extension naturelle de la technique d'Analyse Multi-Résolution (MRA) [174].

WPD décompose le signal brut en utilisant à la fois des composantes basses fréquences et des composantes hautes fréquences. Le processus de filtrage ou de décomposition à plusieurs niveaux est illustré sur la figure (5.4).

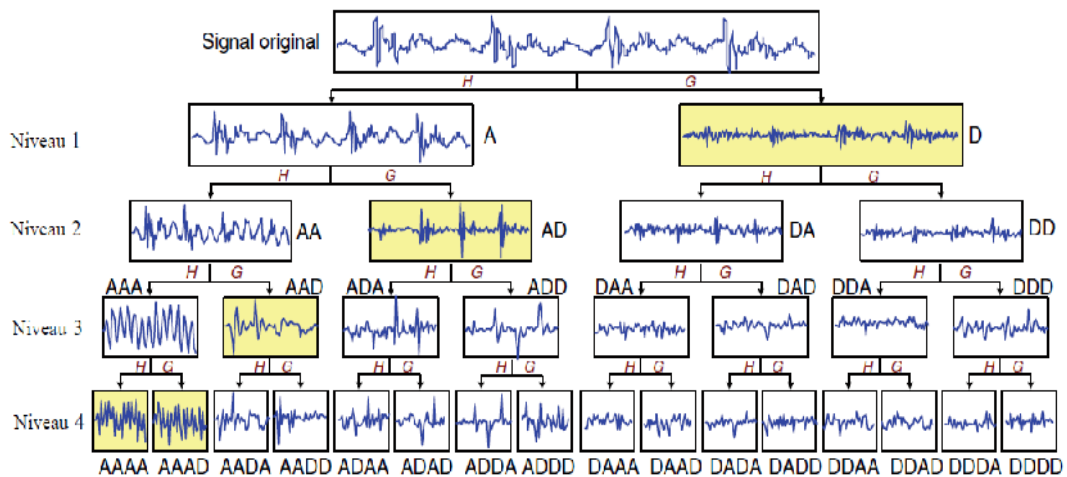


Figure 5.4 : Structure de décomposition de paquets d'ondelettes à deux couches.

Le signal discret est convolué avec un filtre passe-bas (g) et un filtre passe-haut (h) résultant en deux vecteurs cA appelés les coefficients d'approximation et cD appelés les coefficients de détail.

Le processus de décomposition peut être répété sur le vecteur d'approximation cA1 et successivement sur chaque nouveau vecteur d'approximation cAi.

Ce concept est présenté au moyen d'un arbre d'ondelettes ayant i niveaux où i est le nombre d'itérations de l'étape de base. Sur la figure (5.4) le niveau de décomposition est égal à 2.

Dans notre travail, les caractéristiques originales sont extraites des signaux bruts relatifs aux dégradations des roulements indiquées dans le tableau 4.2.

Coefficients d'approximation Énergie (5 niveaux (‘ db6 ’))	$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N cA(t)_i^2}$
Coefficients de détail Energie (5 niveaux (‘ db6 ’))	$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N cD(t)_i^2}$
Rapport signal/bruit (SNR)	$SNR = \frac{P_{signal}}{P_{noise}}$

Peak Signal to Noise Ratio (PSNR)	$PSNR = 10 \cdot \log \left(\frac{MAX_x^2}{MSE} \right)$
-----------------------------------	---

Tableau 5.1: Extraction des éléments.

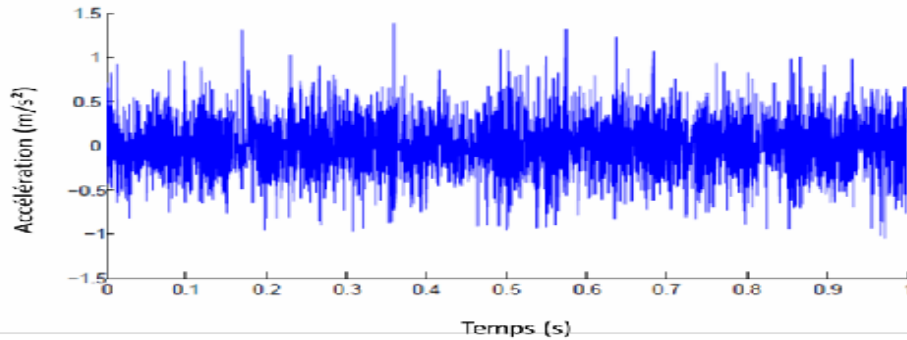


Figure 5.5 : Mesure des conditions normales par les capteurs.

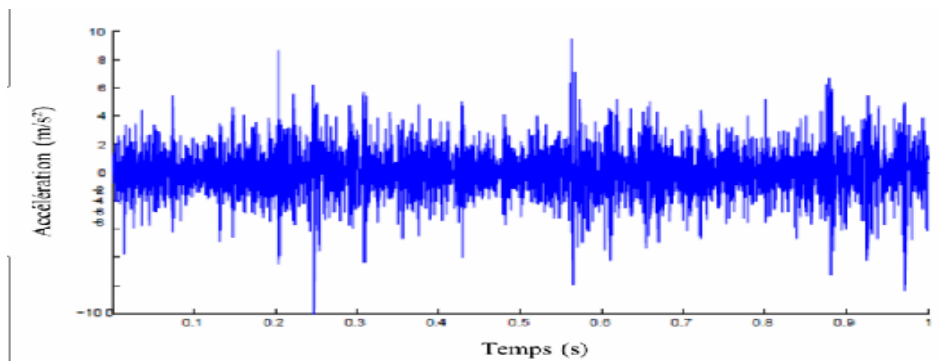


Figure 5.6 : Capteurs de mesure de roulements dégradés.

La figure 5.7 montre qu'il existe quelques éléments à prendre en compte lors de l'analyse de la multitude de transformations temps-fréquence. Il est utile de tenir compte de ces paramètres avec d'autres paramètres statistiques car ils sont fortement utilisés dans la surveillance de l'état des roulements. L'augmentation de la fréquence d'échantillonnage n'ajoute pas d'informations aux pics de fréquence concernés

L'évolution des coefficients d'énergie des noeuds à chaque niveau comme indiqué sur la figure 5.8 est égale à la longueur des signaux bruts après décomposition 'db6', les coefficients WPD peuvent conserver plus d'informations sur la gravité des défaillances et il est possible d'extraire davantage de caractéristiques statistiques distinctives pour l'estimation RUL.

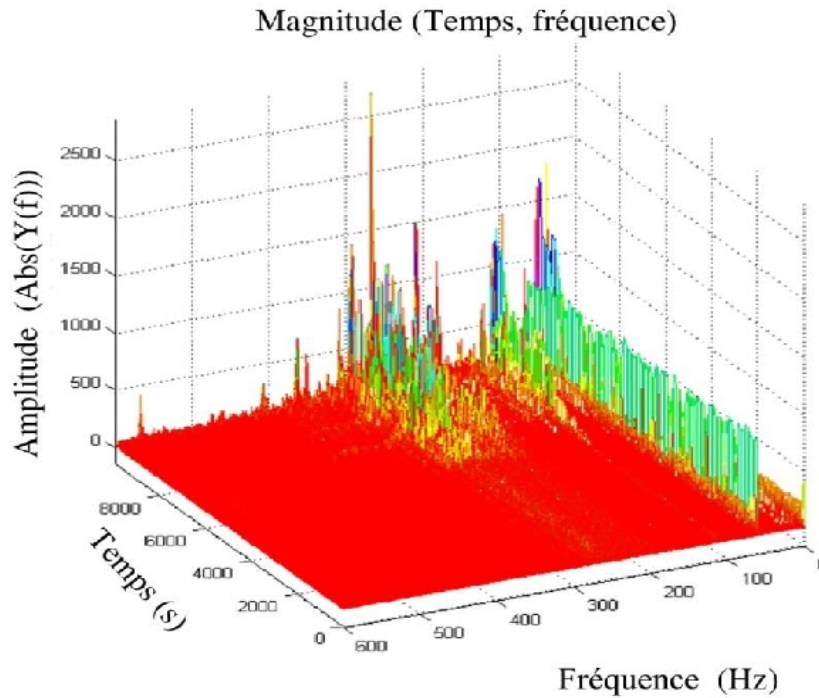


Figure 5.7 : Transformation temps-fréquence pour roulement testé (6h50).

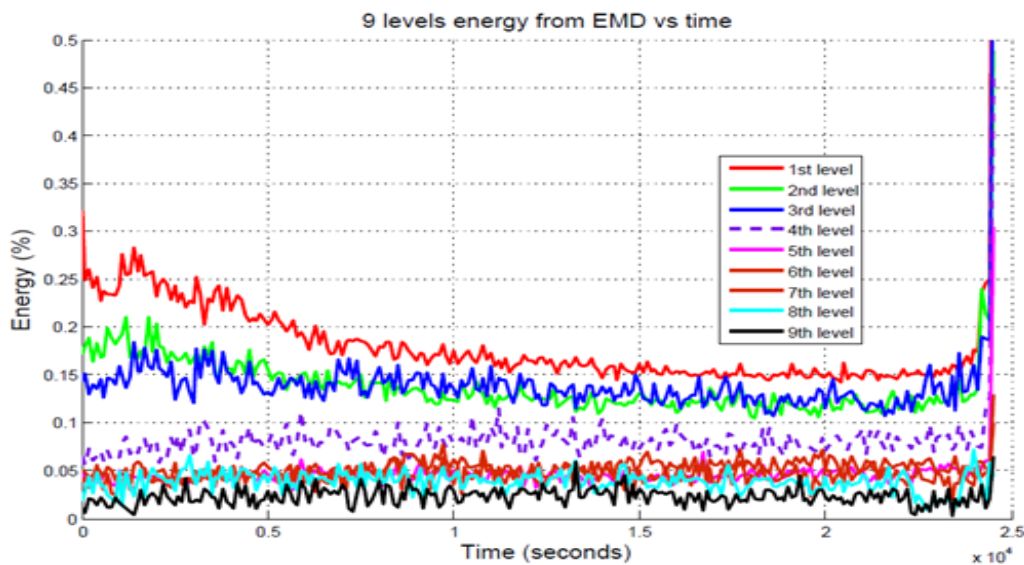


Figure 5.8 : Décomposition de paquets d'ondelettes pour le roulement testé (6H50).

Les données thermiques ont été réalisées par une sonde de température (PT100) pour surveiller l'évolution de la température à la surface des logements du roulement. Le résultat est donné par la figure 5.9. Dans différentes conditions de fonctionnement de la charge et de la vitesse, la température du roulement est surveillée afin de détecter toute modification pouvant indiquer un défaut sur un des éléments du roulement.

Dans cette étude, les expériences ont montré que la température est un bon indicateur de suivi pour différents régimes de fonctionnement en termes de charge et de vitesse. Il l'est également pour les problèmes liés à la lubrification.

La figure 5.9 montre que la technique de surveillance de la température pour le pronostic des roulements devient beaucoup plus compliquée quand les conditions de fonctionnement sont variables (charge et vitesse) conditions qui constituent la principale source de contribution à l'énergie du signal de vibration mesuré.

