

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

**Analyse du contact bille – bague pour un
roulement à billes**

Préparé par :

ZEGGOU Rim et TAA Nourelhouda

Soutenu publiquement le : 15 / 11 / 2020, devant le jury composé de :

M. DEBBIH Senouci	Maître assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. BOUZIDANE Ahmed	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BENARIBA Aboubakeur	Maître assistant "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. GUEMMOUR Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

Remerciements

On tient avant tout à remercier chaleureusement Monsieur **GUEMMOUR Mohamed Boutkhal**, Maître de conférences (B) à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret de nous avoir encadré et assuré le suivi de notre travail. En nous faisant confiance depuis le début de nos travaux, il a su diriger ce travail tout en nous laissant une complète autonomie. On le remercie non seulement pour la qualité de son encadrement mais également pour l'inestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

On remercie tout autant Monsieur **DEBBIH Senouci** Maître assistant classe A à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret pour avoir accepté de présider le jury de notre mémoire.

Nos sincères remerciements vont également au Professeur **BOUZIDANE Ahmed** et **BENARIBA Aboubakeur** Maître assistant B à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret qui nous ont fait l'honneur d'être examinateur de notre mémoire, et qui ont consacré de leur précieux temps à l'examen et à l'évaluation de notre travail. On les remercie vivement pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail afin de l'expertiser avec une grande efficacité et une grande rapidité, ainsi que pour la patience et la pertinence dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document.

Nous remercions également l'équipe pédagogique constituée de l'ensemble des enseignants permanents et vacataires qui ont assuré notre formation en cycle de master de la spécialité construction mécanique et en particulier Dr **NEMCHI Amina** qui nous a aidé par ses conseils et ses orientations.

NOMENCLATURE

Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité
<i>a</i>	<i>Demi-grand axe de l'ellipse de contact</i>	<i>mm</i>
<i>b</i>	<i>Demi-petit axe de l'ellipse de contact</i>	<i>mm</i>
<i>b_{cal}</i>	<i>Coefficient de calage dans le modèle d'Archad</i>	
<i>B</i>	<i>Largeur du roulement</i>	<i>mm</i>
<i>B_d</i>	<i>Ball diamètre (Diamètre des billes)</i>	<i>mm</i>
<i>C₀</i>	<i>Charge statique admissible pour un roulement</i>	<i>MPa</i>
<i>C₁₁</i>	<i>Courbure maximale pour le solide N°1</i>	
<i>C₂₁</i>	<i>Courbure minimale pour le solide N°1</i>	
<i>C₂₁</i>	<i>Courbure maximale pour le solide N°2</i>	
<i>C₂₂</i>	<i>Courbure minimale pour le solide N°2</i>	
<i>C_{BI}</i>	<i>Couple appliquée à la bague intérieure</i>	<i>m.N</i>
<i>C_B</i>	<i>Couple appliquée à la bille</i>	<i>m.N</i>
<i>d</i>	<i>Diamètre intérieur nominale du roulement</i>	<i>mm</i>
<i>D</i>	<i>Diamètre extérieur du roulement</i>	<i>mm</i>
<i>D_m</i>	<i>Diamètre moyen du roulement</i>	<i>mm</i>
<i>E₁</i>	<i>Module de Young pour le solide N°1</i>	<i>MPa</i>
<i>E₂</i>	<i>Module de Young pour le solide N°2</i>	<i>MPa</i>
<i>E_{eq}</i>	<i>Module de Young équivalent</i>	<i>MPa</i>
<i>f_e</i>	<i>Taux d'osculation</i>	
<i>f</i>	<i>Paramètre de contamination</i>	
<i>F_c</i>	<i>Réaction de contact</i>	<i>N</i>
<i>F_n</i>	<i>Réaction normale de contact</i>	<i>N</i>
<i>F_t</i>	<i>Réaction tangentielle de contact</i>	<i>N</i>
<i>g</i>	<i>Seuil d'adhérence / glissement fixé à priori</i>	<i>N</i>
<i>h</i>	<i>Distance entre le centre de la bille et le point de contact</i>	<i>mm</i>
<i>h_w</i>	<i>Profondeur de la piste d'usure</i>	<i>m</i>
<i>HB</i>	<i>Dureté Brinell</i>	<i>MPa</i>
<i>H</i>	<i>Dureté</i>	<i>MPa</i>
<i>k₁</i>	<i>Facteur de rigidité pour le solide N°1</i>	
<i>k₂</i>	<i>Facteur de rigidité pour le solide N°2</i>	
<i>K_w</i>	<i>Coefficient d'usure</i>	
<i>K',K''</i>	<i>Coefficients de calage</i>	
<i>L_g</i>	<i>Distance parcourue lors du mouvement relatif</i>	<i>mm</i>
<i>m</i>	<i>Coefficient</i>	
<i>M_{ca}</i>	<i>Moyenne des courbures des aspérités de surfaces</i>	<i>m</i>
<i>n</i>	<i>Coefficient</i>	

N_b	<i>Nombre de billes (Eléments roulants)</i>	
N_{BE}	<i>Fréquence de rotation de la bague extérieure</i>	<i>tr/min</i>
N_{BI}	<i>Fréquence de rotation de la bague intérieure</i>	<i>tr/min</i>
N_B	<i>Fréquence de rotation propre de la bille</i>	<i>tr/min</i>
P_d	<i>Pas diamétral (Pitch diamètre)</i>	<i>mm</i>
P_{max}	<i>Pression maximale de contact</i>	<i>MPa</i>
P_{moy}	<i>Pression moyenne de contact</i>	<i>MPa</i>
P_{11}	<i>Plan de courbure maximale pour le solide N°1</i>	
P_{21}	<i>Plan de courbure minimale pour le solide N°1</i>	
P_{21}	<i>Plan de courbure maximale pour le solide N°2</i>	
P_{22}	<i>Plan de courbure minimale pour le solide N°2</i>	
Q	<i>Charge extérieure perpendiculaire au plan de contact des solides</i>	<i>N</i>
Q_{C0}	<i>Charge maximale exercée sur une bille</i>	<i>N</i>
r	<i>Coefficient</i>	
r_p	<i>Rayon des particules d'usure</i>	
R_{11}	<i>Rayon de courbure maximale pour le solide N°1</i>	<i>mm</i>
R_{21}	<i>Rayon de courbure minimale pour le solide N°1</i>	<i>mm</i>
R_{21}	<i>Rayon de courbure maximale pour le solide N°2</i>	<i>mm</i>
R_{22}	<i>Rayon de courbure minimale pour le solide N°2</i>	<i>mm</i>
R_{PE}	<i>Rayon de la piste extérieure</i>	<i>mm</i>
R_{PI}	<i>Rayon de la piste intérieure</i>	<i>mm</i>
R	<i>Rayon équivalent</i>	<i>mm</i>
S	<i>Surface de contact</i>	<i>m²</i>
S_a	<i>Surface apparente de contact</i>	<i>m²</i>
S_r	<i>Surface réelle de contact</i>	<i>m²</i>
u_1	<i>Déplacement du solide 1 au niveau de la zone de contact</i>	<i>mm</i>
u_2	<i>Déplacement du solide 2 au niveau de la zone de contact</i>	<i>mm</i>
u_t	<i>Glissement</i>	<i>mm</i>
v_t	<i>Vitesse de glissement</i>	<i>m/s</i>
V_{BE}	<i>Vitesse tangentielle d'un point sur la bague extérieure</i>	<i>m/s</i>
V_{BI}	<i>Vitesse tangentielle d'un point sur la bague intérieure</i>	<i>m/s</i>
V_B	<i>Vitesse tangentielle du centre la bille</i>	<i>m/s</i>
V_{Cage}	<i>Vitesse tangentielle de la cage à bille</i>	<i>m/s</i>
V_w	<i>Volume d'usure</i>	<i>m³</i>

Lettres grecques

Nom	Symbole	Désignation	Unité
<i>delta</i>	X	Distance de rapprochement ou d'interpénétration des deux solides	<i>mm</i>
	X_c	Rayon de contact	<i>mm</i>
<i>thêta</i>	e	Angle de contact bille – bague	Degré
	e_p	Angle de pente des aspérités lors du frottement par labourage	Degré
<i>mu</i>	a	Coefficient de frottement	
<i>nu</i>	b_1, b_2	Coefficient de poisson pour le solide N°1 et le solide N°2	
<i>rhô</i>	f	Résistivité électrique	Ωm
<i>sigma</i>	$g_{n,max}$	Contrainte normale maximale de surface	<i>MPa</i>
	g_x, g_y, g_z	Contrainte principale de profondeur	<i>MPa</i>
	g_e	Contrainte limite élastique	<i>MPa</i>
	g_{ec}	Contrainte d'écoulement	<i>MPa</i>
<i>tau</i>	h	Contrainte de cisaillement	<i>MPa</i>
	h_t	Contrainte tangentielle de surface	<i>MPa</i>
	h_{max}	Contrainte de cisaillement maximale en profondeur	<i>MPa</i>
<i>phi</i>	\wedge	Facteur d'angle	
<i>psi</i>	m	Indice de plasticité	
<i>oméga</i>	K_{BE}	Vitesse angulaire de la bague extérieure	<i>rad/s</i>
	K_{BI}	Vitesse angulaire de la bague intérieure	<i>rad/s</i>
	K_B	Vitesse angulaire de la bille	<i>rad/s</i>

ABREVIATIONS

Symbole	Désignation
ISO	International Standard Organisation
SKF	Svenska Kullager Fabriken (Suède)
SNR	Société Nouvelle de Roulement (France)
NTN	New Technology Network (Japon)

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Classification des solutions de lubrification et graissage	6
Figure 1.2 Classification des dispositifs pour étanchéités mécaniques.....	7
Figure 1.3 Classification des guidages en rotation.....	9
Figure 1.4 Solutions constructives pour guidage en rotation.....	9
Figure 1.5 Constitution générale d'un roulement	11
Figure 1.6 Types de chargement	11
Figure 1.7 Montage d'une butée à rotule sur rouleaux	12
Figure 2.1 : Paramètres géométriques d'un roulement.....	14
Figure 2.2 : Champ des vecteurs vitesses dans un roulement à billes	15
Figure 2.3 : Caractéristiques dimensionnelles de deux ellipsoïdes en contact	16
Figure 2.4 : Contact bille-bague extérieure.....	17
Figure 2.5 : Démarche de calcul des éléments de contact bille-bague	18
Figure 2.6 : Répartition des contraintes de profondeur.....	21
Figure 2.7 : Loi de Tresca.....	22
Figure 2.8 : lois de Coulomb.....	23
Figure 2.9 : Loi de Norton-Hoff	23
Figure 2.10 : Début du labourage d'une surface tendre par une aspérité dure	26
Figure 2.11 : Sillon de labourage et bourrelet frontal.....	26
Figure 2.12 : Entraînement de la bille par la bague intérieure (Bague extérieure fixe).....	27
Figure 2.13 : Frottement de roulement	28
Figure 2.14 : Représentation schématique de l'usure abrasive à 2 corps et à 3 corps.....	31
Figure 2.15 : Mécanisme de l'abrasion	31
Figure 2.16 : Modèle d'usure par abrasion.....	31
Figure 2.17 : Contact de deux corps solides	32
Figure 2.18 : Transfert de particules par rupture d'aspérités et agrégation	33
Figure 2.19 : Carte d'usure pour un contact acier-acier à sec pour une configuration pion disque .	36
Figure 3.1 : Création des pièces (a) bille ; (b) Bague.....	41
Figure 3.2 Création de l'assemblage	42
Figure 3.3 : Définition du type d'étude	42
Figure 3.4 : Définition du type de contact	43
Figure 3.5. Déplacement imposée.....	43
Figure 3.6 : Chargement externe.....	44
Figure 3.7 : Maillage.....	44

Figure 3.8 . Distribution des contrainte bague – billes	45
Figure 3.9: Distribution du déplacement statique bille – bague	46
Figure 3.10 : Déformation statique bille – bague	46

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Classification des fonctions assemblage et guidage	4
Tableau 1.2 : Classification des systèmes de transmission de puissance	5
Tableau 1.3 : Comparatif entre guidage en rotation par roulement	10
Tableau 2.1 : Coefficients de roulement <i>pour</i> différents matériaux.....	29
Tableau 2.2 : Coefficient de frottement	29
Tableau 2.3 : Comparaison des caractéristiques des lubrifications a l’huile et a la graisse	37
Tableau 2.4 : Types de graisses et caractéristiques	38
Tableau 2.5 : équivalence de grade entre lubrifiant.....	39
Tableau 2.6 : Viscosité minimale nécessaire à la température de fonctionnement	40
Tableau 3.1 : Paramètres du roulement à bille 6206.....	38
Tableau 3.2 : Résultats de calcul	39

SOMMAIRE

Introduction Générale	2
Chapitre 01 : CLASSIFICATION DES TYPES DE GUIDAGES EN ROTATION	
1.1 Introduction	4
1.2 Rappel sur les fonctions mécaniques	4
1.2.1 Fonction position relative de 02 pièces.....	4
1.2.2 Fonction transmission de puissance	5
1.2.3 Fonction lubrification et graissage.....	6
1.2.4 Fonction étanchéité	7
1.3. Fonction guidage en rotation.....	8
1.3.1 Fonctions de service.....	8
1.3.2 Indicateurs de qualité	8
1.3.4 Solutions constructives	9
1.4 Les roulement (iso 15 – iso 104 – iso 1206 – iso 3245)	10
1.4.1 Constitution d'un roulement	10
1.4.2 Classification des roulements.....	11
1.4.2.1. Roulements.....	11
1.4.2.2. Butées.....	12
CHAPITRE 02 : ETUDE D'UN PALIER A ROULEMENT A BILLES	
2.1 Introduction.....	14
2.2 Etude du contact billes-bagues.....	14
2.2.1 Paramètres géométriques extérieurs	14
2.2.2 Cinématique des éléments d'un roulement à billes	15
2.2.3 Théorie d'Hertz pour les roulements.....	16
2.2.3.1Principe d'Hertz pour contact étroit	16
2.2.3.2 Principe d'Hertz pour contact Bille-bague	17
2.2.3.3 Eléments de calcul	18
2.3 Étude du frottement bille-bague.....	22
2.3.1 Rappel sur les lois de frottement	22
2.3.1.1 Loi de Tresca.....	22
2.3.1.2 Loi de Coulomb	23
2.3.1.3 Loi de Norton-Hoff	23
2.3.2 Frottement de glissement	24
2.3.2.1 Adhérence	24
2.3.2.2 Déformation plastique des aspérités	24

2.3.2.3 Labourage	25
2.3.2 Frottement de roulement	27
2.3.2.1 Couple d'entrainement de la bille.....	27
2.3.2.2 Coefficient de roulement.....	28
2.4 Étude de l'usure bille-bague	30
2.4.1 Modes d'usure	30
2.4.1.1 Usure par abrasion	30
2.4.1.2 Usure par adhésion	32
2.4.1.3 Usure par fatigue	35
2.4.1.4 Usure par érosion	35
2.4.2 Cartes d'usure	36
2.5 Lubrification.....	36
2.5.1 Objectif de la lubrification	37
2.5.2 Méthodes de lubrification et caractéristiques	37
2.5.2.1 Lubrification à la graisse.....	37
2.5.2.2 Lubrification à l'huile	40
2.6 Conclusion	41

CHAPITRE 03 : CALCUL ET SIMULATION

3.1 Introduction	42
3.2 Description du problème.....	42
3.3 Simulation numérique	43
3.3.1 Calcul de la pression de contact.....	43
3.3.2 Evaluation contraintes, déformation et déplacement	43
3.3.2.1 Création de la géométrie (CAO)	44
3.3.2.2 Solidworks simulation	46
3.3.2.3 Résultats et interprétation.....	49
3.4 Conclusion	51
CONCLUSION GENERALE	53
BIBLIOGRAPHIE	54
ANNEXES	56

**INTRODUCTION
GÉNÉRALE**

Le présent mémoire s'intègre dans un contexte technologique, en relation avec le secteur de la construction mécanique et plus particulièrement celui des paliers à roulements. Sachant que l'apparition des roulements a été conditionnée par le remplacement du frottement de glissement par celui de roulement, ils ont été largement utilisés dans le domaine de la construction mécanique et en particulier dans le domaine des machines tournantes. L'utilisation aussi de ce produit dans le domaine de l'automobile a donné l'occasion de perfectionnement de la méthode de fabrication, ainsi que l'amélioration de sa qualité. Notre travail s'inscrit dans un cadre qui traite l'aspect du tribocontact au niveau des roulements à billes.

Le roulement est une pièce mécanique composé de plusieurs éléments intercalé entre deux organes, un mobile et l'autre immobile, le roulement est destiné à remplacer le phénomène de glissement par celui du roulement afin de réduire le frottement. Sa fonction est de permettre la transmission des charges (efforts) entre deux pièces en rotation relative l'une par rapport à l'autre avec un frottement très réduit. En assurant le guidage d'une charge tournante. Les éléments roulants se trouvent entre les bagues intérieures et extérieures et sont reliées par une cage qui assure leur maintien. Le flasque est la partie qui couvre les éléments roulants en assurant leur étanchéité afin d'éviter au maximum l'entrée de poussières ou autres résidus dans le mécanisme. En plus la lubrification d'un roulement est très importante pour assurer son bon fonctionnement et prolonger sa durée de vie. Si le roulement n'est pas bien entretenu, les billes vont s'user et provoquer une rugosité progressive, voire se bloquer. Pour éviter ce type d'usure, il faut donc penser à nettoyer et graisser les roulements.

Le problème traité dans notre travail porte sur l'étude du contact entre les billes et les bagues pour un roulement de commerce pour la détermination des pressions de contact au niveau des interfaces bille et piste de roulement à partir de l'effort de chargement global.

Le but est d'obtenir la répartition des contraintes, des déplacements et des déformations lors du contact bille sur bague. Une simulation sous Solidworks simulation a été menée en considérant le contact Hertzien.

Pour ce faire, notre mémoire a été structuré en trois chapitres. Le premier chapitre est consacré à fonction guidage en rotation, le deuxième traite l'étude d'un roulement à billes à travers l'aspect contact entre bille et bagues, ainsi que l'aspect frottement, usure et lubrification. Le troisième chapitre est une simulation numérique en environnement CAO d'un secteur bague-bille.

Chapitre 01

**CALSSIFICATION DES TYPES DE GUIDAGES EN
ROTATION**

1.1 INTRODUCTION

Dans une machine industrielle, le mouvement cinématique le plus rencontré est le mouvement de rotation autour d'un axe fixe. Les organes transformateur d'énergie tels que moteur électriques, embrayages, réducteurs de vitesse et variateurs de vitesse ; ainsi que les organes et mécanismes transmetteurs d'énergie tels que poulie-courroie, pignon-chaîne et engrenages sont tous des éléments de machines animés d'un mouvement de rotation autour d'un axe fixe.

En technologie de construction mécanique, lors de la conception-construction d'un groupe fonctionnel de pièces pour un organe de machine, les solutions constructives sont recherchées à travers les fonctions mécaniques tel que : assemblage de deux pièces mécaniques, guidage en translation, guidage en rotation, transmission de puissance, lubrification et étanchéité mécanique

1.2 RAPPEL SUR LES FONCTIONS MECANIQUES

1.2.1 Fonction position relative de 02 pièces.

Du point de vue conceptuel, la fonction positionnement relative de deux pièces mécaniques est une fonction technique qui trouve son existence dans le processus de conception des groupes fonctionnels à dominante mécanique. Du point de vue constructive et matériel, elle sera assurée selon la finalité de la conception soit par des montages de pièces fixes les unes par rapport aux autres (boulonnage, rivetage, agrafage, etc..) soit par des montages de pièces mobiles les unes par rapport aux autres en translation (Glissières prismatiques, glissière cylindriques) ou en rotation (Articulations, paliers). Le **tableau 1.1** expose la classification des différentes solutions constructives relatives aux problèmes d'assemblage et de guidages.

Tableau 1.1: Classification des fonctions assemblage et guidage **[1]**

Montage des pièces	Catégorie de problème	Type de problème	Géométrie des pièces	Solutions conceptuelles	Solutions constructives
FIXE	ASSEMBLAGE	Par appui	- Plate	Liaison encastrement	- Vissage - Boulonnage - Rivetage - Soudage - Collage - Agrafage - Emmanchement
		Par interpénétration	-Cylindrique - Conique - Hélicoïdale -polyédrique		
MOBILE	GUIDAGE	En translation	- Plate -Cylindrique -Polyédrique	Liaison glissière	-Glissière prismatique -Glissière cylindrique
		En rotation	- Sphérique	Liaison rotule	-Articulations sphériques
			-Cylindrique - Conique	Liaison pivot	-Articulation cylindrique
					-Butées hydrostatiques
					-Butées hydrodynamique
					- Butées à roulement
- Paliers lisses hydrostatiques					
- Palier lisses hydrodynamique					
Liaison linéique	- Paliers à roulements				

1.2.2 Fonction transmission de puissance

Du point de vue conceptuel et fonctionnel, la fonction transmission de puissance est une fonction technique qui trouve son existence dans la chaîne d'énergie des objets ou des systèmes techniques à dominante mécanique. Du point de vue constructive et matériel, elle sera assurée par des groupes fonctionnels ou des organes mécaniques qui permettent d'une part de transmettre ou convertir (sans ou avec modification de mouvements) une puissance mécanique entre un organe moteur et un organe récepteur et d'autre part d'adapter le couple et la vitesse entre l'organe moteur et l'organe entraîné. Selon la solution constructive adoptée, la transmission de puissance sera dimensionnée selon les critères suivants : la quantité de puissance à transmettre; les mouvements souhaités; les efforts ou les couples recherchés; la position de l'organe moteur par rapport à l'organe récepteur; la fiabilité, la maintenabilité, le coût de réalisation, etc.... Le **tableau 1.2** résume les différentes solutions constructives pour la fonction mécanique de transmission de puissance.

Tableau 1. 2 : Classification des systèmes de transmission de puissance 

Transmission	Position moteur/récepteur	Transmission recherchée	Solutions constructives	
Sans modification de mouvement	EN PROLONGEMENT	- Permanente - sans modification des vitesses - Sans modification des efforts	- Accouplements rigides. - Accouplements élastiques.	
		- Provisoire - Avec progression ou instantané	- Embrayages progressifs - Embrayages instantanés.	
		- Permanente - Avec ralentissement ou arrêt	- Freins.	
	NON EN PROLONGEMENT	Permanente avec modification des vitesses et modification des efforts	Permanente sans modification des vitesses ni modification des efforts	- Transmission par joints homocinétique.
			- Transmission par roues de friction.	
			- Transmission par flexibles.	
			- Transmission par chaînes.	
			- Transmission par engrenages.	
			- Transmission par inverseur de marche.	
			- Transmission par réducteur de vitesses.	
- Transmission par boîte de vitesses.				
- Transmission par variateur de vitesses.				
Avec modification de mouvement	REVERSIBLE	- Permanente - Avec modification des vitesses - Avec modification des efforts	- Systèmes vis-écroues. - Système bielle-manivelle. - Système pignon-crémaillère.	
		IRREVERSIBLE	- Système à excentrique.	
			- Système de cames disques. - Système de cames cylindriques - Système de cames coniques. - Système de cames à tambour.	

1.2.3 Fonction lubrification et graissage.

En technologie de construction mécanique, on parle de lubrification dans le cas où le lubrifiant est liquide et de graissage dans le cas où le lubrifiant est compact. Les lubrifiants sont des produits liquides, pâteux ou solides d'origine minérale (hydrocarbures pour l'essentiel), animale, végétale ou synthétique. Du point de vue conceptuel et fonctionnel, la lubrification et le graissage sont des fonctions techniques qui permettent d'assurer les fonctions suivantes [2]:

- De favoriser le mouvement avec glissement entre deux surfaces frottantes
- Assurer la réduction des phénomènes de frottement et d'usure entre deux pièces mécaniques mobiles
- Évacuer une partie de l'énergie thermique engendrée par ce frottement en participant au refroidissement;
- Éviter le grippage entre les éléments mobiles
- Protéger les surfaces frottant contre la corrosion
- Évacuer les impuretés (poussières, débris d'usure, etc....)
- Avoir une fonction nettoyante (détergente) et parfois participer à l'étanchéité

Les solutions constructives qui permettent réaliser la fonction lubrification ou graissage entre des pièces mécaniques en contact s'appuient sur différents principes et mettent en œuvre diverses technologies (Figure 1.1). Dans ces situations, les écoulements fluides sont parallèles aux surfaces, ce qui simplifie leur description et leur calcul (théorie de la lubrification).