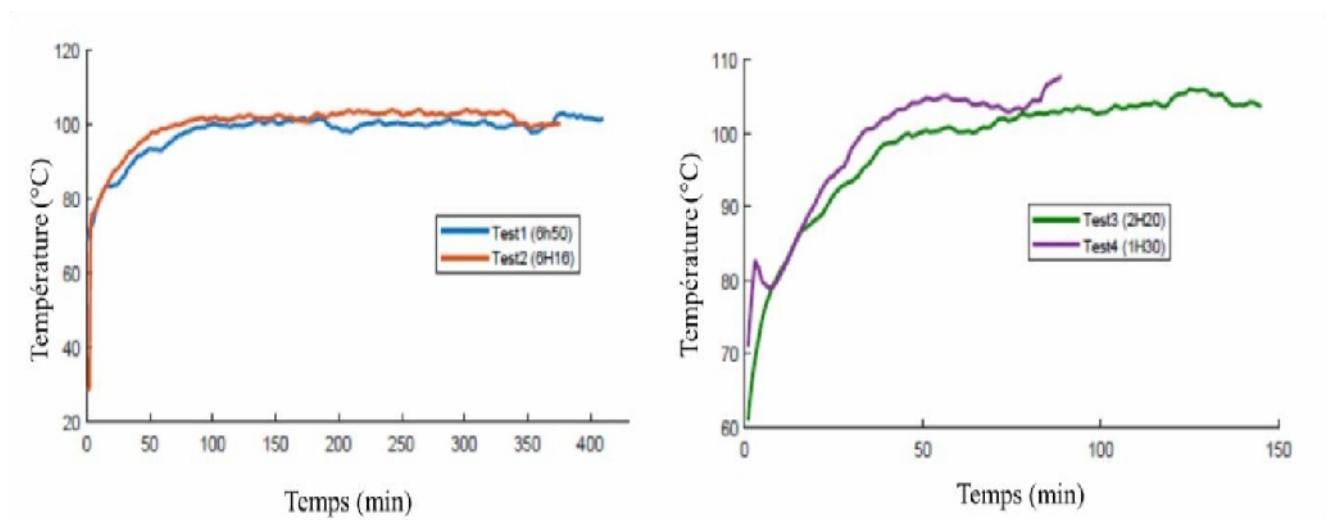


Figure 5.9 : Evolution de la température du roulement testé

5.5 Évaluation de l'état de dégradation des roulements à base de CNNs profonds

Dans cette partie nous allons présenter l'architecture des Réseaux de neurones convolutifs (CNNs) à apprentissage en profondeur pour l'évaluation de la dégradation et l'estimation durée de vie résiduelle (RUL) du roulement à partir de différents signaux de capteurs. Les caractéristiques des entrées sont extraites de différentes conditions de fonctionnement. Les valeurs de sortie sont les RUL des roulements à la durée de vie correspondante. Yann Le Cun [176] l'un des premiers pionniers des CNN est le premier à les réduire en les entraînant à la descente de gradient. Pour le traitement des images, caractérisé par deux propriétés clés: les poids partagés spatialement et le regroupement spatial.

Les algorithmes d'apprentissage en profondeur sont des techniques d'apprentissage automatique basées sur des représentations distribuées.

L'utilisation des structures composées de multiples transformations non linéaires pour l'apprentissage profond nécessite d'utiliser les caractéristiques de haut niveau des données. Les modèles les plus fréquemment utilisés sont les CNN et les Deep Belief Network (DBN). CNNs est également un type de réseau de neurones à anticipation qui se compose de couches convolutives et de sous-échantillonnage [177, 178]. Les CNN sont conçus pour utiliser un minimum de prétraitement, ce qui est la principale différence avec les autres architectures profondes.

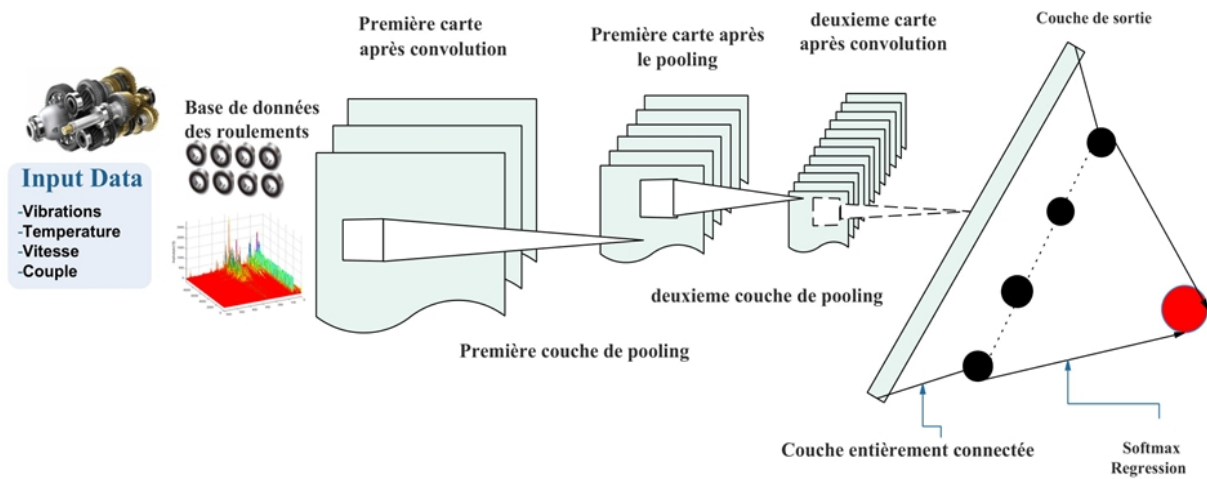


Figure 5.10 : Illustrations des CNN proposées pour le pronostic des roulements

Premièrement nous supposons que les données séquentielles d'entrée sont $y = [y_1, \dots, y_n]$ que n est la longueur de la séquence et $y_i \in \mathbb{R}^d$ à chaque pas de temps. La convolution du produit entre un vecteur filtre $u \in \mathbb{R}^m$ et une représentation vectorielle d'enchaînement $y_{i:i+m-1}$ définit la convolution comme suit :

$$c_i = \varphi(u^T y_{i:i+m-1} + b) \tag{5.1}$$

Où b et φ désignent respectivement le terme de biais et la fonction d'activation non linéaire.

$y_{i:i+m-1}$ est la longueur de la fenêtre à partir du i^{th} pas de temps, qui est décrit comme :

$$y_{i:i+m-1} = y_i \oplus y_{i+1} \oplus \dots \oplus y_{i+m-1} \tag{5.2}$$

Comme défini dans l'équation (5.2) l'échelle de sortie peut être considérée comme l'activation du filtre u sur la sous-séquence correspondante $y_{i:i+m-1}$. En faisant glisser la fenêtre de filtrage depuis le début jusqu'au pas de temps de fin, une carte de caractéristiques sous forme de vecteur peut être obtenue comme suit :

$$c_j = [c_1, c_2, \dots, c_{l-m+1}] \quad (5.3)$$

Où l'indice j représente le j^{th} filtre. Il correspond aux multifenêtres en tant que :

$$\{y_{i:m}, x_{i:m+1}, \dots, y_{l-m+1:l}\} \quad (5.4)$$

Max regroupement permet de réduire la longueur de la carte de caractéristiques, ce qui peut minimiser le nombre de paramètres du modèle. L'hyper-paramètre de la couche de mise en commun est la longueur de mise en commun notée par s . L'opération MAX prend un maximum sur les valeurs consécutives s dans la carte de caractéristiques c_j . Ensuite, le vecteur caractéristique compressé peut être obtenu sous la forme :

$$h = \left[h_1, h_2, \dots, h_{\frac{l-m}{s}+1} \right] \quad (5.6)$$

Où

$$h_j = \max(c_{(j-1)s}, c_{(j-1)s+1}, \dots, c_{js-1}) \quad (5.7)$$

Ensuite via les deux couches : convolution et max groupé, les couches entièrement connectées et un soft max sont généralement ajoutés pour faire des prédictions par la couche supérieure.

L'organigramme de la méthode proposée pour l'évaluation de l'état de dégradation des roulements pour l'estimation de la RUL est présenté sur la figure 5.11. La méthode est décomposée en deux phases principales : le prétraitement des données et l'apprentissage automatique par CNNs. Les données de roulements sont préparées pour l'extraction des paramètres d'entrée. Toutes les couches utilisent les fonctions d'activation tangente hyperbolique. La deuxième phase, qui est réalisée en ligne, elle concerne l'utilisation du modèle généré en continu pour évaluer l'état de santé du roulement et la prédiction de la durée de vie en fatigue de roulement.

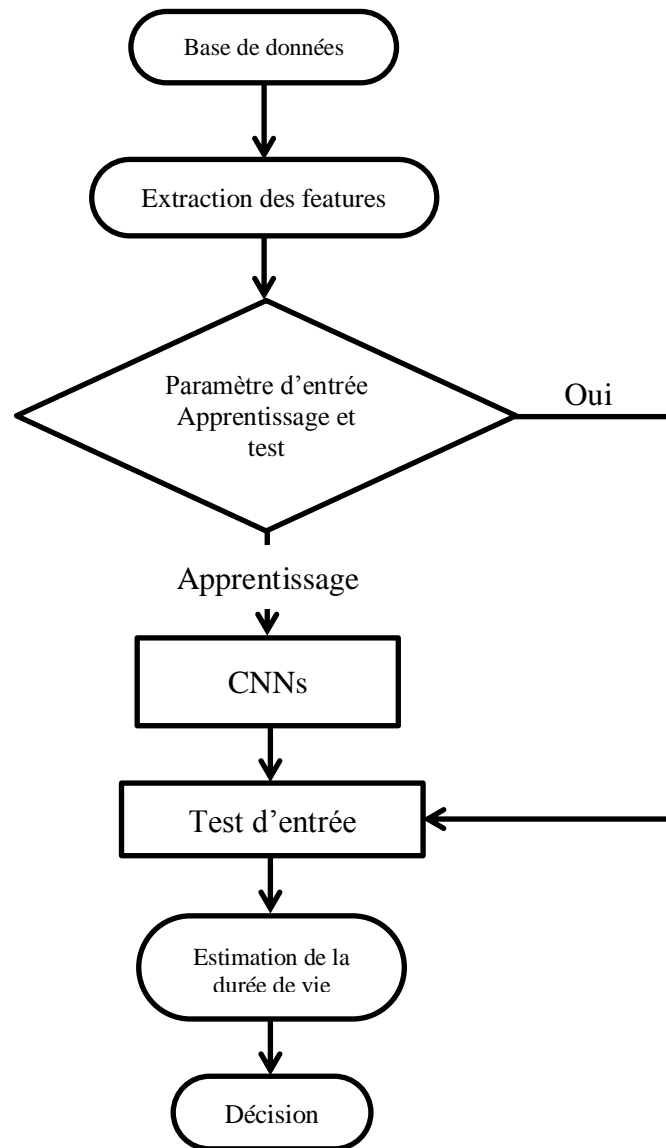


Figure 5.11 : Organigramme de la méthode proposée.

Dans la base de données e sur internet l’acquisition et la collection des signaux d’accélération est réalisée au moyen d’un module NI9217. Les signaux acquis sont ensuite fragmentés en partie afin d’extraire les caractéristiques à l’aide de la fonction « Wavelet packet Decomposition » (WPD). Dans ce cas, le vecteur des caractéristiques contient les coefficients (énergies) du signal pour les différents niveaux de décomposition et les rapports bruit sur signal.

Lors de la phase d’apprentissage par CNNs, les paramètres du modèle représentant la dégradation sont appris en utilisant des caractéristiques extraites des données fournies par les différents capteurs. A noter qu’avant de procéder à l’extraction des caractéristiques, les données

issues des capteurs sont d'abord analysées et traitées pour s'assurer de leur qualité. Les étapes de la phase d'apprentissage sont données sur la figure 5.11. La phase en ligne utilise le modèle obtenu par CNNs déjà appris pour détecter l'état actuel et pour aussi estimer le RUL. L'estimation du RUL est possible grâce aux durées de séjour dans chaque état obtenu lors de la phase d'apprentissage. Cependant, les descripteurs temporels sont appris automatiquement, l'algorithme d'apprentissage basé sur le CNNs réalisent eux-mêmes tout le travail de convolution et de looping, lors de la phase d'entraînement l'erreur de régression et d'estimation est minimisée afin d'optimiser les paramètres d'entrée pour la régression ; de plus, l'architecture spécifique du réseau permet d'extraire l'indicateur de santé du composant (roulement) de différentes complexités, des plus simples au plus sophistiquées.

5.6 Etude expérimentale

Une plate-forme d'essai de durée de vie accélérée des roulements appelée PRONOSTIA [141] est présentée par la figure 5.12, pour vérifier le pronostic de la méthode proposée. PRONOSTIA est une plateforme expérimentale [141] de laboratoire dédiée à tester, vérifier et valider les méthodes développées en matière d'évaluation, de pronostic de la dégradation du roulement. Nous avons utilisé un ensemble de quatre expériences sur quatre roulements endommagés. Les données sont présentées dans le tableau 5.2 pour différentes charges et vitesses.

Durée du test	Chargement (N)	Vitesse de rotation (t/min)
6h50	4000	1800
6h16	4000	1800
2h20	6000	1500
1h30	8000	1500

Tableau 5.2 : Données des roulements récoltées de l'installation expérimentale PRONOSTIA

Le dispositif expérimental PRONOSTIA est composé de deux parties principales: la première partie concerne le contrôle de la vitesse et la seconde partie la génération de profils de charge. La partie contrôle de vitesse est composée d'un moteur électrique, d'un arbre, d'un jeu de roulements. La puissance développée par le moteur est égale à 1,2 kW et sa vitesse varie de 0 à 6000 tr/min. La deuxième partie de PRONOSTIA contiennent un vérin hydraulique relié à un

bras de levier utilisé pour créer différentes charges sur l'arbre avec palier monté sur la plate-forme.

Une paire de roulements à billes est montée sur une extrémité de l'arbre pour servir de roulements de guidage et un roulement à billes NSK6307DU est monté sur l'autre extrémité pour servir de roulement d'essai. La transmission du mouvement entre le moteur et la transmission par arbre est effectuée par une courroie.

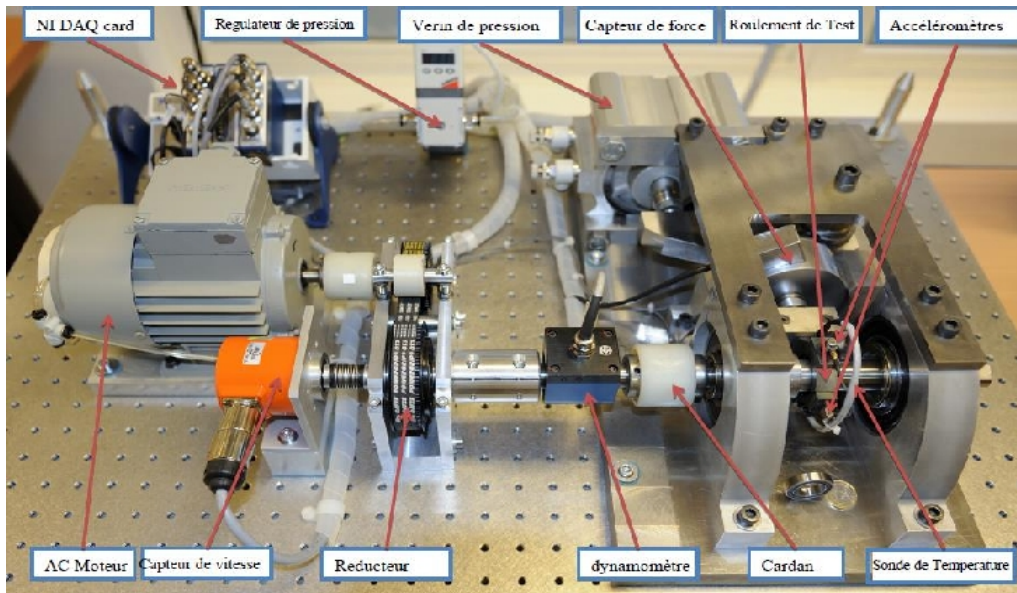


Figure 5.12 : Plate-forme PRONOSTIA

Deux accéléromètres (DY T RAN3035B) montés horizontalement et verticalement sur le logement du roulement testé permettent de capter les accélérations horizontales et verticales (Tableau 5.3). De plus, le système de surveillance comprend une sonde de température et un capteur de couple (figure 5.12). Les capteurs sont connectés à une carte d'acquisition de données. Le logiciel d'acquisition de données est programmé à l'aide d'une interface LabView. Chaque enregistrement est stocké dans un format matriciel dans lequel sont définis les paramètres suivants: l'heure, l'accélération horizontale, l'accélération verticale, la température, la vitesse et le couple. Avec cette plate-forme expérimentale, plusieurs types de profils peuvent être créés en faisant varier les conditions de fonctionnement (vitesse et charge). Le comportement du roulement est capturé tout au long de son processus de dégradation grâce aux capteurs dédiés. Les roulements testés ont les caractéristiques indiquées sur les tableaux suivants :

Mesure	Type
Accélération	(DYTRAN3035B)
Température	PT100
Couple	(DR2269)
Force	(AEPC2S)
Carte d'acquisition	(Carte NIDAQ - 9174)
Fréquence d'échantillonnage	25600 Hz
Vitesse du moteur	6000 t/min, 1.2 kW

Tableau 5.3 : Acquisition de données expérimentales.

Type de roulement	Ø Bague extérieure	Ø Bague intérieure	Nombre de billes	Angle de contact	Ø Billes
NSK6804DD	32mm	20 mm	8	15°	3.5 mm

Tableau 5.4 : Roulement testé.

5.7 Résultats et discussion

Afin d'identifier les différentes méthodes (définir les différentes méthodes) de surveillance des conditions de travail des roulements, la méthode de pronostic des défaillances proposée est basée sur les CNN et avec la WPD. L'opérateur initial P et U avec $M = 4$ et $N = 4$ sont calculés. Dans cette expérimentation, chaque signal a été décomposé jusqu'au niveau 6 (l'ordre de décomposition par paquets d'ondelettes) huit coefficients de sous-bandes ont été obtenus. Les erreurs de classification sont indiquées dans le tableau 5.5. Le système de configuration expérimental PRONOSTIA est présenté à la figure 5.12. Un cycle de travail de vibration correspondant à différentes charges et vitesses de moteur est sauvegardé lequel inclut toutes les données de chaque roulement.

Roulements	RMSE	R^2	Fonction de régression
NSK6804DD			
6H50	0.2285	0.9451	$f(t) = -8.058 \times t^{-0.3166} + 10.59$
6H16	0.3019	0.9342	$f(t) = -8.335 \times t^{-0.3096} + 10.42$
2H20	0.2996	0.9258	$f(t) = -6.297 \times t^{-0.3458} + 10.55$
1H30	0.4168	0.8961	$f(t) = -9.237 \times t^{-0.3117} + 11.04$

Tableau 5.5 : Performances de prédiction

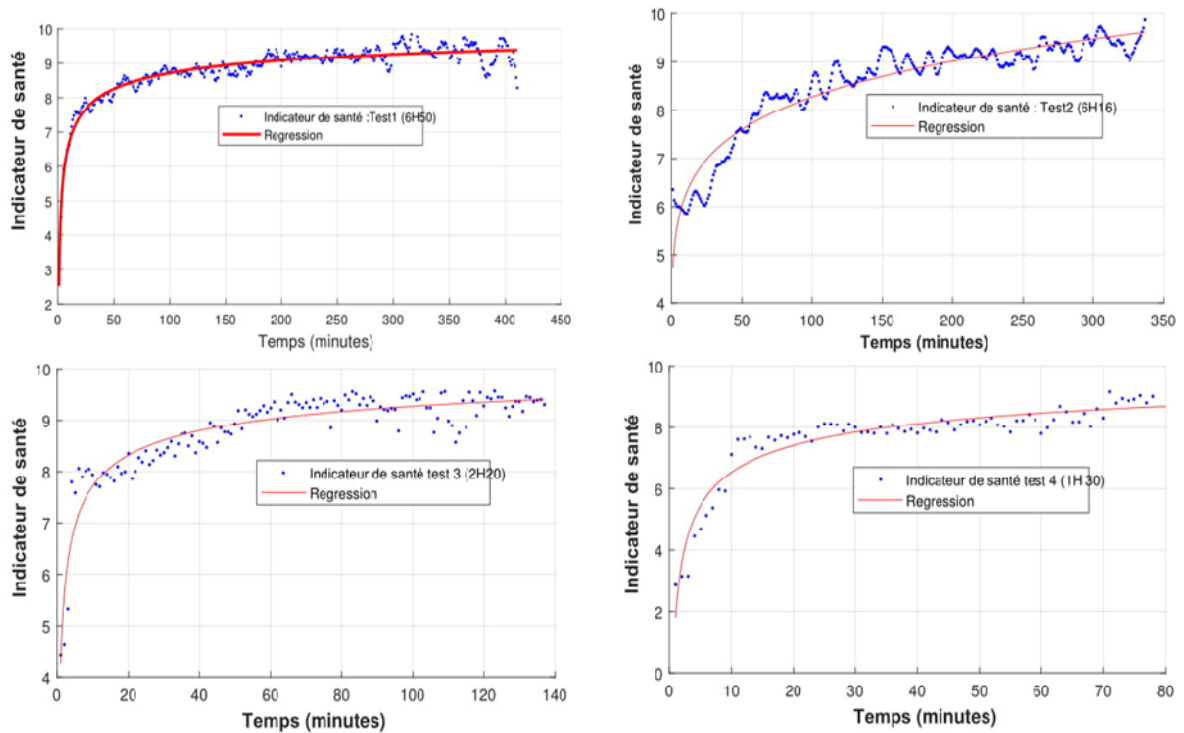


Figure 5.13 : Indicateur de dégradation pour les roulements testés.

Les résultats de la classification sont obtenus en utilisant les caractéristiques extraites du domaine temporel (figure 5.5 et figure 5.6) et du domaine temps-fréquence (figure 5.7).

Dans le tableau 5.5 nous pouvons trouver une amélioration considérable de la précision de la classification par rapport aux résultats obtenus en utilisant la méthode de pronostic de défaillance basée sur la WPD avec un chargement différent du classificateur. Une autre mesure courante pour la méthode d'évaluation des performances est l'erreur moyenne quadratique (RMSE). L'estimation du RMSE de RUL est utilisée comme mesure de performance illustrée dans la figure 5.14.

Parmi les quatre expériences ci-dessus, nous pouvons constater que les précisions de classification obtenues en utilisant les CNNs et la WPD sont supérieures à celles obtenues en utilisant la méthode de pronostic par l'utilisation de la transformation par paquets d'ondelettes [179].

Les résultats de la régression sont présentés dans le tableau 5.5 en termes de facteurs de détermination R^2 pour les différents modèles de formation.

Les valeurs R indiquent la fraction de la variance totale pouvant être expliquées par le modèle, elles sont très élevées. Les résultats montrent que tous les prédicteurs fonctionnent très bien. L'objectif est d'appliquer le meilleur ajustement de puissance sur le modèle de dégradation obtenu par l'équation (5.1). L'évaluation de la performance des prédictions est une étape importante dans l'analyse. En effet, la performance définit la précision de l'estimation obtenue et la confiance que l'on peut attribuer à cette prédiction, en tenant compte des incertitudes et des perturbations, inhérentes à la réalité de tout système. Deux métriques utilisées dans cette étude, la racine quadratique moyenne de l'erreur RMSE (Root Mean Square Error) et le coefficient de détermination R^2 , présentées et considérées comme les plus adaptées pour l'évaluation de la performance du pronostic (Tableau 5.5).

$$HI(t) = a \cdot t^b + c \tag{5.1}$$

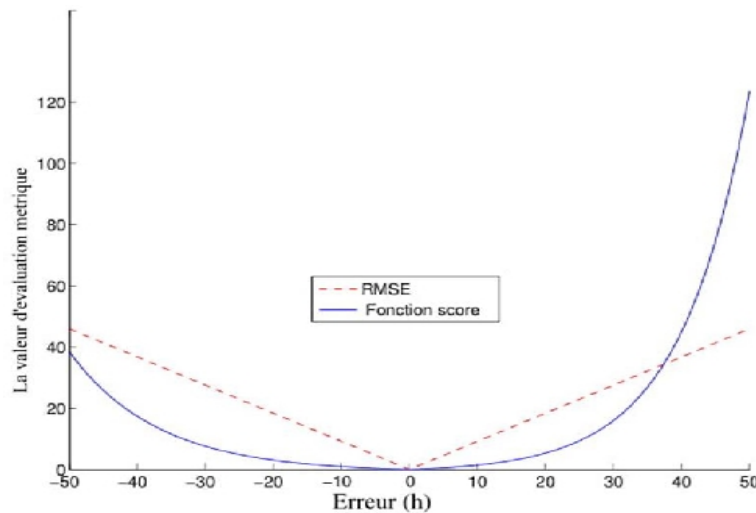


Figure 5.14 : Comparaison entre la fonction de score et la valeur d'erreur.

$$RUL(t) = t_{final} - HI^{-1}(t) \tag{5.2}$$

Où t_{final} est le moment où le défaut se produit et HI^{-1} qui est l'inverse de l'indicateur de santé $HI(t)$ utilisé pour obtenir le cycle ou le temps actuel (t). La validation de ces résultats est présentée dans le tableau 5.5 en calculant la somme de l'erreur quadratique (SSE), R^2 RMSE. L'estimation de la durée de vie résiduelle (RUL) est représentée par la distance entre l'heure actuelle et l'heure pour laquelle le modèle de régression est donné dans l'équation (5.1). Le seuil ou la limite acceptable de l'amplitude de vibration [175] de chaque dégradation dans les

roulements correspond à la fin de chaque expérience. L'ajustement en puissance de l'indicateur de santé est illustré dans la figure 5.13.