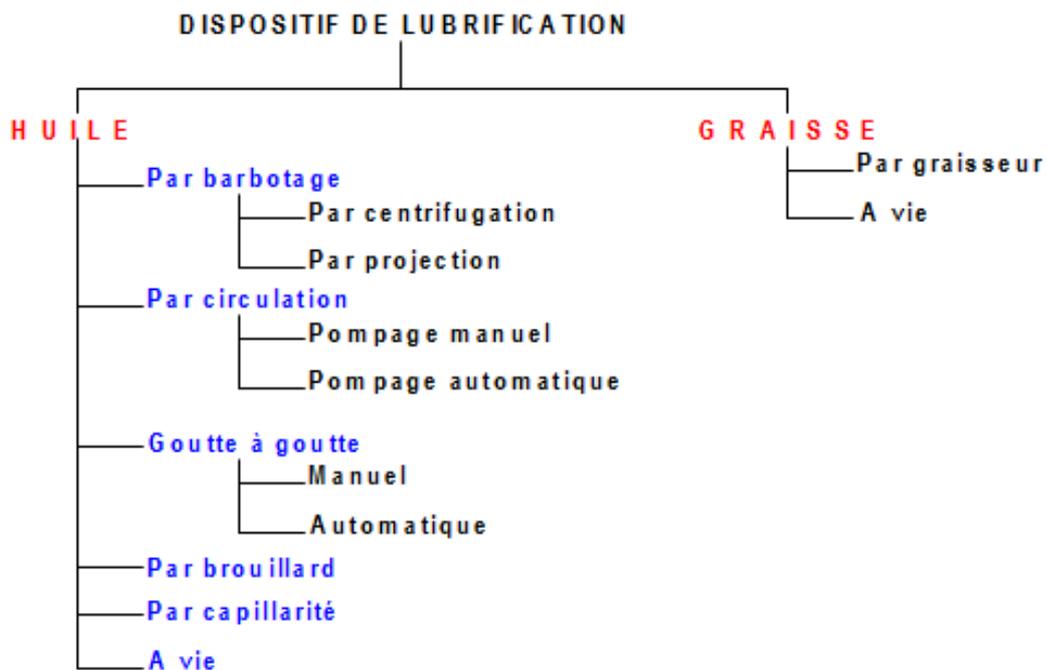


Figure 1. 1: Classification des solutions de lubrification et graissage [3]

1.2.4 Fonction étanchéité

Dans les systèmes techniques qui nécessitent des commandes hydrauliques et/ou pneumatiques, et dans lesquels les fluides de commandes circulent à travers des réseaux de conduites sous pression, l'étanchéité devient une fonction fondamentale pour ce genre de systèmes. L'industrie d'une manière générale utilise un grand nombre de systèmes d'étanchéité dans divers secteurs tel que : l'industrie mécanique, automobile, navale, aéronautique et spatiale mais aussi dans l'énergétique industrielle dans les installations à base de turbopompes, turbocompresseurs et turboalternateurs. Sans oublier le secteur des industries pétrochimiques. Tous ces secteurs utilisent des dispositifs d'étanchéité qui isolent les moyens techniques les uns des autres là où les pressions, les températures ou les différents agents propulseurs sont contenus. Dans la pratique, il existe une grande variété d'étanchéités. Suivant la configuration du système à étancher on peut adopter la classification donnée sur la **figure 1.2**.

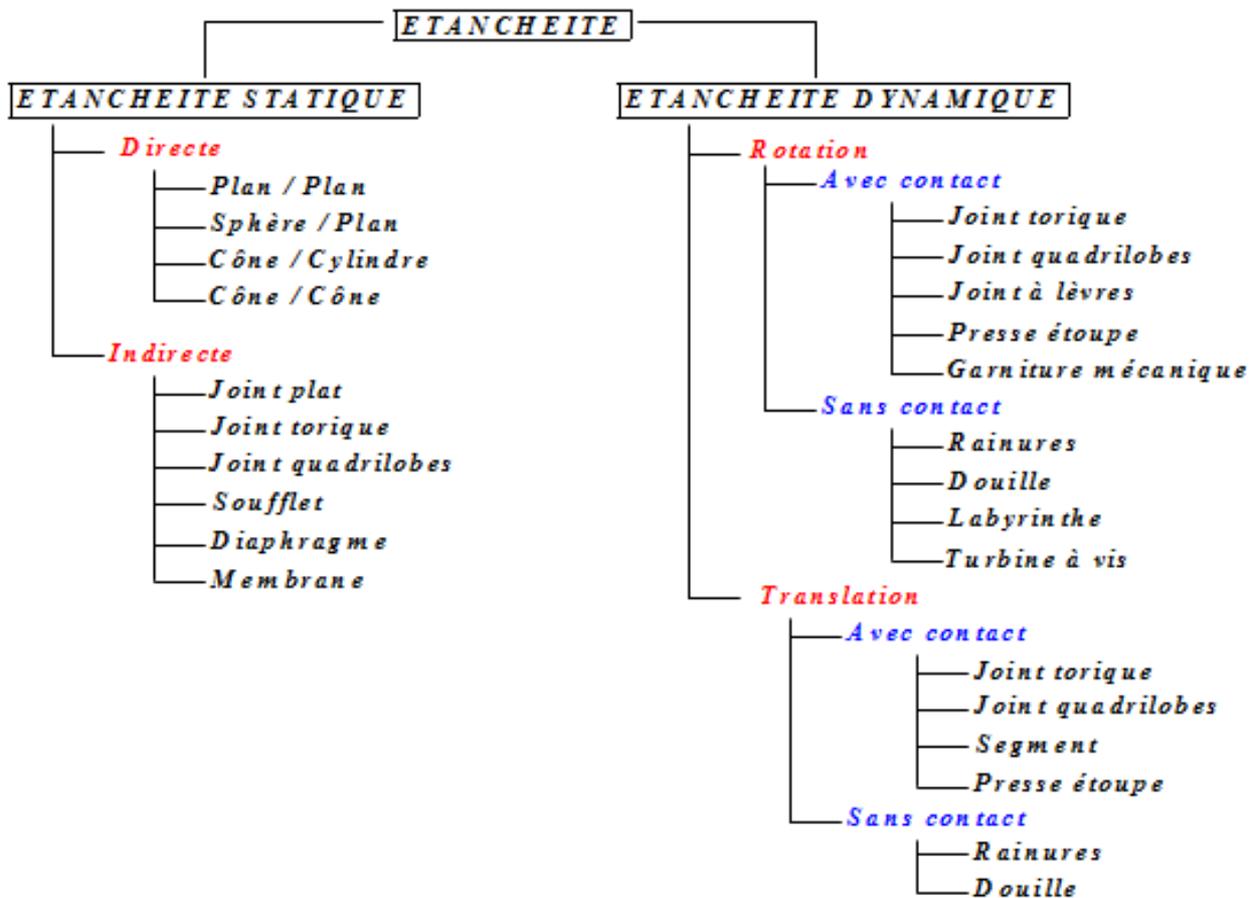


Figure 1. 2: Classification des dispositifs pour étanchéités mécaniques [4-5]

1.3 FONCTION GUIDAGE EN ROTATION

Durant le fonctionnement d'une machine, le mouvement relatif de rotation entre deux parties mécaniques se révèle nécessaire et les parties tournantes (organes, mécanismes, pièces) sont le plus souvent appelées à supporter des chargements dynamiques qui les placent comme étant des entités vitales pour la machine en question. Il s'en suit qu'une attention particulière doit être portée à ces entités vitales qui doivent être conçues de manière adéquate pour assurer leur endurance ainsi que leur longévité dans le temps. Dans cette section, est présenté le problème du guidage en rotation du point de vue support et maintien des pièces tournantes dans une machine tournante. Dans le domaine de l'industrie, le terme machine tournante désigne tout équipement industriel sous la forme d'objets techniques moteurs ou récepteurs, composés d'une partie fixe dénommée "Stator" et d'une partie mobile tournante dénommée "Rotor". Ce dernier est animé d'un mouvement de rotation continue autour d'un axe fixe.

1.3.1 Fonctions de service

Dans la phase "utilisation", pour établir un guidage en rotation entre un rotor et un stator, la solution constructive doit assurer les fonctions génériques suivantes :

1. Positionner le rotor et le stator entre eux.
2. Permettre un mouvement relatif de rotation autour d'un axe géométrique fixe.
3. Transmettre les efforts (Couples et forces).
4. Résister au milieu environnant.
5. Être d'un encombrement minimal.
6. Être silencieux au fonctionnement.
7. Respecter les normes de sécurité.

L'ensemble de ces fonctions doit être satisfait à un coût minimal.

1.3.2 Indicateurs de qualité

Les principaux indicateurs de qualité sur lesquelles se fait le choix d'une solution constructive associé à un guidage en rotation sont :

1. Degré de précision du guidage.
2. Intensité des actions mécaniques transmissibles.
3. Importance des vitesses de rotation.
4. La fiabilité.
5. La maintenabilité
6. Encombrement.
7. Coût.

1.3.3 Solutions constructives

Les solutions constructives qui permettent réaliser un guidage en rotation entre un rotor (partie tournante) et un stator (partie fixe) s'appuient sur différents principes et mettent en œuvre diverses technologies. La **figure 1.3** donne une classification des différents types de guidage en rotation. La **figure 1.4** présente solutions constructives pour assurer la fonction guidage en rotation.