5.8 Corrélation de l'indicateur de dégradation avec la Température

La corrélation entre la température et l'indicateur de dégradation est présentée dans la figure 5.15. Les défaillances peuvent être prédites en utilisant les signaux de température et de vibrations obtenues dans cette étude par les CNNs pour la régression.

On peut voir que le concept de corrélation entre les deux indicateurs permet d'évaluer avec précision la dégradation des performances des roulements. Celle - ci est une étape cruciale vers la réalisation d'une plate-forme de surveillance en ligne de l'état des outils. Les résultats de son application pour l'évaluation de la dégradation des performances montrent que cet indicateur peut refléter efficacement les performances du processus de dégradation des roulements.

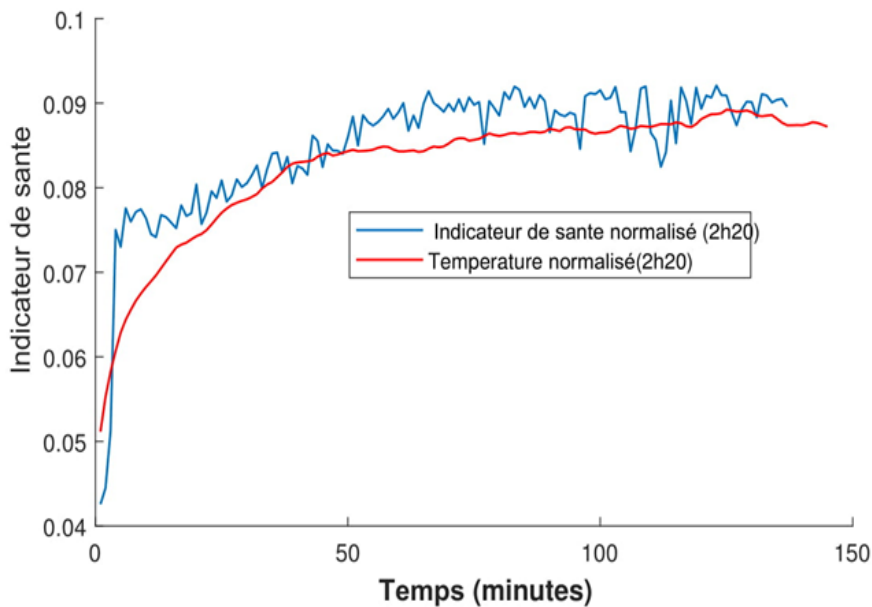


Figure 5.15 : Indicateur de température et de santé obtenu par les CNNs.

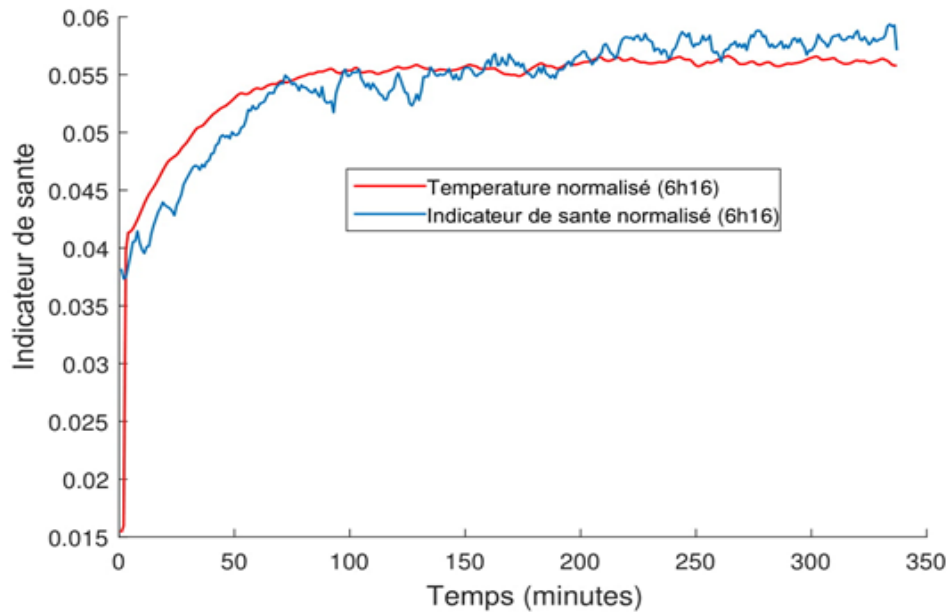


Figure 5.16 : Indicateur de température et de santé obtenu par les CNNs

On voit clairement que l'indicateur de santé obtenu par les mesures de vibrations donne la même évolution par rapport aux mesures de température.

5.9 Conclusion

Dans ce travail, on a présenté une nouvelle méthode de pronostic des défauts de roulements (défaut réel) basée sur la décomposition par paquets d'ondelettes et d'un algorithme d'apprentissage basée sur les réseaux de neurones convolutifs. Le modèle développe une méthode de prédiction de la durée de vie résiduelle (RUL) qui répond à de multiples problèmes de pronostic pour un système complexe où de nombreux paramètres sont inconnus.

Afin d'utiliser des applications pratiques, la méthode proposée est testée à l'aide du dispositif expérimental PRONOSTIA. Les résultats des tests montrent que la méthode proposée permet d'obtenir un taux d'exactitude de classification plus élevé que le résultat obtenu en utilisant la méthode de pronostic à base de transformation de paquets d'ondelettes.

Malgré les bons résultats expérimentaux obtenus, une optimisation supplémentaire de l'architecture reste nécessaire. Les méthodes d'apprentissage en profondeur souffrent généralement d'une charge de calcul élevée, qui fera l'objet de recherches ultérieures. Dans cette étude, l'analyse de la température et des vibrations sont deux techniques importantes appliquées aux pronostics de défaillance des roulements.

L'indicateur de santé (HI) a révélé de manière fiable le changement total de la surveillance de l'état des roulements et rend la procédure de diagnostic moins compliquée. Pour l'évaluation de l'algorithme proposé, nous avons examiné la performance de quatre jeux de données de roulements. Les résultats expérimentaux des ensembles de données obtenus démontrent la supériorité du modèle de CNNs proposé par rapport aux autres méthodes de pronostic des défauts de roulements. L'approche proposée permet d'atteindre un degré élevé de précision.

Conclusion générale et perspectives

La maintenance des équipements est un aspect primordial pour le bon fonctionnement de la production mais aussi pour la sécurité du personnel. La prévision de l'endommagement des machines fait appel à de nouvelles techniques de détection des défauts. Ce travail de thèse met en place une étude approfondie du couplage thermomécanique du roulement siège d'un défaut. La modélisation de ce dernier permet de prédire la répartition de chaleur dans le roulement et de quantifier la sévérité du défaut à travers l'élévation de température.

La connaissance des mécanismes du transfert thermique au sein du roulement nous a permis de prévoir les échanges thermiques au sein de notre système. Par leur fonctionnement, les roulements produisent de la chaleur due aux frottements entre les différents éléments, se traduisant par une fatigue qui entraînera par la suite un arrachement de matière sur les bagues ou les éléments roulants et ainsi donner naissance à un écaillage. Ces défauts du roulement impactent le comportement thermique des roulements à billes.

La modélisation du roulement proposée repose sur la théorie nodale et tient compte des défauts situés soit sur la bague extérieure ou sur la bague intérieure ou sur les billes même du roulement. En effet le roulement a été divisé en éléments isothermes connectés entre eux par des résistances thermiques. Cette modélisation thermomécanique couple un modèle de réseau thermique à un modèle de génération de la chaleur en présence de défauts. Ce modèle de transfert thermique est conçu pour simuler en régime permanent la distribution de la température dans des roulements à billes sain et défectueux chargé radialement dans une bonne plage de conditions de fonctionnement telles que la vitesse, la charge et aussi la taille de défaut.

Le lubrifiant utilisé est de la graisse, Ce dernier est utilisé uniquement afin d'éviter les frottements secs entre les éléments tournants. Dans notre modèle on a supposé que la graisse n'a pas une grande importance sur la génération de la chaleur par frottement par rapport à la conduction par constriction au contact billes /bagues.

Les deux sources qui génèrent de la chaleur sont les suivantes:

- la chaleur générée par les effets de frictions entre les différentes surfaces en contact.

Ces sources de chaleur sont prises comme conditions aux limites dans le réseau thermique.

- la chaleur générée est due aux impacts entre les éléments roulants et les singularités engendrées par les défauts sur les pistes du roulement.

L'énergie due aux impacts successifs des éléments roulants sur le défaut et qui prend la forme d'un flux de chaleur a été quantifiée et ajoutée au flux thermique généré par frottement. Ces quantités sont injectées dans le bilan d'énergie thermique dans la modélisation nodale.

La confrontation entre les résultats du modèle et les résultats expérimentaux a permis la validation du modèle semi analytique. Les mesures expérimentales sont réalisées sur un banc d'essais appelé *SURVIB* où le carter est constitué de deux paliers roulements SKF 6206 avec arbre.

Les résultats montrent que pour un roulement sain il y a la présence d'un flux de chaleur générée par frottement entre les billes et les bagues. Ce flux de chaleur augmente lorsque la vitesse et la charge radiale augmentent. Nous avons montré que la valeur de température maximale est localisée au point de contact billes/bague intérieure. Cette augmentation du flux thermique dans la zone de contact est due, d'une part à la contrainte appliquée par la charge et d'autre part au phénomène de constriction des lignes de flux de chaleur induit par la cinématique du mouvement dans la zone du contact.

L'effet de la direction de l'effort appliqué a été étudié à travers une analyse du niveau de température entre la partie chargée et non chargée du roulement sain. En effet la température de la partie chargée du roulement à billes étant plus élevée que celle de la partie non chargée.

Pour les roulements qui présentent un défaut, on remarque qu'il y a un flux de chaleur supplémentaire liée au défaut et la hausse de température est localisée au nœud où le défaut est localisé. A chaque passage de la bille par le défaut un impact se produit synonyme de dissipation de chaleur et qui conduit ainsi à une augmentation de la chaleur dissipée dans le roulement.

Les paramètres vitesse et charge influent fortement sur le comportement thermomécanique du roulement à billes présentant un défaut sur le chemin du roulement quel que soit la taille du défaut. En effet quand la surface du défaut est plus grande la génération de la chaleur est plus importante.

Les résultats expérimentaux concordent bien avec ceux du modèle. Le modèle a quantifié la gravité des défauts apparaissant sur les roulements avec une bonne efficacité en fonction des conditions d'utilisation du système. Nos résultats convaincants permettent d'entrevoir la quantification de la sévérité de la taille de défaut par l'utilisation des problèmes inverses.

Une nouvelle méthode de pronostic des défaillances des roulements à billes fondée sur les techniques de la transformation de paquets d'ondelettes et des réseaux neuronaux convolutifs profonds a été proposée.

Le modèle met au point une méthode efficace de prédiction de la durée de vie résiduelle du roulement qui permet de relever de multiples défis en matière de pronostic de systèmes complexes dont de nombreux paramètres sont inconnus.

Afin d'étudier l'efficacité pour des applications pratiques, la méthode proposée est testée en utilisant le montage expérimental PRONOSTIA. Les résultats des essais montrent que la méthode proposée permet d'obtenir un taux de précision de classification plus élevé que le résultat obtenu en utilisant la méthode de pronostic basée sur la transformation par paquets d'ondelettes.

L'analyse de la température et des vibrations sont deux techniques dominantes de surveillance appliquées au pronostic de défaillance des roulements. L'indicateur de santé (HI) proposé en corrélation avec la température a révélé de manière fiable le changement de l'état des roulements et a rendu la procédure de diagnostic moins coûteuse.

Pour l'évaluation de l'algorithme proposé, nous avons examiné le rendement de quatre ensembles de données de roulement. Les résultats expérimentaux des ensembles de données sur les roulements démontrent la supériorité du modèle proposé par rapport aux autres méthodes de pronostic de défaillance. L'approche proposée permet d'atteindre un degré élevé de précision

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1]: Ferret. The basics predictive / preventive maintenance, accessed March 1, 2006.
- [2]: A, Kelly. Maintenance and its management, Proceedings of the Communication Conference, Surrey, England, 1989.
- [3]: A.K.S. Jardine, D. Lin, D. Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, p.1483–1510, 2006.
- [4]: H.P. Bloch, F.K. Geitner. Machinery failure analysis and trouble shooting, Gulf Professional Publishing, 1997.
- [5]: Badía, F.G., Berrade, M.D., and Campos, C.A. Optimal inspection and preventive maintenance of units with revealed and unrevealed failures. *Reliability Engineering & System Safety*, 2002, vol.78; n°2, p. 157–163.
- [6]: R. Bris, E. Châtelet et F. Yalaoui. New method to minimize the preventive maintenance cost of seriesparallel systems, *Reliability Engineering and System Safety*, 2003, vol. 82, n°3, p. 247-255.
- [7]: M, Samrout. Optimisation de la maintenance préventive des systèmes série-parallèle à l'aide de métaheuristiques ; thèse de doctorat : Université de technologie de Troyes, décembre 2006, n°0016.
- [8]: D, Carreau. Cetim, les roulements, des composants à surveiller de près. Guide d'achat Mesures N°754, avril 2003.
- [9]: I, Howard. A review of rolling element bearing vibration -detection, diagnosis and prognosis, Defense science and technology organization technical report DSTO-RR-0013, Australia, 1994.
- [10]: L. Cheng, S. Zhihuan, L. Ping. Bearing fault detection via wavelet packet transform and rough set theory, 5th World Congress on Intelligent Control and Automation, Hangzhou, Juin 2004, p. 1663-1666.

[11]: O.V. Thorsen, M. Dalva. A survey of fault on induction motors in offshore oil industry, petrochemical industry, gas terminals, and oil refineries, IEEE Transactions on Industry Applications, 1995, Vol.31, n°5, p.1186-1196.

[12] : B, Trajin, Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes. Thèse université de Toulouse, 2009.

[13]: IEEE Motor reliability working group, Report of large motor reliability survey of industrial and commercial installations, Part I, IEEE Transactions on Industry applications, July 1985, vol. IA-21, n°4, , p. 853-864.

[14]: R. H, Engelmann, W. H, Middendorf. Handbook of Electric Motors, Marcel Dekker, New York, 1995.

[15]: Dalgarno, K. W., Day, A. J., Moore, R. B. Lifetime dependant properties of automotive power transmission belts. European seminar on belt drives 172S, London, Feb. 1994.

[16]: Williams T., Ribadeneira X., Billington S., and Kurfess T. Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing, Mechanical Systems and Signal Processing, 2001, v. 15, n°5, p. 979-993.

[17]: Hung. N. S. Computational Design of Rolling Bearings, eBook, Springer International Publishing Switzerland, 2016.

[18]: F, Champiot Bayard. Etude et modélisation de la propagation des fissures de fatigue de roulement amorcées en sous couches dans l'acier M50 (80Mo Cr V42). Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1997, p 252.

[19]: BORDI – BOUSSOUAR, Veronique, Contribution à l'étude de la formation des dégradations de surface par fatigue de contact de roulement. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, 1998.

- [20]: Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire. XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, référence 649, 2003.
- [21]: R. A. Guyer. Rolling Bearings Handbook and Troubleshooting. Guide, Chilton Book Compagny, Radnor, Pennsylvania, 1996.
- [22]: Akagaki T., Nakamura M., Monzen T., Kawabata M., Analysis of the behavior of rolling bearings in contaminated oil using some condition monitoring techniques, Journal of Tribology engineering, 2006, vol. 5, n°220, p. 447-453.
- [23]: Miettinen J. and Andersson, P. Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease, Tribology International, 2000, vol. 33; n°11, p743-802.
- [24]: D. F. Busse, J. M. Erdman, R. J. Kerkman, D. W. Schlegel, G. L. Skibinski. The effects of PWM voltage source inverters on the mechanical performance of rolling bearings, IEEE Transactions on Industry Applications, Mars-Avril 1997; vol. 33, n°2, p. 567-576.
- [25]: J. R. Stack, T. G. Habetler, R. G. Harley. Experimentally generating faults in rolling element bearings via shaft current, IEEE Transactions on Industry Applications, Janvier-Fevrier 2005, vol. 41, n°1, p. 25-29.
- [26]: J. R. Stack, T. G. Habetler, R. G. Harley. Experimentally generating faults in rolling element bearings via shaft current, IEEE Transactions on Industry Applications, Janvier-Fevrier 2005, vol. 41, n°1, p. 25-29.
- [27]: Dadouche, A. and Bird, J, Techniques and sensors for bearing fault detection: Literature analysis and technological needs, 2006, Internal report, LTR-GTL.
- [28]: Ho D. and Randall R.B. Optimization of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals, Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, v. 14, n°5, p. 763-788.
- [29]: Choundhury A. and Tandon N. Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings, Tribology International, 2000, vol.33, p. 39-45.

- [30]: D. Mba and A.M. Al Ghamd. A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006, vol. 20, n°7, p. 1537-1571.
- [31]: L. Rende and T. Dehua. Using oil analysis to study the wear condition of bearings in trunnion of converter during/after run-in period, *Proceedings of the 5th International Conference on Quality, Reliability and Maintenance QRM*, 2004, p. 101-104.
- [32]: J. Yi, J. Henao-Sepulveda, and M. Toledo-Quinones; Wireless temperature sensor for bearing health monitoring, *Proceedings of SPIE 5391*, 2004, p. 368-376.
- [33] : S. E. Burrows, S., Dixon, S.G. Pickering, T. Li, D.P. Almond, Thermographic detection of surface breaking defects using a scanning laser source, *NDT & E International*, 2011, vol. 44, p. 589-596.
- [34]: Genest M., Dudzinski D. C., Bulmer S., Kersey R. K. Crack detection using induction thermography for thermomechanical fatigue Tests, *AIP Conference Proceedings*, 2011, vol. 1335, p. 1727.
- [35]: S. A, Keo. Développement d'une méthode de thermographie infrarouge active par excitation micro-ondes appliquée au contrôle non destructif, L'université d'Artois Faculté des Sciences Appliquées de Béthune, 2013.
- [36]: R. Heng, M. Nor. Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition, *Applied Acoustics*, 1998, vol.53, p. 211-226.
- [37]: Afnor. Surveillance des machines par analyse des vibrations, 1995, Isbn: 2123090123.
- [38]: N. Tandon. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings, *Measurement*, 1994, vol.12, p. 285-289.
- [39]: Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire. XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, 2003, référence 649.

- [40]: Tandon N, Choudury A., An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect. *Journal of sound and vibration*, 1997, vol. 3, n°205, p.275-292.
- [41]: C.C. Osuagwu, D.W. Thomas. Effect of inter-modulation and quasi-periodic instability in the diagnosis of rolling element incipient defect, *Mechanical Design*, 1982, v. 104, p. 296-302.
- [42]: Y. Su and S. Lin, On initial fault detection of a tapered roller bearing: Frequency domain analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, n°155, p. 75-84.
- [43]: E. G. Strangas, S. Aviyente, S. S. H. Zaidi. Time-frequency analysis for efficient fault diagnosis and failure prognosis for interior permanent-magnet, AC motors, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2008, vol. 55, n°12, p. 4191-4199.
- [44]: J.I. Taylor. Identification of bearing defects by spectral analysis, *Mechanical Design*, 1980, vol. 102, p. 199-204.
- [45]:Omar. Jdebili, “Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants”, Application aux butées à billes soumise à la fatigue de contact de roulement, these , université de Riems, URCA, 2013.
- [46]: A. Bejan. Theory of rolling contact heat transfer. *J. of Heat Transfer*, 1982, vol. 111, n°2, p. 257-263.
- [47]: R, Holm. Calculation of the temperature development in a heated contact with appreciation to sliding contacts. *Journal of Applied Mechanics*, 1947, n°19, p.369.
- [48]: Y.-L. Chow, M.-M. Yovanovich, The shape factor of the capacitance of a conductor. *Journal of Applied Physics*, 1982, vol.12; n°53, p. 8470-8475.
- [49]: T. F. Lemczyk, M.-M. Yovanovich, Thermal constriction resistance with convective boundary conditions. Half-space contacts. II - Layered half-space contacts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1988, Vol 31, n°9, p. 1861-1872.
- [50]: Bardon, J.-P. Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif. *Revue Général de Thermique*, 1994, n°386, p 85-91.

- [51]: Briot, J-M. Transfert de chaleur entre milieux en mouvement relatif : analyse et modélisation des transferts dans un roulement à rouleaux cylindriques. Thèse de Doctorat : Transferts thermiques, énergétique, génie des procédés : Université de Nantes.; 1998.
- [52]: A. B; Jones. Ball motion and sliding friction in ball bearings, ASME, J. Basic, 1959? Eng 81, p.1-12.
- [53]: T.A. Harris. Rolling Bearing Analysis, 4th Edition, John Wiley and Sons, 2001.
- [54]: Cheng, H.S. A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptical Contact, ASME, J. Lubr. Technol, 1970, vol. 921, p155-162.
- [55]: Liao, N.-T., Lin J.-F. Rolling sliding analysis in ball Bearing Considering Thermal Effect, Tribology Transactions, 2006, vol. 49, p 1-16.
- [56]: Tu JF. On-line preload monitoring for high-speed anti-friction spindle bearings using robust state observers PhD dissertation, Department of Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, MI. 1991.
- [57]: Tu JF. Thermoelastic instability monitoring for preventing spindle bearing seizure. Tribology Transactions, 1995, vol. 38: p. 11-18.
- [58]: Tu JF, Stein JL. Online preload monitoring for antifriction spindle bearings of high-speed machine-tools. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the Asme, 1995, vol 117, p. 43-53.
- [59]: Tu JF, Stein JL. Active thermal preload regulation for machine tool spindles with rolling element bearings. Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the Asme.1996, vol.118, p. 499-505.
- [60]: Pouly F., Changenet C., Ville F., Velex P., Damiens B. Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings. Proc. IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2009, Vol. 224, p. 925 - 933.
- [61]: K. Yan, YT. Wang, YS. Zhu. Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra-high rotation speed, Tribology International, 2016, Vol. 93, Part A, p. 470-481.

- [62]: J. Takabi, M M. Khonsari. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings, Tribology International, 2013, Vol. 60, p. 93-103.
- [63]: John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V. A Heat transfer book, 2008, 3rd Edition: Appendix A (Some thermo-physical properties of selected materials).
- [64]: Harris T. A. "Rolling bearing analysis. Wiley (2nd Edition), ISBN 0471799793, 1984, p 531 – 553.
- [65]: Palmgren, A. Ball and Roller Bearing Eng, 1959, 3rd ed, Burbank, Philadelphia, p. 34-41.
- [67]: Dictionnaires et Encyclopédies sur Academic//www.fracademic.com/nombre de prends/fr.
- [68]: Wagner M. J., Forster N. H., Van Treuren K. W., Gerardi D. T., "Vapor phase lubrication expendable gas turbine engines. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2000, Vol .122, p. 185-190.
- [69]: Holman J. P. Heat Transfer. McGraw-Hill book company (2nd Edition), 1990, New York. 1990, p. 676
- [70]: R. A. Burtow and H. E. Staph, 1967, Thermally Activated Seizure of Angular Contact Bearings, ASLE TRANSACTIONS 10, p. 408-417
- [71]: Coe H.H. Predicted and experimental performance of Large Bore High-Speed Ball and Roller Bearings, J. Adv. Power Trans. Tech, Jan 1983, p. 203-221.
- [72]: 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, p. 239-252
- [73]: Parker RJ. Comparison of predicted and experimental thermal performance of angular contact ball bearings. NASA Technical, 1984, paper 2275
- [74]: Parker RJ, Signer HR. Lubrication of high speed, large bore tapered roller bearings. J Tribol, 1978, vol. 100, p. 31–8.