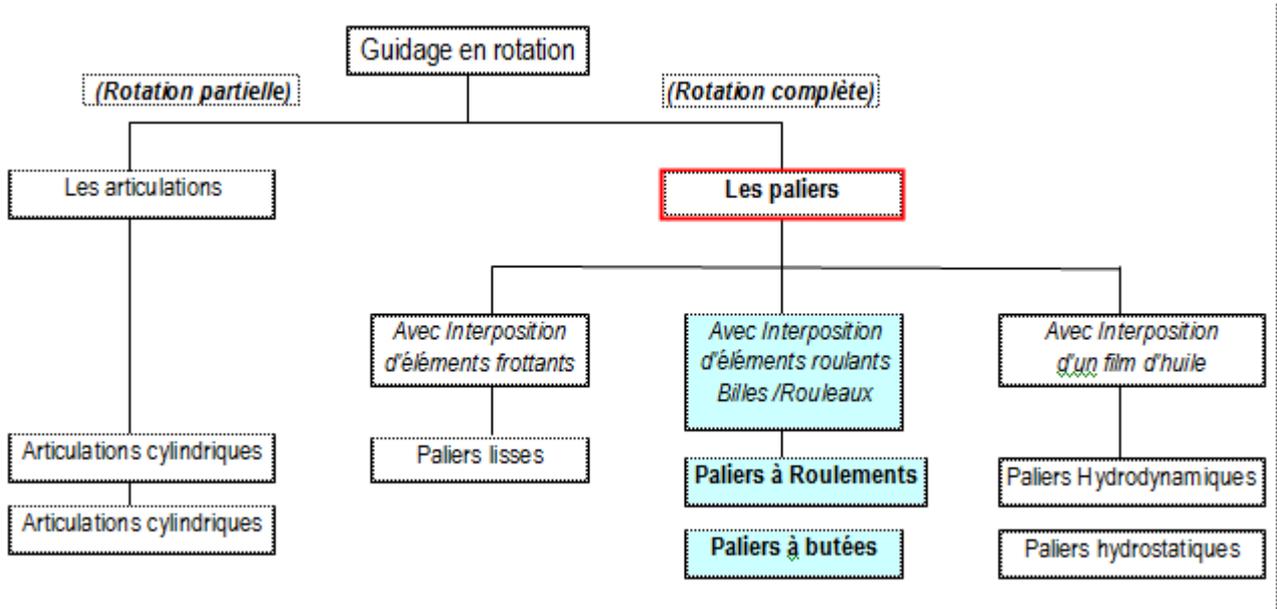


Figure 1.3: Classification du guidage en rotation

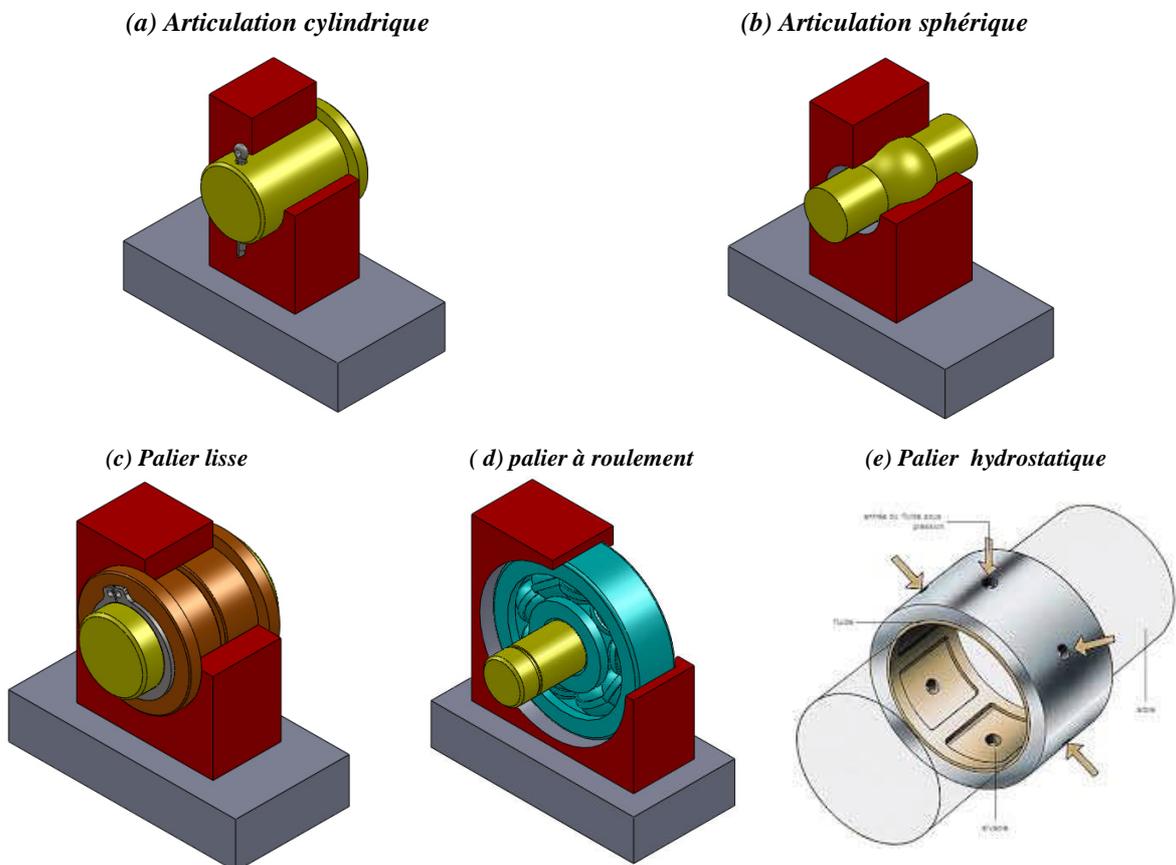


Figure 1.4: Solutions constructives pour guidage en rotation

Dans le cas des machines tournantes, le guidage du rotor par rapport au stator, est assuré selon l'application par l'une des solutions constructives suivantes: palier à roulements, un palier hydrostatique ou palier hydrodynamique. Le **tableau 1.3** présente un comparatif entre les deux groupes de solution.

Tableau 1.3: Comparatif entre guidage en rotation par roulement

Type de guidage	Avantages	Limites d'utilisation	Application
Paliers à roulements	<ul style="list-style-type: none"> - Composants normalisés universels - Précision élevée - Supportent des charges radiales et axiales. - Frottement internes réduits 	<ul style="list-style-type: none"> - Encombrement radial important - Durée de vie fonction de la charge. - Vitesse maximale possible, pouvant parfois être une limite 	<ul style="list-style-type: none"> - Roues, réducteurs, moteurs, poulies, pompes, broches, cylindres d'imprimantes, etc.
Paliers hydrodynamiques Et hydrostatiques	<ul style="list-style-type: none"> - Très grande précision - Frottements internes très réduits. - Capacité en vitesse élevée 	<ul style="list-style-type: none"> - Ils ne permettent que la rotation de l'arbre. - Etanchéité difficile. - Ils supportent uniquement des charges radiales. - Coût très élevé 	<ul style="list-style-type: none"> - paliers de vilebrequin et bielles (Moteur à combustion interne). - Paliers de turbines

1.4 LES ROULEMENT (ISO 15 – ISO 104 – ISO 1206 – ISO 3245)

1.4.1 Constitution d'un roulement

La majorité des roulements sont composés d'une bague intérieure et d'une bague extérieure, d'éléments roulants (billes ou rouleaux) , et d'une cage. Les éléments roulants situés entre les deux bagues du roulement sont maintenus à égale distance les uns des autres par la cage qui les guide et facilite leur rotation (**Figure 1.5**). La surface sur laquelle roulent les éléments roulants est appelée « chemin de roulement ». Elle supporte les charges appliquées aux roulements **[6-7]**.

1° Eléments roulants

Les éléments roulants se divisent en deux catégories les billes et les rouleaux. Les Rouleaux sont classés en fonction de leur forme, rouleaux cylindriques, rouleaux coniques, rouleaux sphériques ainsi que les aiguilles. Le contact entre les éléments roulants et les bagues pour les roulements à billes est ponctuel alors que le contact pour les roulements à rouleaux est linéaire. Les roulements sont conçus de telle manière que les éléments roulants effectuent simultanément une rotation autour de leur propre axe et autour de l'axe des pistes.

2°. Cages

La cage ne supporte pas directement les efforts appliqués au roulement. Elle permet de maintenir les éléments roulants à égale distance les uns des autres tout en les retenant à l'intérieur du roulement. Les types de cage varient en fonction de leur fabrication (en tôle emboutie, usinée, massive acier ou laiton, polyamide injecté).

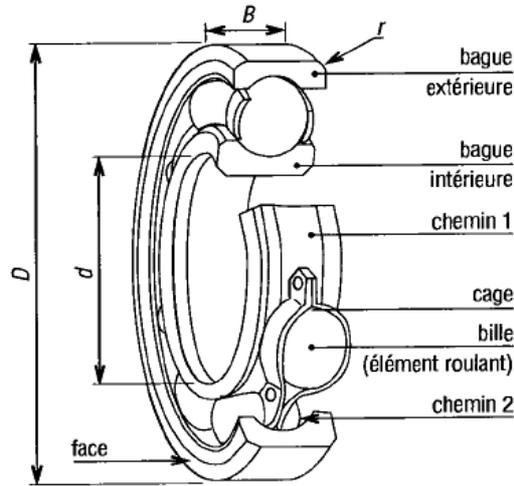


Figure 1.5: Constitution générale d'un roulement [2]

1.4.2 Classification des roulements

Généralement dans la famille des roulements on trouve deux grandes catégories: les roulements et les butées (Voir annexe 1)

1.4.2.1 Roulements

Ils sont conçus pour supporter des charges radiales importantes ainsi que des charges axiales modéré (Figure 1.6). Dans la catégorie des roulements, on distingue deux sous-catégorie

1. **Les roulements à billes:** Selon le forme géométrique de leurs bagues, ils sont classés en différentes sous-catégories: roulements à billes à gorge profonde, à contact oblique et roulement à rotule.
2. **Les roulements à rouleaux:** Selon la forme géométrique des rouleaux, ils sont classés en sous catégories: roulements à rouleaux cylindriques, à rouleaux coniques, à rotule sur rouleaux et roulements à aiguilles).

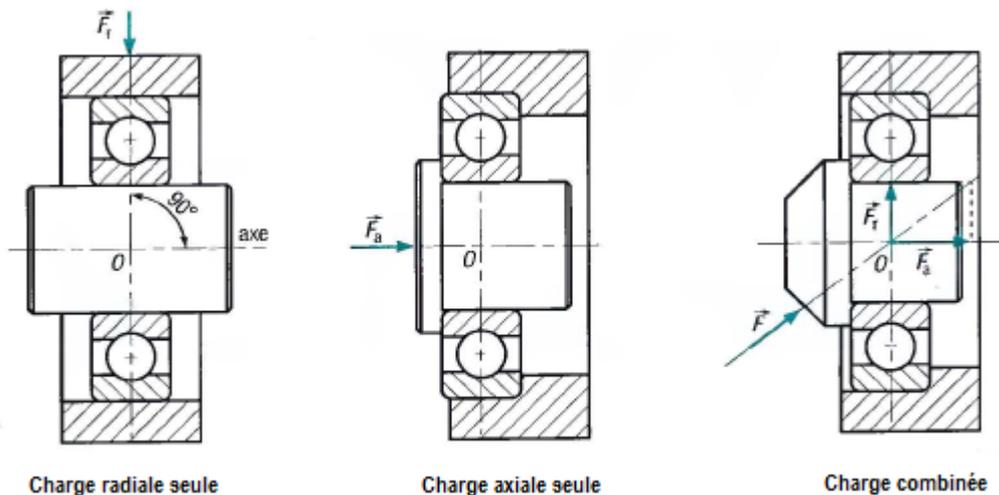


Figure 1.6: Types de chargement [2]

1.4.2.2 Butées

Elles sont conçues pour supporter uniquement des charges axiales. On distingue deux sous-catégorie:

1. **Les butées à billes:** Selon la direction du chargement axial, ils sont classés en butées à billes simple effet et butées à billes double effet. Les vitesses de rotation sont limitées à cause de la force centrifuge qui peut solliciter les billes.
2. **Les butées à rouleaux:** Selon la forme géométrique des rouleaux, ils sont classés en sous catégories: butées à rouleaux cylindriques, à rouleaux coniques, à rotule sur rouleaux et butées à aiguilles).

Sachant qu'elles ne peuvent pas assurer le centrage de l'arbre, elles doivent être montées avec d'autres types de roulements . La **figure 1.7** illustre le montage combiné d'une butée à rotule sur rouleaux avec un roulement à rotule sur rouleaux. .

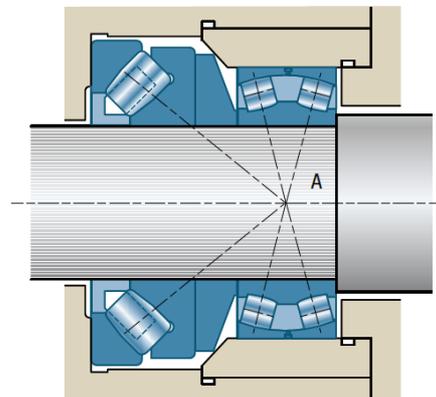


Figure 1.7: Montage d'une butée à rotule sur rouleaux [8]

Au terme de ce chapitre, nous avons présenté les fonctions mécaniques sur lesquelles se base la technologie de construction mécanique et mis en situation la fonction mécanique du guidage en rotation par rapport aux autres fonctions mécaniques. Le guidage par roulements à été particulièrement considéré. Dans la suite, le cas du roulement à billes à contact radial sera traité dans l'optique d'une étude de contact entre les bagues et les billes.

Chapitre 02

ETUDE DU CONTACT
BILLES-BAGUES

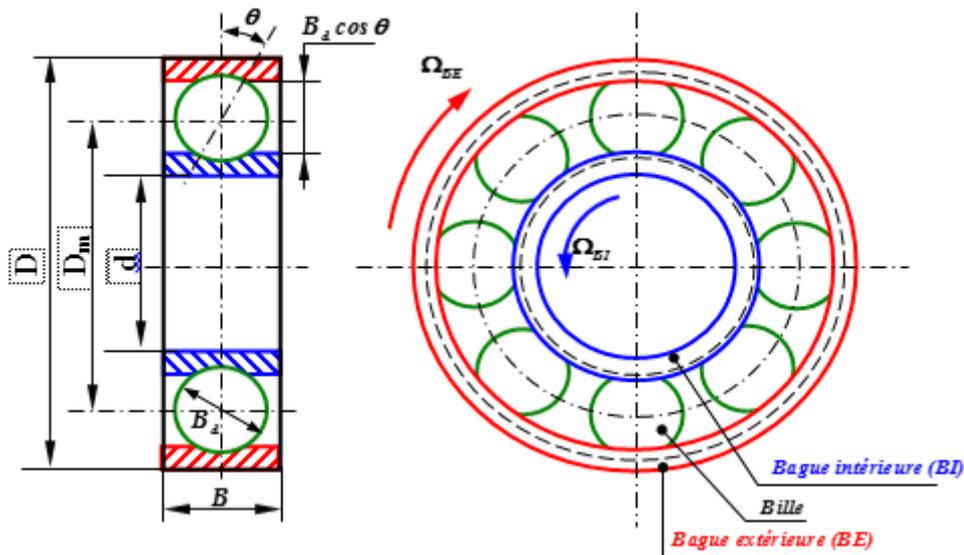
2.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons une étude d'un palier à roulement à billes. En premier lieu on aborde le volet contact élastique bille- bague, à travers l'aspect géométrique, pression de contact, contraintes et déformations. En deuxième lieu on traite le volet tribologique du contact bille –bague à travers le phénomène de frottement, d'usure ainsi que les solutions de lubrification.

2.2 ETUDE DU CONTACT BILLES-BAGUES

2.2.1 Paramètres géométriques extérieurs

Dans le but d'étudier le contact entre les éléments roulants (billes) et les bagues, un certain nombre de symbole sera utilisé. Les termes les plus fréquemment utilisés sont expliqués dans cette section. Pour une liste détaillée des termes et définitions spécifiques aux roulements, se reportez à la norme "ISO 5593 Roulements- Vocabulaire". Les symboles les plus courants sont indiqués.