- [75]: Manin. L. Modèles de comportement multiniveaux pour la Conception Mécanique assistée par ordinateur : application à la prévision du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages." Thèse INSA de Lyon, 1999, pp 140.
- [76]: Pouly F., Changenet C., Ville F., Vex P., Damiens B. Power loss predictions in high speed rolling element bearings using thermal networks. Tribology Transactions, 2010, Vol. 53, p. 957-967.
- [77]: Pouly F, Changenet C, Ville F., Vex P, Damiens B. Prediction of power losses in high speed rolling bearings using thermal networks method. STLE Annual meeting, Las Vegas (USA). 2010.
- [78]: J. Takabi, M.-M. Khonsari, On the thermally-induced failure of rolling element bearings, Tribology International, 2016, Vol. 94, p. 661–674.
- [79]: A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, A. Arnaudon, Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing. J Engineering Tribology, 2014, Vol. 228, n°11, p. 1266-1275.
- [80]: K. Yan, J. Hong, J.-H. Zhang. Thermal-deformation coupling in thermal network for transient analysis of spindle-bearing system. International Journal of Thermal Sciences, 2016, Vol .104, p. 1-12.
- [81]: Siyuan Ai, Wenzhong Wang, Yunlong Wang, Ziqiang Zhao. Temperature rise of double-row tapered roller bearings analyzed with the thermal network method, J of Tribology International 87, 2015, p. 11–22.
- [82]: Winer W. O., Bair S., Gecim B. Thermal resistance of a tapered roller bearing. Proc. American Society of Lubrication Engineers, Atlanta, 1985, p. 1-8.
- [83]: Rumbarger J. H., Filetti E. G., Gubernick D. Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis. Transaction of the ASME. Journal of lubrication technology, 1973, p. 401-416.
- [84]: Andreason S. Computer calculation of transient temperatures. The ball bearing journal, 1970, n°163, p. 9-12.
- [85]: Blok H. La méthode des réseaux thermiques pour le calcul des températures de masse dans les transmissions à engrenages. Société d'études de l'industrie de l'engrenage, 1970, n° 59.

- [86]: Dominy J. The nature of slip in high speed axially loaded ball bearings. Proc. International Mechanical Engineers, 1986, Vol. n°200, p. 359–365.
- [87]: Jan F. Transferts énergétiques dans une transmission à trains planétaires. Société d'études de l'industrie de l'engrenage, 1982, Bulletin n°79, pp 94.
- [88]: A. Palmgren and inc SKF Industries. Ball and roller bearing engineering. SKF Industries, 1959.
- [89]: T.A. Harris. Rolling Bearing Analysis. Wiley-Interscience publication. John Wiley & Sons, 1991.
- [90]: H. U Hertz. Über die berührung fester elastischer körper (sur le contact entre corps élastiques). Journal für die reine und angewandte Mathematik, 1881, vol. 92, p.156-171.
- [91]: R. Stribeck. Ball Bearings for Various Loads. Trans. ASME, 1907, vol. 29 p. 420–463.
- [92]: Barus, C. Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. American Journal of Science, 1893, Vol. 45, p. 87-96.
- [93]: Petrusevitch A. I. Fundamental conclusion from the hydrodynamic contact theory of lubrication. Izv. Akad. Nauk. SSSR (OTN), 1951, Vol. 2, p 209.
- [94]: Dowson, D., Higginson, G. R. A numerical solution to the elasto hydrodynamic problem. Journal of mechanical engineering science, 1959, Vol. 1, p. 6-15.
- [95]: Dowson D., Higginson G. R. Elasto hydrodynamic lubrication – the fundamentals of roller and gear lubrication. Pergamon Press, Oxford, 1966.
- [96]: Hamrock B. J., Dowson D. Elasto hydrodynamic lubrication of point contacts, part IV: starvation results. Transactions of the ASME. Journal of lubrication technology, 1977, vol. 99, p.15-23.
- [97]: Biboulet N., Houpert L. Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 1: line contacts. Proceedings of the IMechE, Part J. Journal of Engineering Tribology, 2010, Vol. 224, n°8, p. 765-775.

- [98]: Biboulet, N., Houpert, L. Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 2: point contacts. Proceedings of the IMechE, Part J. Journal of Engineering Tribology, 2010, Vol. 224, n°8, p. 777-787.
- [99]: Archard J. F., Baglin K. P. Nondimensional presentation of frictional tractions in elasto hydrodynamic lubrication – Part I: Fully flooded conditions. Transactions of the ASME. Journal of lubrication technology, 1975, p. 398-411.
- [100]: Crok A. W. The lubrication of rollers IV. Measurement of Friction and effective Viscosity. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1963, Vol. 225, p. 281-313.
- [101]: Cann P and Lubrecht AA. An analysis of the mechanisms of grease lubrication in rolling element bearings. Lubr Sci 1999; vol. 11, n°3, p. 227–245.
- [102]: Cann P M. Grease lubrication of rolling element bearings— role of the grease thickener. Lubr Sci, 2007, p. 183–196.
- [103]: A.A. Milne, D. Scott, and H.M. Scott. Observations on the movement and structure of grease in roller bearings. Proc. Instn. Mech. Engrs, Conference on Lubrication and Wear, 1957, p. 450–453.
- [104]: S. Hurley. Fundamental studies of grease lubrication in elasto hydrodynamic contacts. PhD Thesis, University of London, Imperial College of Science, Technology and Medicine, UK, 2000.
- [105]: Kauzlarich JJ, Greenwood JA. Elasto hydrodynamic lubrication with Herschel– Bulkley model greases. ASLE Trans, 1972, vol.15, p269.
- [106]: Jin-Gyoo Yoo and Kyung-Woong Kim, Numerical analysis of grease thermal elasto hydrodynamic lubrication problems using the Herschel-Bulkley. model Tribology Int., 1997, Vol. 30, N°6, p. 401-408.
- [107]: P.M. Cann, J.P. Doner, M.N. Webster, and V. Wikström. Grease degradation in rolling element bearings. STLE Tribology Transactions, 2001, vol.44, n°3, p. 399–404.
- [108]: N.A. Scarlett. Use of grease in rolling bearings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1967, Part 3A, 182, p. 167–171.

- [109]: A.R. Lansdown and R. Gupta. The influence of evaporation on grease life. NLGI Spokesman, July 1985, p.148–153.
- [110]: G. Dalmaz and R. Nantua. An evaluation of grease behaviour in rolling bearing contacts. Lubrication Engineering, 1987, vol.43, n°12, p. 905–915.
- [111]: A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, A. Arnaudon, Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing. J Engineering Tribology, 2014, Vol. 228, n°11, p. 1266-1275.
- [112]: Jaeger J. C. Moving sources of heat and temperature at sliding contacts. Proc. Roy. Soc., New South Wales, 1942, Vol. 76, p. 203 – 224.
- [113]: Blok H. Les températures de surface dans des conditions de graissage sous extrême pression. 2° congrès mondial du pétrole, Paris, 1937, p. 471 - 486.
- [114]: Blok H., The flash temperature concept. Journal of Wear, 1963, Vol. 6, p. 483-493.
- [115]: X. Tian and F.E. Kennedy, Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding, ASMEJ, Tribol, 1993, vol.115, p. 411-418.
- [116]: Baïri A., Alilat N., Bauzin J.G., Laraqui N. Three dimensionnal stationary thermal behavior of a bearing ball. International journal of thermal sciences, 2004, vol. 43, p. 561-568.
- [117]: F.P. Bowden and K.E.W. Ridler, a note on the surface temperature of sliding metals, Proc. R. Soc. Lond, 1936, A, 151, p. 610-611.
- [118]: S.Suzuki and P.E.Kennedy, The detection of flash temperatures in a sliding contact by the method of tribo-induced thermo luminescence, ASME J. Tribol, 1991, 113, p.120-127
- [119]: Bardon J.P. Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif. Revue générale de thermique française, 1994, n°386, p 85 - 91.
- [120]: Nelias D., Etude expérimentale et théorique du microgrippage dans les contacts élasto hydrodynamiques. Revue générale de thermique, 1996, Vol ; 36, p ; 26 - 39.
- [121] : Muzychka Y., Yovanovitch M. Thermal resistance models for non circular moving heat sources on a half space. Transaction of the ASME Journal of heat transfer, 2001, vol. 123, p. 624 - 632.

[122]: A. Neuroth, C. Chagnenet, F. Ville, M. Oetue, Influence of Rolling Element Bearing Modeling on the Predicted Thermal Behavior of the FZG Test Rig, J of Tribology Transaction, 2016, p. 753-761.

[123]: C. Chagnenet, X. Oviedo-Marlot, P. Velex. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks applications to a six speed manual gear box, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 2006, Vol. 128, p. 618-625.

[124]: F. Pouly, Modelisation thermo mécaniques d'un roulement à billes grande vitesse, these INSA de Lyon, 2010.

[125]: Y R. Jeng, P Y. Huang. Prediction of Temperature Rise for Ball Bearings, Journal of Tribology Transaction, 2003, Vol. 46, n°1, p. 49-56.

[126] C. Wagner, Heat Transfer from a Rotating Disk in Ambient Air, Journal of Applied Physics, 1948, Vol. 19, Issue 9, p. 837-839.

[127]: Takahito . Goshima, Thermomechanical effects on crack propagation in rolling contact fatigue failure. Journal of Thermal Stresses, 2003, vol. 26, p. 615-639.

[128]: S. Ishihara, T.Goshima, A. J.Mcevely and Ishizaki, on fatigue Damage and Small-Crack Ggrowth behaviour of silicon nitride under cyclic thermal-shock loading small fatigue craks mechanic,

[129]:]: H.J. Böhmer, T. Lösche, F.J. Ebert, E. Streit. The influence of heat generation in the contact zone on bearing fatigue behaviour. Journal of tribology, 1999, Vol. 121, n°3, p. 462-467.

[130]: Bohmer, H-J., Tomas H., Streit E. Roling contact fatigue behaviour of heat résistant bearing steels at high operation temperatures. Journal of Mat.-Wiss.u Werstofftech, 1999, vol.30, pp. 533 - 541.

[131]: J. Takabi, M.-M. Khonsari, On the thermally-induced seizure in bearings: a review. J of Tribology International, 2015, Vol 91, p. 118–30.

- [132]: N. Tandon, A. Choudhury, An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, Vol. 205, n° 3, p. 275-292.
- [133]: F. Bogard, Y. K. Debra, Y.Q. Guo, Determination of Sensor Position for Predictive Maintenance of Revolving Machines. *International Journal of Solids and Structures*, 2002, Vol. 39, n°12, p. 3159-3173.
- [134]: John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V, *A Heat Transfer Textbook*, 3rd Edition (2008): Appendix A, Somme thermo-physical properties of selected materials.
- [135]: G.A. Korn, T. M. Korn, *Mathematical Handbook for Scientists and Engineers*, McGraw-Hill, New York, 1968.
- [136]: WANG, yan- Chang et al. Temperature field in cylindrical roller bearing. *Journal of East China University of Science and Technology*, 2006, vol. 32, n°9.
- [137]: The Newton-Raphson Method, www.math.ubc.ca/~ansteemath104/newtonmethod.pdf.
- [138]: ISO, 13381-1, Condition monitoring and diagnostics of machines - prognostics - Part1: General guidelines, Int. Standard, ISO, 2004.
- [139]: Khelif, R., Malinowski, S., Morello, B. and Zerhouni, N., 2014, July. Unsupervised Kernel Regression Modeling Approach for RUL Prediction. In *Second European Conference of the Prognostics and Health Management Society (PHM 2014)*, p. 1-7.
- [140]: Khelif, R., Chebel-Morello, B., Malinowski, S., Laajili, E., Fnaiech, F. and Zerhouni, N., 2017. Direct Remaining Useful Life Estimation Based on Support Vector Regression. *IEEE Trans. Industrial Electronics*, 64(3), p.2276-2285.
- [141]: P. Nectoux, R. Gouriveau, K. Medjaher, E. Ramasso, B. Chebel-Morello, N. Zerhouni, C. Varnier, Pronostia: An experimental platform for bearings accelerated degradation tests., in: *IEEE International Conference on Prognostics and Health Management, PHM'12.*, IEEE Catalog Number: CPF12PHMCDR, 2012, p. 1–8.
- [142]: Isermann R., *Supervision : fault-detection and fault-diagnosis methods. An introduction*, *Control Engineering Practice*, 1997, vol. 5, p. 639-652.