- d : Diamètre intérieur nominale du roulement
- D : Diamètre extérieur du roulement
- D_m : Diamètre moyen)
- B_d : Ball diamètre (Diamètre des billes)
- B : Largeur du roulement
- Nb : Nombre de billes (Eléments roulants)
- θ : Angle de contact bille –bague
- \vec{V}_{BE} : Vitesse tangentielle d'un point sur la **BE**
- \vec{V}_{BI} : Vitesse tangentielle d'un point sur la **BI**
- \vec{V}_{BC} : Vitesse tangentielle du centre la **Bille**
- Ω_{BE} : Vitesse angulaire de la **BE**
- Ω_{BI} : Vitesse angulaire de la **BI**

Figure 2.1 : Paramètres géométriques d'un roulement

2.2.2 Cinématique des éléments d'un roulement à billes

L'étude de la cinématique des éléments roulants passe par la détermination des champs des vecteurs vitesses. Cette détermination est faite à la base deux hypothèses :

- Les solides sont supposés indéformables.
- Roulement sans glissement de la bille sur la bague extérieure (*égalité des vitesses des deux solides au point de contact*)

A partir de ces hypothèses, la cinématique interne d'un roulement peut être définie [9]. La figure 2.2 représente les différentes vitesses au sein d'un palier à roulement.

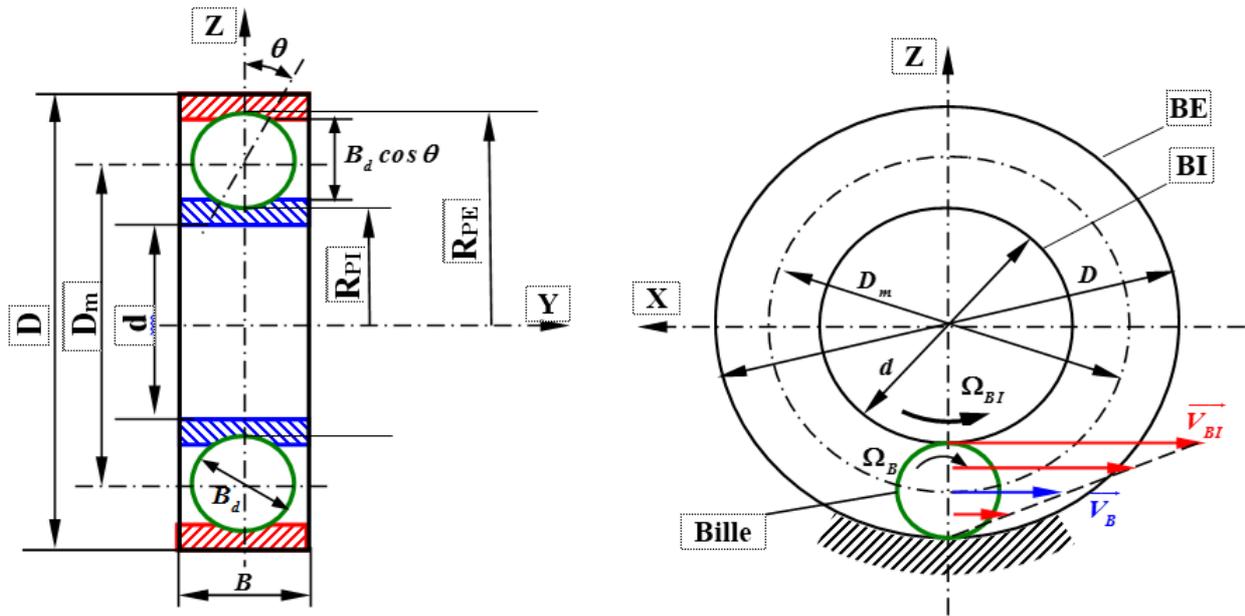


Figure 2.2 : Champ des vecteurs vitesses dans un roulement à billes

Le diamètre moyen, D_m , est utilisé pour calculer les vitesses linéaires des éléments d'un roulement . Il est défini par :

$$D_m = \frac{d + D}{2} \tag{2.1}$$

Dans le cas où la bague intérieure est tournante à une fréquence de rotation N_{BI} , sa vitesse linéaire est définie par :

$$V_{BI} = \frac{\pi}{60} (D_m - B_d \cos \theta) N_{BI} \tag{2.2}$$

Dans le cas où la bague extérieure est tournante, sa vitesse linéaire est définie par :

$$V_{BE} = \frac{\pi}{60} (D_m + B_d \cos \theta) N_{BE} \tag{2.3}$$

La vitesse linéaire de la cage est définie dans la relation (2.4), cette vitesse est supposée égale à la vitesse orbitale des billes.

$$V_{Cage} = \frac{1}{2}(V_{BE} + V_{BI}) \tag{2.4}$$

Dans le cas où la bague intérieure est tournante, la fréquence de rotation N_B des billes est définie par la relation 2.5.

$$N_B = \frac{1}{2} \frac{D_m}{B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d \cos \theta}{D_m} \right)^2 \right] N_{BI} \tag{2.5}$$

2.2.3 Théorie d'Hertz pour les roulements

2.2.3.1 Principe d'Hertz pour contact étroit

Soit donné deux solides 1 et 2 non conformes mis en contact en un point O sous l'effet d'une action mécanique Q . Les deux solides étant élastiques, lors du contact une petite surface de forme ellipsoïdale aux dimensions négligeables par rapport aux dimensions des deux solides se forme (Figure 2.3).

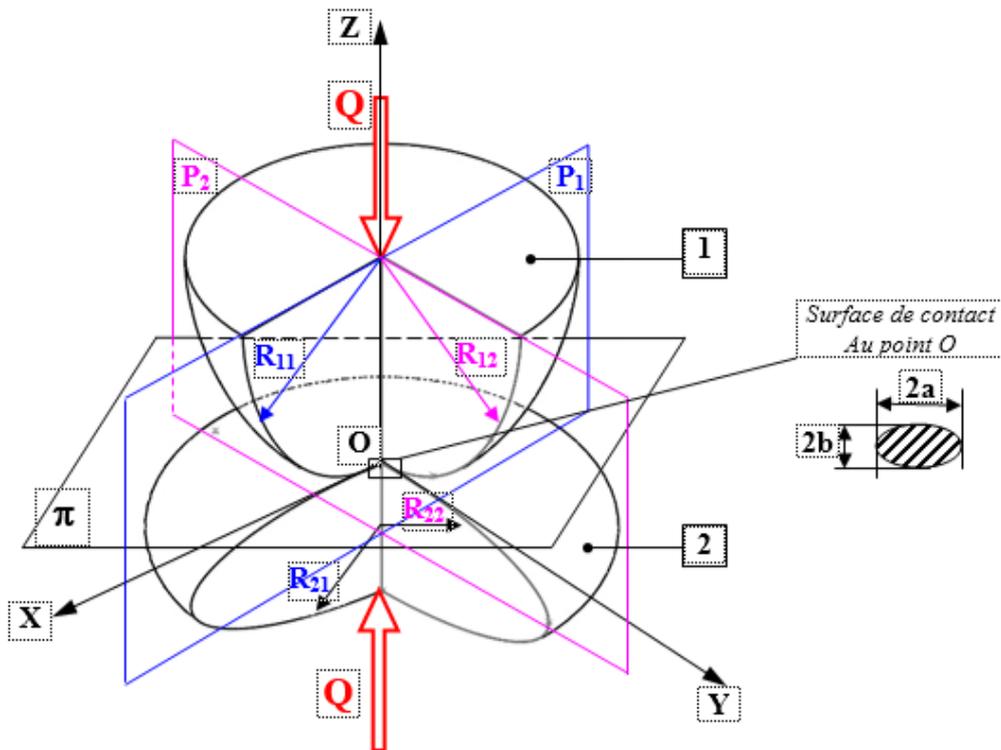


Figure 2.3: Caractéristiques dimensionnelles de deux ellipsoïdes en contact

Pour chacune des surfaces extérieures aux solides 1 et 2, on peut définir passant par le point O deux plan P_1 et P_2 perpendiculaire entre eux et perpendiculaire au plan π . Tel que le plan P_1 contient le rayon maximal de courbure et le plan P_2 contient le rayon minimal de courbure. Tel que:

– Pour le solide 1 :

- le plan P_1 au niveau duquel est défini la courbure maximale $C_{11} = \frac{1}{R_{11}}$

- le plan P_2 au niveau duquel est défini la courbure maximale $C_{12} = \frac{1}{R_{12}}$

– Pour le solide 2 :

- le plan P_1 au niveau duquel est défini la courbure maximale $C_{21} = \frac{1}{R_{21}}$

- le plan P_2 au niveau duquel est défini la courbure maximale $C_{22} = \frac{1}{R_{22}}$

Par convention : La courbure est **positive** pour une surface **convexe** et elle est **négative** pour une surface **concave** [10].

2.2.3.2 Principe d'Hertz pour contact Bille-bague

En reprenant le principe Hertz, la mise en situation du problème du contact bille-bague au point O étant présentée sur la **figure 2.4**, un certain nombre d'hypothèses simplificatrices doit être supposé.

A savoir:

- 1- Les rayons de courbures sont connus au niveau du lieu de contact. (figure 2.4a)
- 2- Les surfaces en contact sont supposées continues, lisses et non-conformes. (figure 2.4b)
- 3- Les dimensions de la surface de contact sont très petites par rapport aux surfaces latérales des solides en contact.
- 4- Pas de glissement entre les solides en contact.
- 5- Le contact entre solide est supposé sans frottement.
- 6- Le matériau homogène, isotrope avec comportement élastique linéaire.
- 7- Les déformations et les déplacements sont petits.

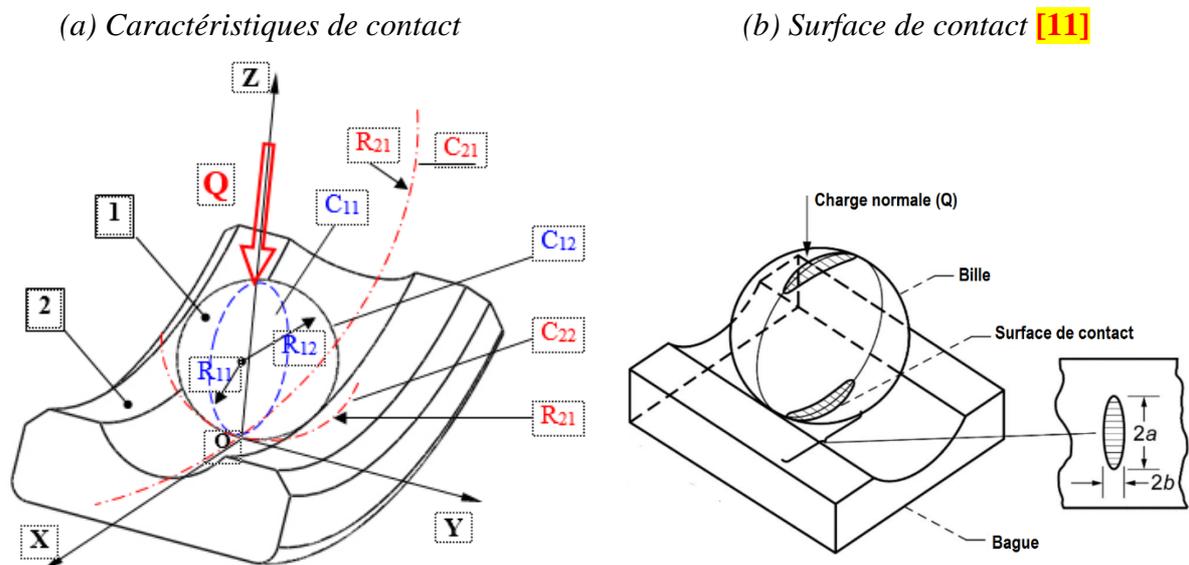


Figure 2.4: Contact bille-bague extérieure

2.2.3.3 Eléments de calcul

A partir des paramètres géométriques extérieurs, la mise en œuvre de la théorie de Hertz nous permettra de déterminer pour un roulement à billes les quantités suivantes :

- 1- Charge statique maximal
- 2- Les dimensions de la surface de contact
- 3- Le rapprochement des deux solides
- 4- La pression de contact maximale.
- 5- Les contraintes engendrées en surface et en profondeur.

Pour ce faire, les relations de calcul sont prises de la littérature [10] qui nous permis d'adopter la démarche donnée sur la figure 2.5.

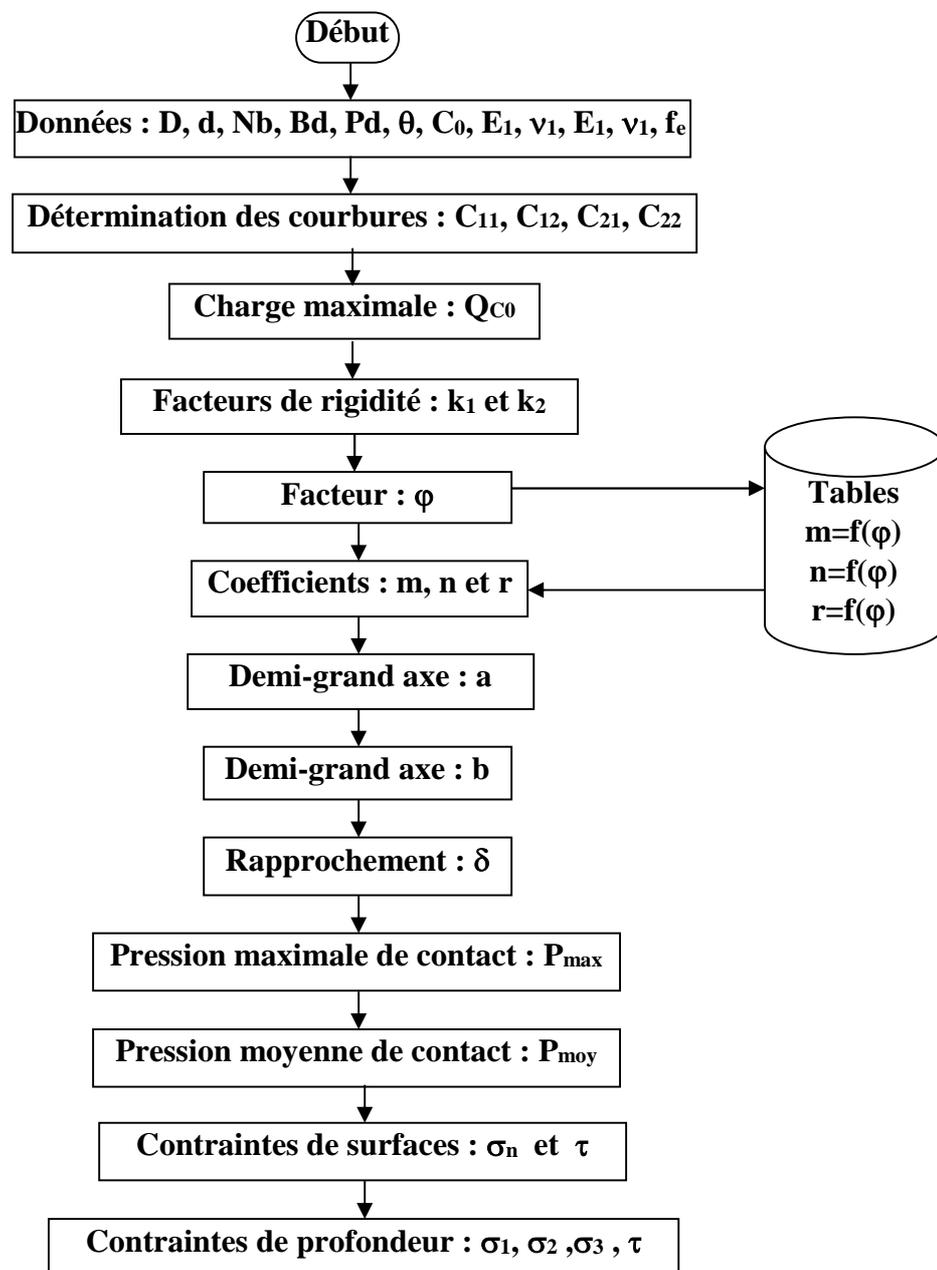


Figure 2.5 : Démarche de calcul des éléments de contact bille-bague

1° Calcul des courbures• **Pour la bille (solide 1)**

- La courbure est positive $\mathbf{c} = + \frac{1}{\text{Rayon de courbure}}$
- On définit le plan \mathbf{P}_{11} dans lequel la courbure **est maximale**

$$\mathbf{C}_{11} = \frac{1}{\mathbf{R}_{11}} = \frac{2}{\mathbf{B}_d} \quad [2.6]$$

- On définit le plan \mathbf{p}_{12} dans lequel la courbure **est minimale**

$$\mathbf{C}_{12} = \frac{1}{\mathbf{R}_{12}} = \frac{2}{\mathbf{B}_d} \quad [2.7]$$

• **Pour la bague extérieure (solide 2)**

- la courbure est négative $\mathbf{C} = - \frac{1}{\text{Rayon de courbure}}$
- On définit le plan \mathbf{p}_{21} dans lequel la courbure **est maximale**

$$\mathbf{C}_{21} = - \frac{1}{\mathbf{R}_{21}} = - \frac{2}{\mathbf{D}_m \times \mathbf{B}_d} \quad [2.8]$$

- On définit le plan \mathbf{p}_{22} dans lequel la courbure **est minimale**

$$\mathbf{C}_{22} = - \frac{1}{\mathbf{R}_{22}} = - \frac{2}{\mathbf{f}_e \times \mathbf{B}_d} \quad [2.9]$$

Avec: $0.525 \leq \mathbf{f}_e \leq 0.54$.

2° Charge statique maximale

$$\mathbf{Q}_{co} = \frac{4.31 \times \mathbf{C}_0}{\mathbf{N}_b \times \cos \theta} \quad [2.10]$$

3° Facteur de rigidité k

$$\mathbf{k}_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi \cdot \mathbf{E}_1} \quad \mathbf{k}_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi \mathbf{E}_2} \quad [2.11]$$

4° facteur φ

$$\cos \varphi = \frac{\sqrt{(\mathbf{c}_{11} - \mathbf{c}_{12})^2 + (\mathbf{c}_{21} - \mathbf{c}_{22})^2 + 2(\mathbf{c}_{11} - \mathbf{c}_{12})(\mathbf{c}_{21} - \mathbf{c}_{22}) \cos \theta}}{(\mathbf{c}_{11} - \mathbf{c}_{12}) + (\mathbf{c}_{21} - \mathbf{c}_{22})} \quad [2.12]$$

5° coefficient m, n et r

A partir d'un tableau ([Annexe 3](#)), on détermine par interpolation les paramètres :

$$\mathbf{m} = \mathbf{f}(\varphi) \quad \mathbf{n} = \mathbf{f}(\varphi) \quad \text{et} \quad \mathbf{r} = \mathbf{f}(\varphi). \quad [2.13]$$

6° Demi-grand axe de l'ellipse de contact

$$a = m \times \sqrt[3]{\left(\frac{3\pi}{2} \frac{k_1 + k_2}{C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22}} Q_{c0}\right)} \quad [2.14]$$

7° Demi grand axe de l'ellipse de contact

$$b = \frac{n}{m} \cdot a \quad [2.15]$$

8° Rapprochement / Interpénétration des solides δ

$$\delta = r \frac{3\pi}{4a} (k_1 + k_2) Q_{c0} \quad [2.16]$$

9° Pression maximale de contact

$$P_{max} = \frac{3}{2\pi} \frac{Q_{c0}}{a \cdot b} \quad [2.17]$$

10° Pression moyenne de contact

$$P_{moy} = \frac{2}{3} P_{max} \quad [2.18]$$

11° Contraintes de surface

En surface, lors du contact bille-bague deux contraintes sont engendrées les contraintes normales σ_n et tangentielles τ_t . Pour dimensionner et choisir les matériaux pour les surfaces de contact, la première étape consiste à comparer la contrainte normale maximale σ_n à la charge statique admissible C_0 , tel que :

$$\sigma_{n,max} = P_{max} \leq C_0 \quad [2.19]$$

Où la charge statique admissible C_0 prend les valeurs normalisées suivantes [12] :

- Pour les roulements et les butées à rouleaux : $C_0 = 4000 \text{ MPa}$
- Pour les roulements et les butées à billes : $C_0 = 4200 \text{ MPa}$
- Pour les roulements et les butées à rotules : $C_0 = 4500 \text{ MPa}$

Et en absence de frottement au glissement, on a :

$$\tau_t = 0 \quad [2.20]$$

12° Contrainte de profondeur

Les contraintes de profondeur sont obtenues par les lois de d'élasticité qui permettent de définir la variation des contraintes principales: σ_x , σ_y , σ_z le long de la direction perpendiculaire en **O** au plan de l'ellipse d'appui.

La **figure 2.6a** représente la valeur des contraintes principales lorsqu'on descend en profondeur dans le matériau. On constate que leur évolution n'est pas parallèle. Leurs différences prises deux à deux donne la valeur des contraintes tangentielles, qui varient selon la profondeur au niveau de laquelle on se situe.

La **figure 2.6b** représente les tricercler de Mohr associés aux contraintes principales. Il permet de déterminer les contraintes de cisaillement à différentes profondeurs.

- Le tricercler représenté en trait pointillés correspond au niveau zéro (C'est-à-dire la surface de contact).
- Le tricercler représenté en trait continu correspond à la profondeur où la différence entre les contraintes principales prises deux à deux est maximale.
- Pour le cas de la figure **figure 2.6b**, τ_{max} est obtenue pour :

$$\tau_{max} = \left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \right) \quad [2.21]$$

- Pour vérifier qu'elle ne dépasse pas une certaine limite admissible, le critère de Tresca est adopté tel que:

$$\tau_{max} \leq \frac{\sigma_e}{2} \quad [2.22]$$

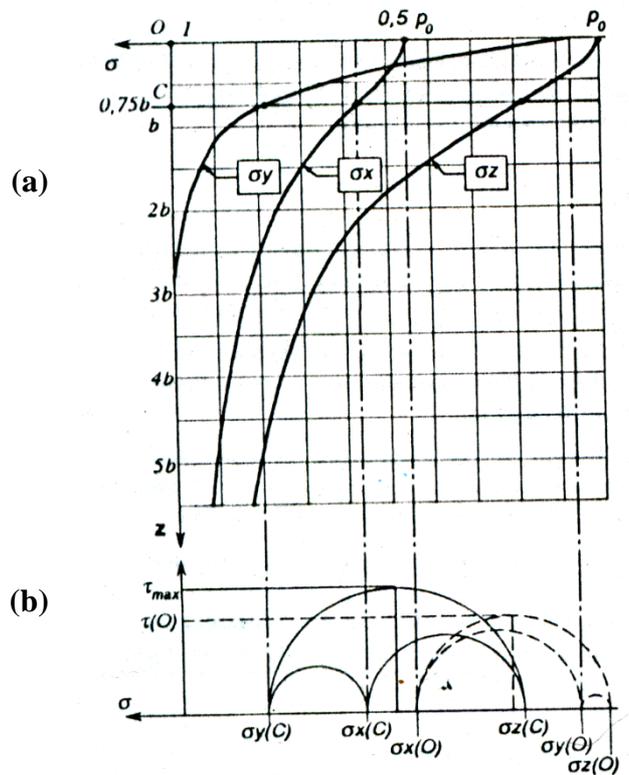


Figure 2.6 : Répartition des contraintes de profondeur [10]

2.3 ETUDE DU FROTTEMENT BILLE-BAGUE

2.3.1 Rappel sur les lois de frottement

En général, le frottement est la relation qui existe entre les forces de frottement (efforts tangentiels) sur la zone de contact et le glissement (mouvement tangentiel relatif des deux corps). Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont [13] :

- L'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible.
- Une dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux.

Le déplacement de glissement étant irréversible, les lois de frottement concerneront des relations entre les forces de frottement \vec{F}_t et la vitesse de glissement \vec{u}_t . Ces lois ne doivent intervenir que lorsqu'il n'y a pas de décollement (Eloignement des solides en contact) sur la zone de contact.

Pour définir les lois de frottement, on définit :

- le glissement :

$$\vec{u}_t = (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) - ((\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \cdot \vec{n})\vec{n} \quad [2.23]$$

- la vitesse de glissement :

$$\vec{u}_t = \frac{\partial \vec{u}_t}{\partial t} \quad [2.24]$$

2.3.1.1 Loi de Tresca

La loi de frottement de Tresca est la plus simple. Elle est définie comme suit :

- Si $\|\vec{F}_t\| < g$ alors $\vec{u}_t = \mathbf{0}$ (Phénomène d'adhérence) [2.25]

- Si $\|\vec{F}_t\| = g$, alors $\exists \lambda > 0$ tel que $\vec{u}_t = \lambda \vec{F}_t$ (Phénomène de glissement) [2.26]

L'évolution de cette loi est donnée sur la [figure 2.7](#).