- [143]: Benkedjough, Tarak, and Said Rechak. Intelligent prognostics based on empirical mode decomposition and extreme learning machine. Modelling, Identification and control (ICMIC), 2016 8th International Conference on. IEEE.
- [144]: Benkedjough, T., Zerhouni, N. and Rechak, S., 2017. Bearings Prognostics based on Blind Sources Separation and Robust Correlation Analysis. In ICINCO (1), p. 658-663.
- [145]: Benkedjough, T., Zerhouni, N. and Rechak, S. Tool wear condition monitoring based on continuous wavelet transform and blind source separation. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, pp.1-13.
- [146]: Benkedjough, T., Zerhouni, N. and Rechak, S., 2017, October. Tool condition monitoring based on mel-frequency cepstral coefficients and support vector regression. In *Electrical Engineering-Boumerdes (ICEE-B), 2017 5th International Conference on* p. 1-5. IEEE.
- [147]: J. Yu, Adaptive hidden markov model-based online learning framework for bearing faulty detection and performance degradation monitoring, Mechanical Systems and Signal Processing 83, 2017, p. 149–162.
- [148]: L. Guo, N. Li, F. Jia, Y. Lei, J. Lin, A recurrent neural network based health indicator for remaining useful life prediction of bearings, Neurocomputing, 2017, vol. 240, p. 98–109.
- [149]: R. Khelif, B. Chebel-Morello, S. Malinowski, E. Laajili, F. Fnaiech, N. Zerhouni, Direct remaining useful life estimation based on support vector regression, IEEE Transactions on Industrial Electronics 64 (3) (2017) 2276–2285.
- [150]: M. Cerrada, R.-V. Sánchez, C. Li, F. Pacheco, D. Cabrera, J. V. de Oliveira, R. E. Vásquez, A review on data-driven fault severity assessment in rolling bearings, Mechanical Systems and Signal Processing 99, 2018, p. 169–196.
- [151]: Z. Li, Y. Jiang, Q. Guo, C. Hu, Z. Peng. Multi-dimensional variational mode decomposition for bearing crack detection in wind turbines with large driving-speed variations, Renewable Energy 116, 2018, p.55–73.
- [152]: D. Goyal, B. Pabla, The vibration monitoring methods and signal processing techniques for structural health monitoring: A review, Archives of Computational Methods in Engineering 23, 2016, p. 585–594.

- [153]: G. Pietrini, A. Soldati, D. Barater, C. Concari, Wavelet-based prognostic-oriented temperature sensing with sigma-delta adcs in power applications, in: Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2017 IEEE, IEEE, 2017, p. 1465–1472.
- [154]: J. B. Ali, B. Chebel-Morello, L. Saidi, S. Malinowski, F. Fnaiech, Accurate bearing remaining useful life prediction based on weibull distribution and artificial neural network, *Mechanical Systems and Signal Processing* 56, 2015; p.150–172.
- [155]: A. Rai, S. Upadhyay, The use of md-cumsum and narx neural network for anticipating the remaining useful life of bearings, *Measurement* 111, 2017, p. 397–410.
- [156]: M. Yuan, Y. Wu, L. Lin, Fault diagnosis and remaining useful life estimation of aero engine using lstm neural network, in: Aircraft Utility Systems (AUS), IEEE International Conference on, IEEE, 2016, p. 135–140.
- [157]: L. Jing, M. Zhao, P. Li, X. Xu, A convolutional neural network based feature learning and fault diagnosis method for the condition monitoring of gearbox, *Measurement* 111, 2017, p. 1–10
- [158]: W. Sun, S. Shao, R. Zhao, R. Yan, X. Zhang, X. Chen, A sparse auto-encoder-based deep neural network approach for induction motor faults classification, *Measurement* 89, 2016, p. 171–178
- [159]: L. Deng, A tutorial survey of architectures, algorithms, and applications for deep learning, *APSIPA Transactions on Signal and Information Processing* 3.
- [160]: K. He, X. Zhang, S. Ren, J. Sun, Deep residual learning for image recognition, in: Proceedings of the IEEE conference on computer vision and pattern recognition, 2016, pp. 770–778.
- [161]: S. Kumar, A. Pandey, K. S. R. Satwik, S. Kumar, S. K. Singh, A. K. Singh, A. Mohan, Deep learning framework for recognition of cattle using muzzle point image pattern, *Measurement* 116, 2018, p. 1–17
- [162]: F. Jia, Y. Lei, J. Lin, X. Zhou, N. Lu, Deep neural networks: A promising tool for fault characteristic mining and intelligent diagnosis of rotating machinery with massive data, *Mechanical Systems and Signal Processing* 72, 2016, p. 303–315.

- [163]: G. S. Babu, P. Zhao, X.-L. Li, Deep convolutional neural network based regression approach for estimation of remaining useful life, in: International conference on database systems for advanced applications, Springer, 2016, p. 214–228.
- [164]: R. Zhao, R. Yan, Z. Chen, K. Mao, P. Wang, R. X. Gao, Deep learning and its applications to machine health monitoring: A survey, arXiv preprint arXiv:1612.07640.
- [165]: P. Tamilselvan, Y. Wang, P. Wang, Deep belief network based state classification for structural health diagnosis, in: Aerospace Conference, 2012 IEEE, IEEE, 2012, p. 1–11.
- [166]: X. Li, Q. Ding, J.-Q. Sun, Remaining useful life estimation in prognostics using deep convolution neural networks, Reliability Engineering & System Safety 172, 2018, p. 1–11.
- [167]: Chebel-Morello, B., Nicod, J.M. and Varnier, C., 2017. Du concept de PHM à la maintenance prédictive 2: Connaissance, traçabilité et décision (Vol. 7). ISTE Editions.
- [168]: Chebel-Morello, B., Haouchine, M.K. and Zerhouni, N., 2015. Case-based maintenance: Structuring and incrementing the case base. *Knowledge-Based Systems*, 88, p.165-183.
- [169]: Chebel-Morello, B., Malinowski, S. and Senoussi, H., 2016. Feature selection for fault detection systems: application to the Tennessee Eastman process. *Applied Intelligence*, 44(1), p.111-122.
- [170]: K. Javed, R. Gouriveau, N. Zerhouni, State of the art and taxonomy of prognostics approaches, trends of prognostics applications and open issues towards maturity at different technology readiness levels, Mechanical Systems and Signal Processing 94, 2017, p.214–236.
- [171]: D. Wang, K.-L. Tsui, Q. Miao, Prognostics and health management: A review of vibration based bearing and gear health indicators, IEEE Access 6, 2018, p.665–676.
- [172]: Y. Lei, N. Li, L. Guo, N. Li, T. Yan, J. Lin, Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to rul prediction, Mechanical Systems and Signal Processing 104, 2018, p. 799–834.
- [173]: AFNOR, Condition monitoring and diagnostics of machines - prognostics - part 1: General guidelines. NF ISO 13381-1 (2005).

- [174]: P. Z.K., C. F.L., Application of wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics: a review with bibliography, *Mechanical System and Signal Processing* 18(2) (2004) 199–221.
- [175]: Y. G. G., K.-C. Lin., Wavelet packet feature extraction for vibration monitoring, *IEEE Trans. Ind. Electron* 47(3) (2000), p.650–667.
- [176]: Y. LeCun, B. E. Boser, J. S. Denker, D. Henderson, R. E. Howard, W. E. Hubbard, L. D. Jackel, Handwritten digit recognition with a back-propagation network, in: *Advances in neural information processing systems*, 1990, p. 396–404
- [177]: J. Schmidhuber, Deep learning in neural networks: An overview, *Neural networks* 61, 2015, p. 85–117
- [178]: X. Guo, L. Chen, C. Shen, Hierarchical adaptive deep convolution neural network and its application to bearing fault diagnosis, *Measurement* 93, 2016, p. 490–502
- [179]: N. Gebraeel, M. Lawley, R. Liu, V. Parmeshwaran, Residual life predictions from vibration-based degradation signals: a neural network approach, *IEEE Transactions on industrial electronics* 51 (3), 2004, p. 694–700.
- [180]: Roulements, J. P. Basset. Département Génie Mécanique Construction, Génie Energétique. INSA de Lyon, 1987.
- [181]: P. Milan, cours algorithme de Newton- Raphson, 2015.

ANNEXES

<i>Annexe 1 : Calcule la vitesse de roulement au contact et les dimensions réel du contact d'Hertz....</i>	201
<i>Annexe 2 : La méthode Newton- Raphson.....</i>	208

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

Annexe 1

A1. Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

Pour calculer les pertes de puissance dues aux frottements aux différents points de contact : bague intérieure / bille et bague extérieure / bille, il est nécessaire d'effectuer des calculs cinétiques, ce qui permet d'obtenir la vitesse et les forces à intégrer dans le modèle. La graisse est utilisée pour éviter le frottement à sec entre les éléments, dans notre cas, nous supposons que la graisse n'a aucune influence sur la perte de puissance de frottement et que le glissement entre les roulements à billes et le chemin de roulement est négligeable.

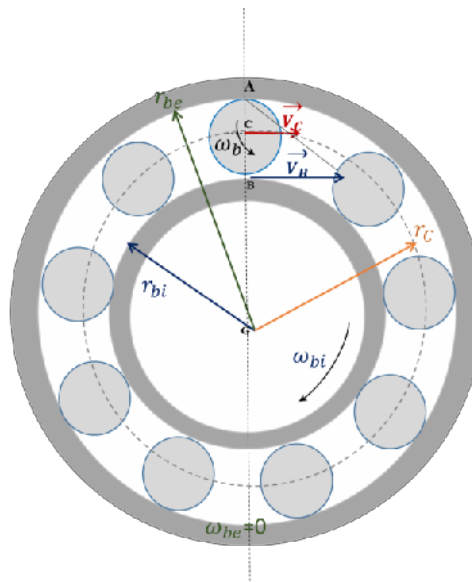


Figure A1.1 : Représentation des vitesses au contact d'Hertz

➤ Calcul cinématique des vitesses de contact dans la zone d'hertz

D'après la figure II.2, r_{bi} est le rayon du chemin de la bague intérieure du roulement et r_{be} est le rayon du chemin de la bague extérieure du roulement. La bague extérieure est stationnaire donc [180].

$$\omega_{be} = 0 \quad \text{ou} \quad \overrightarrow{V_{A/bl}} = \vec{0} \quad (\text{A1.1})$$

On suppose qu'il n'y a pas de glissement et dans ce cas :

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

$$\overrightarrow{V}_{B/bl} = \overrightarrow{V}_{B/bi} \quad (A1.2)$$

Avec

$$V_B = r_{bi} \cdot \omega_{bi} \quad (A1.3)$$

Où:

r_{bi} : Rayon de la bague intérieure

On peut exprimer la vitesse du centre de la bille par rapport à la bague extérieure fixe, ou la vitesse de pressions des billes qui représente la vitesse de la cage comme suit :

$$\omega_c = \frac{\omega_{bi}}{2} \frac{r_{bi}}{r_{bi} + r_{bl}} \quad (A1.4)$$

Où:

r_{bi} : Rayon de la bague intérieure

r_{bl} : Rayon de la bille

Sachant que

$$\omega_c = \frac{V_c}{r_c} \quad (A1.5)$$

Où

V_c : La vitesse linéaire du centre de la bille par rapport à la bague extérieure fixe

r_c : Le rayon de la bille par rapport à la bague extérieure fixe

Et

$$r_c = r_{bi} + r_{bl} = \frac{r_{bi} + r_{be}}{2}$$

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

(A1.6)