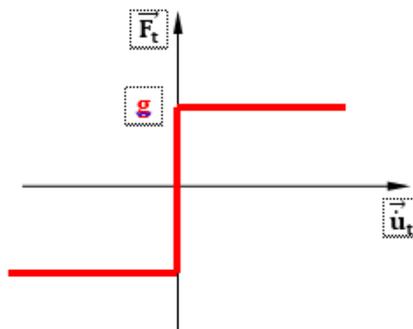


Figure 2.7 : Loi de Tresca [13]

2.3.1.2 Loi de Coulomb

La loi de Coulomb (1785) décrit la dépendance entre le seuil de glissement \mathbf{g} et l'intensité des efforts normaux $\vec{\mathbf{F}}_n$ en utilisant la loi de Tresca tel que le seuil \mathbf{g} est proportionnel à l'effort normal.

- Si $F_t < \mu F_n$ alors $\vec{\mathbf{u}}_t = \mathbf{0}$ (Phénomène d'adhérence) [2.27]

- Si $F_t = \mu F_n$, alors $\exists \lambda > 0$ tel que $\vec{\mathbf{u}}_t = \lambda \vec{\mathbf{F}}_t$ (Phénomène de glissement) [2.28]

Ou μ est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface. L'évolution de cette loi est donnée sur la **figure 2.8**.

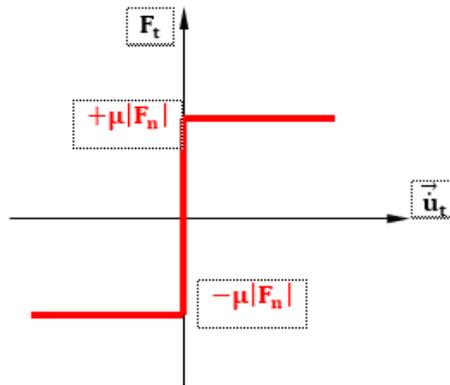


Figure 2.8: lois de Coulomb [13]

2.3.1.3 Loi de Norton-Hoff

Elle est couramment utilisée en ingénierie. Elle est donnée par la relation (2.29) et dont le graphe est donnée sur la **figure 2.9**.

$$F_t < \mu F_n \cdot \|\vec{\mathbf{u}}_t\|^{(\rho-1)} \vec{\mathbf{u}}_t \quad [2.29]$$

Dans le cas où $\rho = 0$, on retrouve la loi de Coulomb. Lorsque $0 < \rho < 10$, la loi donne une relation biunivoque entre les efforts tangentiels et la vitesse de glissement. Lorsque ρ est faible, elle reste proche de la loi de Coulomb.

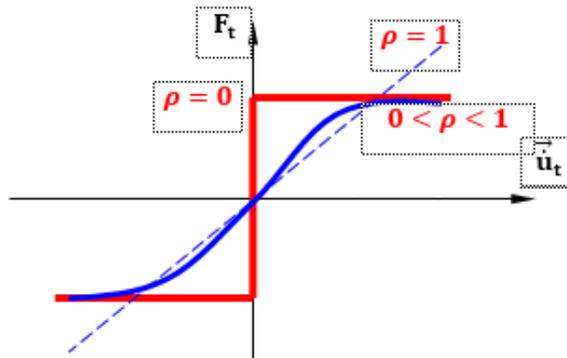


Figure 2.9 : Loi de Norton-Hoff [13]

2.3.2 Frottement de glissement

2.3.2.1 Adhérence

L'adhérence des métaux s'explique par la présence d'électrons libres à leur surface qui forment des filiations cristallines (jonctions cohésives) ou qui maintiennent les surfaces par des forces électrostatiques (jonctions adhésives). Tel que :

- L'interaction physique regroupe les ions électrostatiques, les liaisons métalliques et les liaisons Van Der Waals.
- L'interaction chimique résulte des filiations cristallines

Les forces électrostatiques sont produites par un des électrons de valences transférés d'un atome à un autre qui maintiennent les surfaces par des forces électrostatiques [14].

L'adhérence ne se manifeste habituellement pas, il n'est pas nécessaire d'exercer une traction pour séparer deux solides qui ont été pressés modérément l'un contre l'autre, car :

- Les jonctions en état de déformation élastique se séparent spontanément lorsque la charge normale diminue ; seules les jonctions plastiques peuvent rester liées [15].
- Les surfaces sont toujours polluées par des oxydes, de la vapeur d'eau adsorbée, par des résidus d'outil et d'huile de coupe.

Cette contamination empêche l'adhérence de sorte que ce phénomène ne se produit pas dans l'atmosphère ; en revanche, elle est observée dans le vide, lorsque le métal est tendre et plastifié.

Lorsque les deux surfaces sont en mouvement relatif, les jonctions des aspérités se font et se défont de façon continue et ont une résistance au cisaillement τ telle que :

$$\tau = \frac{Q}{S_r} \quad [2.30]$$

Le coefficient de frottement peut alors s'exprimer par [16] :

$$\mu = \frac{\tau}{H} \quad [2.31]$$

La valeur de τ correspond alors au moins dur des deux matériaux et H représente sa dureté.

2.3.2.2 Déformation plastique des aspérités

Contrairement aux prédictions théoriques, le coefficient de frottement est lié à la rugosité initiale des surfaces pendant un certain temps, appelé période de rodage. Ceci s'explique par les déformations élastique et plastique des aspérités dans le sens du mouvement qui résultent du mouvement relatif des deux surfaces rugueuses.

J.A. Greenwood & al. [9] ont défini un indice de plasticité ψ qui est donné par la relation suivante

$$\psi = \frac{E_{eq}}{H} \sqrt{\frac{\rho}{M_{ca}}} \quad [2.32]$$

Avec:

$$E_{eq} = \frac{1}{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}} \quad [2.33]$$

et

$$\rho = \sqrt{(\rho_1^2 + \rho_2^2)} \quad [2.34]$$

Lorsque $\psi > 1$, la déformation est plastique et lorsque $\psi < 0.6$ la déformation est élastique.

La surface réelle est alors donnée par les équations suivantes :

- Lorsque le contact est élastique :

$$S_r \approx \frac{3.2 \times Q}{E_{eq} \sqrt{\frac{\rho}{M_{ca}}}} \quad [2.35]$$

- Lorsque le contact est plastique :

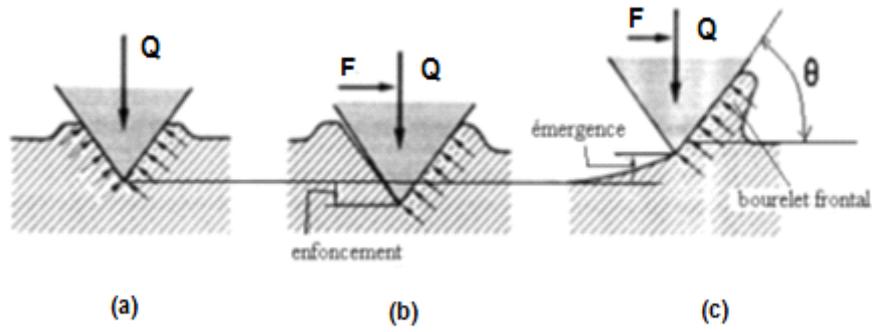
$$S_r = \frac{Q}{H} \quad [2.36]$$

Notons que ces relations ne sont pas valables lorsqu'il y a aussi une force tangentielle et dans ce cas, la surface réelle est plus grande. L'estimation quantitative de ces phénomènes reste malgré tout difficile, car les aspérités doivent être de géométries très simples.

2.3.2.3 Labourage

Une aspérité dure chargée par une force normale s'enfonce dans une surface tendre **Figure 2.10a**. L'application d'une force tangentielle repousse la matière tendre, de sorte que l'aspérité ne porte que sur le flanc opposé à la force **Figure 2.10b**.

L'équilibre statique vertical n'est alors possible que si l'aspérité s'enfonce un peu plus profondément. Au début du glissement, la matière de la base est repoussée et forme devant l'aspérité le bourrelet frontal **Figure 2.10c**, l'aspérité remonte au-dessus de sa position initiale. Le volume de matière déformée est plus petit qu'au second stade, de sorte que la force nécessaire pour entretenir le mouvement diminue.



(a) enfoncement statique (b) mouvement par une force tangentielle (c) émergence au début du glissement

Figure 2.10 : Début du labourage d'une surface tendre par une aspérité dure [17].

Le corps portant l'aspérité s'éloigne de l'autre au début du glissement et le nombre d'aspérités en contact diminue. Le contact s'opère par les aspérités les plus grosses qui labourent la surface tendre en creusant de larges sillons **Figure 2.11a**, des petits morceaux sont arrachés à la surface. Après une certaine distance de glissement, des débris d'usure enfermés entre les corps s'incrusteront dans la surface la plus tendre **Figure 2.11b**.

Ces débris sont souvent très durs parce qu'ils sont formés de matière fortement écrouie et parfois auto trempée, si c'est de l'acier. Ils agissent comme de grosses aspérités et raient la surface opposée [17].

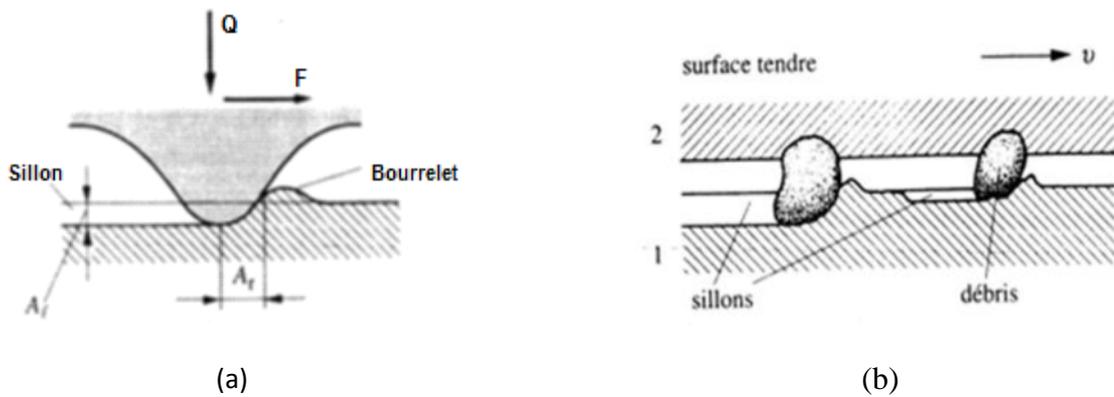


Figure 2.11: Sillon de labourage et bourrelet frontal [17].

Le coefficient de frottement de labourage dépend du rapport de la résistance au cisaillement de la surface rayée à sa dureté et de l'inclinaison des flancs des aspérités [18].

E. Rabinowicz [19] a montré que lorsque les aspérités sont coniques, la composante du frottement liée au labourage est liée à la tangente de la pente de l'aspérité telle que :

$$\mu_p = \frac{\tan \theta_b}{\pi} \quad [2.37]$$

En tenant compte de l'importance de la rainure, donc de la géométrie de l'aspérité, on a la relation suivante [18]:

$$\mu = \frac{2}{\pi} \left[\left(\frac{2r_p}{l} \right)^2 \arcsin \left(\frac{Q}{2r_p} \right) - \sqrt{\left(\frac{2r_p}{l} \right)^2 - 1} \right] \quad [2.38]$$