On trouve après

$$V_c = \frac{\omega_{bi}}{2} r_{bi}$$

(A1.7)

Donc :

$$V_c = \frac{1}{2} V_{bi}$$

(A1.8)

Et

$$\omega_{bl} = \frac{\omega_{bi}}{2} \frac{r_{bi}}{r_{bl}}$$

(A1.9)

La vitesse entrant dans la définition de la résistance de constriction thermique R, c'est la vitesse de surface par rapport au contact. D'où leur définition d'après la section précédente :

$$V_{bl/be} = V_{be/bl} = V_c \frac{r_{bi} + 2r_{bl}}{r_{bi} + r_{bl}}$$

(A1.10)

On introduit l'équation A1.7 - A1.9 dans A1.10 n trouve :

$$V_{bl/be} = V_{be/bl} = \omega_{bi} \frac{r_{bi}^2 + 2r_{bl}r_{bi}}{2(r_{bi} + r_{bl})}$$

(A1.11)

De la même manière on calcule le calcul

$$V_{bl/bi} = V_{bi/bl} = V_{bi} - V_c \frac{r_{bi}}{r_{bi} + r_{bl}}$$

(A1.12)

Qui est aussi égale à :

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

$$V_{bl/bi} = V_{bi/bl} = \omega_{bi} \frac{r_{bi}^2 + 2r_{bl}r_{bi}}{2(r_{bi} + r_{bl})} \quad (A1.13)$$

Donc d'après les équations (A1.11) et (A1.13) on a :

$$V_{bl/be} = V_{be/bl} = V_{bl/bi} = V_{bi/bl} = V$$

Finalement la vitesse du contact V est obtenue :

$\omega_{bi} (t / min)$	300	400	500	600	700
$\omega_{bi} (rd/s)$	31.41	41.88	52.35	62.83	73.30
$V (m / s)$	0.41	0.55	0.69	0.83	0.97

Tableau A1.1 : La vitesse linéaire du contacte elliptique

➤ **Calcul des dimensions de la zone du contact (zone de hertz) pour le roulement sans défaut**

Dans cette partie nous allons calculer la dimension du contact de Hertz. Le contact est ponctuel et la zone d'appuis est elliptique où a et b sont les axes semi major et semi minor de la zone elliptique de contact projetée. Pour une surface de contact elliptique Hertz [89] a donné les expressions du a et b comme suit :

$$a = a^* \left[\frac{3Q_{max}}{2\sum\rho} \left(\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (A1.14)$$

Où :

a : Axe semi-majeur du contact elliptique

a^* : Axe semi-majeur du contact elliptique sans dimension

ρ : La courbure

E : Module d'élasticité

Q_{max} : Charge maximal appliquée

$\sum\rho$: Est la Somme des courbures

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

ν : Coefficient de Poisson

$$b = b^* \left[\frac{3Q_{max}}{2\sum\rho} \left(\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (A1.15)$$

Où :

b : Axe semi-majeur du contact elliptique

b^* : Axe semi-majeur du contact elliptique sans dimension

Les valeurs des grandeurs sans dimension a^* , b^* sont fonction de la différence de courbure $F(\rho)$ et elles sont calculées et détaillées dans l'annexe 2.

Haris [89] a présenté les dimensions de contact elliptique pour des corps en acier comme les roulements comme suit :

$$a = 0.0236a^* \left(\frac{Q_{max}}{\sum\rho} \right)^{1/3} \quad (A1.16)$$

$$b = 0.0236b^* \left(\frac{Q_{max}}{\sum\rho} \right)^{1/3} \quad (A1.17)$$

Avec la somme des courbures pour un contact bille/chemin de la bague extérieure peut s'écrire sous cette forme la

$$\sum\rho_o = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) \quad (A1.18)$$

Avec :

$$f_o = \frac{r_o}{D} \quad (A1.19)$$

Où

r_o : Rayon de la gorge extérieur du roulement.

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

D : Diamètre de la bille

Pour un contact bille/chemin de la bague intérieur la Somme des courbures peut s'écrire cette forme :

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \quad (\text{A1.20})$$

Avec

$$f_i = \frac{r_i}{D} \quad (\text{A1.21})$$

r_i : Rayon de la gorge intérieure du roulement.

$$\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m} \quad (\text{A1.22})$$

Avec d_m diamètre primitif :

$$d_m = \frac{(d_i + d_o)}{2} \quad (\text{A1.23})$$

d_i : Diamètre intérieur du chemin de roulement

d_o : Diamètre extérieur du chemin de roulement.

Muzicka et yevanovitch [121] ont montré que la constriction thermique dépend du nombre Péclet. Ce dernier est fonction de la dimension de contact de Hertz a définie précédemment par l'équation (A1.16).

Sachant que : $Z = 9$, $r_o = r_i = 6.1mm$, $D = 9.52mm$, $d_i = 40mm$ et $d_o = 54.1mm$.

D'après les équations (II.19), (II.21) et (II.20) on trouve : $f_o = f_i = 0.64$ et $d_m = 47.25mm$

Pour un contact bille/chemin de la bague extérieure, d'après l'équation (A1.18) on trouve que la somme des courbures $\sum \rho_o = 0.22$ et les demi axes de contact elliptique sans dimension sont : $a^* = 1.62mm$, $b^* = 0.68mm$.

ANNEXE 1 : Calcul de la vitesse de roulement au contact et des dimensions réelles du contact selon Hertz

Pour les plus basses valeurs de la vitesse de rotation et de charge appliquée on peut calculer les dimensions réelles du contact elliptique données par les équations (A1.16) et (A1.17). On peut ainsi calculer le nombre du Peclet donné par l'équation (1.50).

$\omega_{bi} (t / min)$	$V (m / s)$	$Q_{max} (N)$	$a (mm)$	$b (mm)$	Pe
300	0.41	1453.33	0.71	0.3	25.3

Tableau A1.2: Les dimensions réelles du contact elliptique bille / chemin de la bague extérieure

On remarque ici que $Pe > 10$

Pour un contact bille/chemin de la bague intérieure et d'après l'équation (II.20) on trouve que la somme des courbures $\sum \rho_i = 0.308$ et les demi axes de contact elliptique sans dimension sont : $a^* = 1.91mm$, $b^* = 0.85mm$.

Pour les plus basses valeurs de la vitesse de rotation et de charge appliquée on peut calculer les dimensions réelles du contact elliptique données par les équations (A1.16) et (A1.17).

$\omega_{bi} (t / min)$	$V (m / s)$	$Q_{max} (N)$	$a (mm)$	$b (mm)$	Pe
300	0.41	1453.33	0.76	0.33	27.6

Tableau A1.3 : les dimensions réelles du contact elliptique bille / chemin de la bague intérieure

On remarque aussi dans ce cas que le nombre de Péclet, $Pe > 10$.

Annexe 2**A2. La méthode Newton- Raphson****A2.1 Introduction**

La méthode de Newton-Raphson est une méthode de résolution des équations numériques. Elle a été initiée par Isaac Newton vers 1669 sur des exemples numériques mais la formulation quant à elle était compliquée.

Dix ans plus tard, Joseph Raphson met une formule de récurrence est l'a largement utilisé pour résoudre les équations algébriques non linéaires [181]. C'est une technique puissante pour la résolution des équations numériquement comme dans les calculs différentiels. Elle est basée sur l'idée simple d'approximation linéaire pour résoudre une équation non linéaire ou résoudre un système d'équations non linéaire.

A2.2 Utilisation d'approximations linéaires pour résoudre un système d'équations non linéaires

Soit une fonction non linéaire $f(x)$ et soit r (une valeur inconnue) est la racine de $f(x) = 0$. En estime que nous commençons par une estimation x_0 de r (la racine). A partir de x_0 , nous produisons une estimation améliorée x_1 . A partir de x_1 , nous produisons une nouvelle estimation x_2 , à partir de x_2 nous produisons une nouvelle estimation x_3 . Nous continuons jusqu'à ce que nous soyons proches ou jusqu'à ce que le processus de résolution devienne clair c'est-à-dire on approche une valeur fixe qui représente la supposition initiale de la racine r . La procédure repose sur un démarche itérative. Parmi les nombreuses procédures itératives de recherche de racines, la méthode de Newton-Raphson combine la simplicité, la puissance de résolution et la rapidité de la convergence.

L'estimation initiale est parfois appelée x_1 , mais la plupart des mathématiciens préfèrent commencer à compter par 0. Parfois, l'approximation initiale est appelée "estimation". La

méthode de Newton est généralement très bonne si x_0 est proche de r , et elle peut cependant diverger si elle ne l'est pas.

A2.3 Algorithme de la méthode itérative de Newton-Raphson

Soit x_0 une bonne estimation de r (racine) et soit $r = x_0 + \varepsilon$. Comme la vraie racine est r donc $\varepsilon = r - x_0$ et le nombre ε mesure combien l'estimation de x_0 est juste. Puisque ε est 'petit', nous pouvons utiliser l'approximation linéaire pour conclure que :

$$0 = f(r) = f(x_0 + \varepsilon) \approx f(x_0) + \varepsilon f'(x_0) \quad (\text{A2.1})$$

Donc

$$\varepsilon \approx -\frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (\text{A2.2})$$

Il en résulte que

$$r = x_0 + \varepsilon \approx x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (\text{A2.3})$$

Notre nouvelle estimation améliorée x_1 proche de r est donnée par :

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (\text{A2.4})$$

De la même manière l'estimation suivante x_2 est obtenue à partir de x_1 comme suit

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} \quad (\text{A2.5})$$

Le processus itératif sera mené de cette façon.

Si x_n est l'estimation actuelle, alors l'estimation suivante x_{n+1} est donnée comme suit :

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (\text{A2.6})$$

A2.4 Interprétation géométrique de la méthode itérative de Newton et Raphson

La figure A2.1, montre que la courbe $y = f(x)$ coupe l'axe des x au point x_1 . Soit à l'estimation courante de x_0 . La tangente à $y = f(x)$ au point $(x_0, f(x_0))$ peut s'écrire comme suit :

$$y = f(x_0) + (x - x_0)f'(x_0) \quad (\text{A2.7})$$

La nouvelle estimation x_1 (n'est que la prochaine estimation de Newton-Raphson de la racine α) est obtenue en traçant la tangente à $x = x_0$, puis en glissant vers l'axe des x suivant cette tangente voir la figure (A1.1). Soit x_1 le point d'intersection de la tangente avec l'axe de x , donc on peut écrire :

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (\text{A2.8})$$

On traçant la tangente à $(x_1, f(x_1))$ et on utilisant la nouvelle tangente jusqu'à l'axe des x pour obtenir une nouvelle estimation x_2 de la racine qui peut s'écrire comme suit :

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} \quad (\text{A2.9})$$

Le processus est répété jusqu'au entrouvre la racine $r = \alpha$

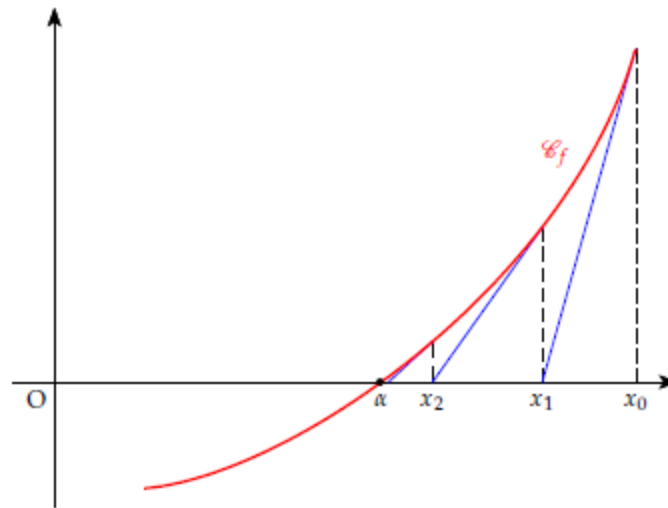


Figure A2.1 : Représentation géométrique de la méthode Newton et Raphson [181].

On utilisant la méthode Newton et Raphson détaillé ci- dessus on peut résoudre les systèmes d'équations non linéaires. Cette résolution est détaillée dans cette référence [75].