2.3.2 Frottement de roulement

2.3.2.1 Couple d'entraînement de la bille

L'une des principales caractéristiques d'un roulement est son faible couple résistant. Sous des conditions de fonctionnement normales, le frottement interne des roulements est nettement plus faible que celui des paliers lisses, surtout lors du démarrage. Dans le cas d'un arbre tournant, la bille est entraînée par la bague intérieure, deux mouvements ont lieu : rotation du centre de la bille par rapport au centre de la bague intérieure et rotation de la bille autour de son propre centre. L'entraînement se fait par le couple C_{BI} fourni par la bague intérieure et qui sera transmis à la bille sous forme de couple C_B (Figure 2.12). La relation entre les deux couples est :

$$C_B \times B_d = C_{BI} \times d \quad [2.39]$$

D'où :

$$C_B = \frac{C_{BI} \times d}{B_d} \quad [2.40]$$

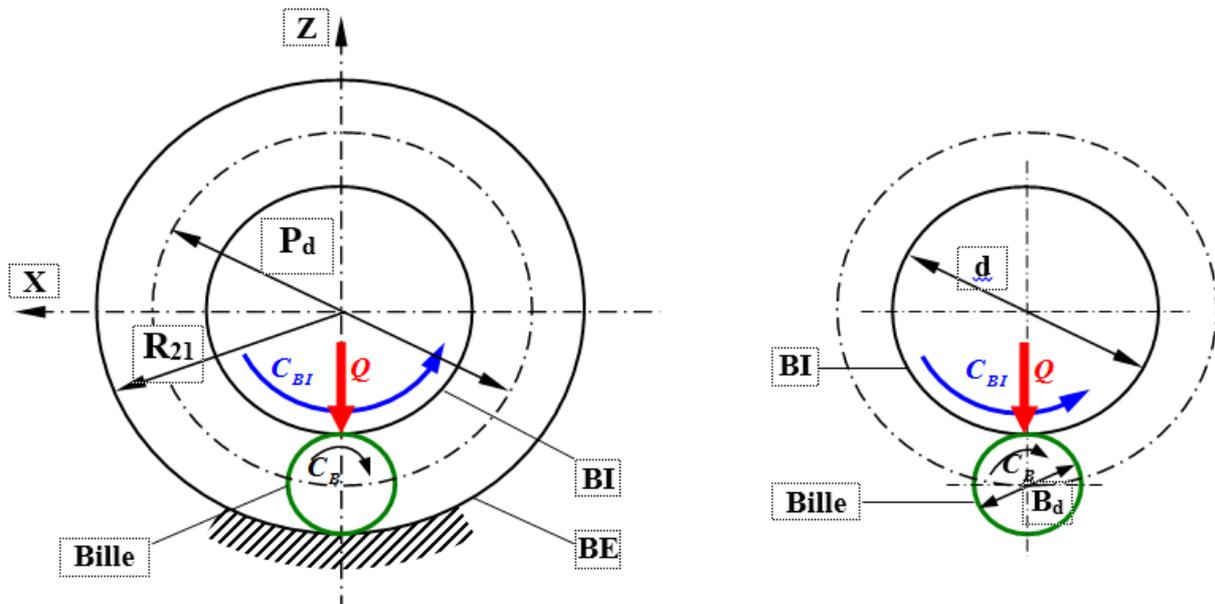


Figure 2.12 : Entraînement de la bille par la bague intérieure (Bague extérieure fixe)

2.3.2.2 Coefficient de roulement

La **figure 2.13a** montre une sphère rigide (solide 1) en contact idéal avec un plan rigide (solide 2), dans ce cas, le contact est ponctuel. Dans la réalité, d'après la théorie de Hertz, le contact n'est pas ponctuel car lorsque la sphère est plaquée sur le plan, les deux solides subissent chacun de son côté une déformation infinitésimale et le contact se produit sur une surface elliptique gauche **figure 2.13b**.

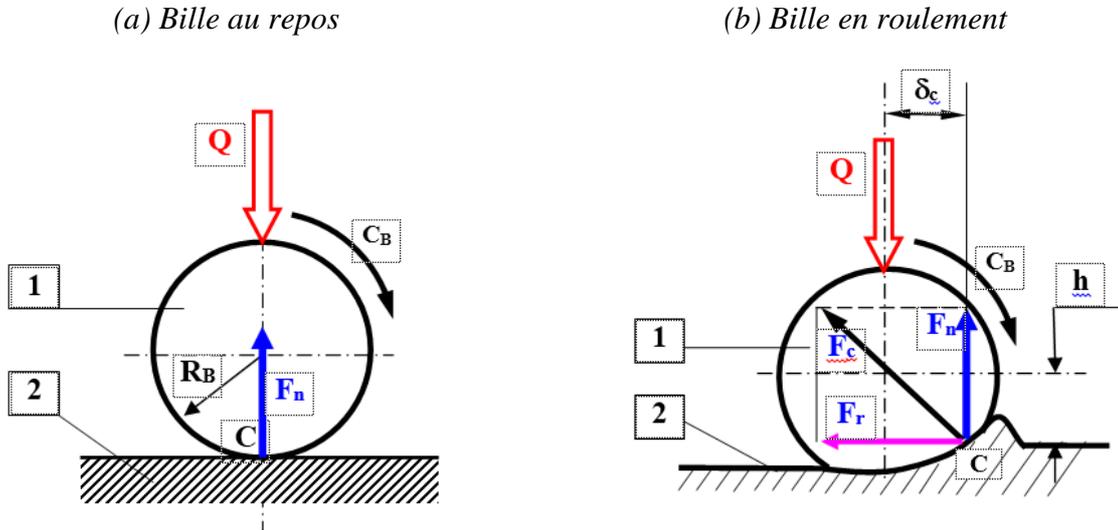


Figure 2.13 : Frottement de roulement

Dans ce cas, le roulement pur n'existe qu'en un point, le point C. Ailleurs dans le contact, il y a du micro-glissement. En plus, le rayon δ_r étant petit les déformations dans le plan sont importantes. Il se forme alors un bourrelet à l'avant de la bille ; la récupération de la déformation à l'arrière n'est pas totalement élastique et il y a une perte d'énergie par hystérésis. Ce sont là les deux principales composantes du frottement de roulement.

À cause de ces deux effets, la réaction F_c entre le plan et la bille se trouve déplacée vers l'avant, dans la direction du mouvement, **figure 2.13b**. Pour maintenir la bille en mouvement continu, il faut appliquer une force F_r qui est la force de frottement de roulement. La relation d'équilibre de la bille dans la **figure 2.13b** permet d'écrire :

$$F_r = \frac{2 \times \delta_c}{B_d} Q \tag{2.41}$$

On remarque que la force de frottement F_r est inversement proportionnelle au diamètre B_d de la bille. La dimension δ_r est fonction de la géométrie des solides en contact et de leurs modules d'élasticité longitudinaux E respectifs. Le lieu du contact bille-bague étant très petit par rapport aux dimensions de la bille et de la bague, on peut considérer le contact bille-bague similaire à celui d'une sphère sur un plan. Sous cette hypothèse, la dimension δ_r peut s'exprimer par :

$$\delta_c = \sqrt[3]{\left(\frac{3R_{eq}}{4E_{eq}} Q\right)} \quad [2.42]$$

Où

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad [2.43]$$

et

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}} \quad [2.44]$$

- Lorsque le contact se fait entre une sphère et un anneau interne, R_{21} sera le rayon de l'anneau et prend un signe négatif dans [2.40].
- Lorsque le contact se fait entre deux sphères ou une sphère et un anneau externe, R_{21} prend la valeur de la deuxième sphère ou de l'anneau avec un signe positif dans [2.40]

Tableau 2.1 - coefficients de roulement *pour* différents matériaux.

ROUE	SURFACE	$F_r (\times 10^3)$
Acier dur poli	Acier dur poli	0.002-0.004
Fer ou acier	Fer ou acier	0.02
Bois dur	Bois dur	0.2
Acier doux propre	Acier doux propre	0.005-0.02
Acier doux huilé	Acier doux huilé	0.01-0.02
Acier rouillé	Acier rouillé	0.05-0.1
Pneu	Asphalte	0.1-0.3

Pour minimiser le frottement de roulement, il faut utiliser des éléments roulants ayant un grand diamètre et fabriqués de matériaux rigide.

Le coefficient de frottement pour les roulements peut être déterminé par :

$$\mu = \frac{2 \times C_B}{Q \times d} \quad [2.45]$$

Le coefficient de frottement varie en fonction du type de roulement, de la charge, la lubrification, la vitesse de rotation et d'autres facteurs. Le coefficient de frottement indiqué dans le **tableau 2.1** peut être utilisé pour les différents types de roulements sous des conditions de fonctionnement normales.

Tableau 2.2 : Coefficient de frottement

Type de roulement	Coefficient $\mu \times 10^{-3}$
Roulement à billes à gorges profondes	1.0~1.5
Roulement à billes à contact oblique	1.2~1.8
Roulement à rotule sur billes	0.8~1.2
Roulement à rouleaux cylindrique	1.0~1.5
Roulements à aiguilles	2.0~3.0
Butées à billes	1.0~1.5

2.4 ETUDE DE L'USURE BILLE-BAGUE

2.4.1 Modes d'usure

Si l'usure est un phénomène bien identifié, elle n'a en revanche pas d'unité légale puisque ce n'est pas une grandeur physique, mais un phénomène. Elle représente la dégradation d'un contact, entraînant, dans un certain nombre de cas, une perte de fonction. Historiquement, une étude, datant du 17^{ème} siècle sur l'usure des pièces de monnaies écossaises établit une équivalence directe entre perte de masse et perte de fonction [20]. Mais à partir de cette période, très peu de réflexions globales ont été menées sur l'usure. Jusqu'au milieu du 20^{ème} siècle, date à laquelle Archard [21] proposa une loi d'usure qui porte son nom.

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de cote, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces [22]. Il existe plusieurs classifications de l'usure :

- Classifications empiriques : basées sur la durée de vie des systèmes frottant,
- Classifications morphologiques : basées sur le faciès des pièces usées,
- Classifications mécanistes : fondées sur l'analyse des mécanismes fondamentaux à l'origine de l'usure,
- Classifications fonctionnelles : focalisée sur le rôle de l'usure dans la formation du troisième corps.

Dans ce qui suit on s'intéressera aux différents mécanismes d'usure selon le point de vue mécaniste.

2.4.1.1 Usure par abrasion

1° Définition

Elle se caractérise par la présence dans le contact d'un état de surface rugueux ou par pénétration dans le matériau le plus tendre de particules dures provenant des débris d'usure du contact ou lié à la pollution du milieu. Ce mécanisme de dégradation qui fait intervenir dans les premiers instants uniquement les corps antagonistes, devient rapidement une usure à trois corps [23,24].

Dans la littérature [25,26] on l'usure abrasive à deux corps provoquée par des particules dures piégées sur la surface antagoniste de l'usure abrasive à trois corps qui est souvent moins importante et où les particules dures sont libres de rouler ou glisser entre les deux corps (**Figure 2.14**).

Cette forme d'usure se manifeste par des polissages, des griffures, des micro-labourages, des arrachements de particules. Le micro-labourage (ou micro-usinage) se manifeste par des rayures à la surface du matériau le plus tendre sans arrachement de matière mais provoquant sur les bords du sillon une déformation plastique.



Figure 2.14 : Représentation schématique de l'usure abrasive à 2 corps et à 3 corps [27]

Les aspérités ou particules dures peuvent être assimilées à des micro-outils dont l'angle de coupe peut être positif ou négatif. Elles provoquent le déplacement de matière par cisaillement et formation de micro- copeaux ou par déformation plastique. Ayel [28] a illustré ces deux actions par le schéma présenté sur la figure 2.15.



(a) abrasion par effet de coupe

(b) abrasion par déformation.

Figure 2.15. Mécanisme de l'abrasion [28]

2° Modèle pour usure abrasive

La figure 2.16 présente un modèle d'usure par abrasion où une aspérité conique en matériau dur se déplace sur une surface mole sous l'effet d'une force normale F_n , elle pénètre dans la dite surface, à une profondeur h_u .

$$h_w = r_a \times tg\theta \tag{2.46}$$

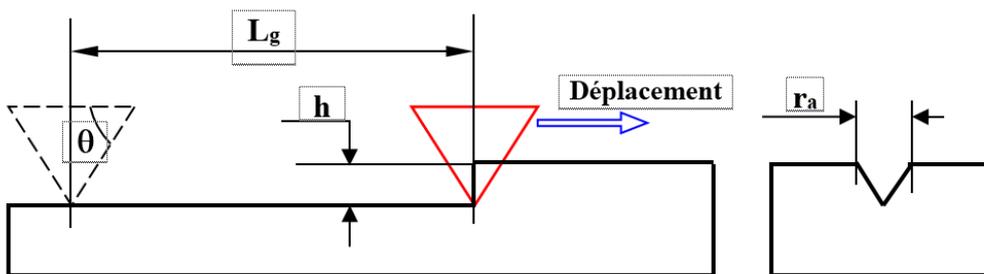


Figure 2.16 : modèle d'usure par abrasion

Lorsque l'aspérité se déplace sur une distance L_g , elle déplace un volume de :

$$V_w = L_g \times h_w \times r_a \quad [2.47]$$

Sachant que:

$$H = \frac{F_n}{S_r} = \frac{F_n}{\pi r_a^2} \quad [2.48]$$

Alors:

$$r_a^2 = \frac{F_n}{\pi \times H} \quad [2.49]$$

En remplaçant la relation (2.46) dans (2.47), on a :

$$V_w = L_g \times r_a^2 \times \text{tg } \theta \quad [2.50]$$

En remplaçant la relation (2.49) dans (2.51), on a :

$$V_w = L_g \left(\frac{F_n}{\pi \cdot H} \right) \text{tg } \theta = \frac{\text{tg } \theta}{\pi} \cdot \frac{F_n \cdot L_g}{H} \Rightarrow \frac{\text{tg } \theta}{\pi} = K_w \quad [2.51]$$

Dans ce modèle, le coefficient d'usure dépend surtout de l'angle d'attaque de l'abrasif. La vitesse d'usure d'abrasion est inversement proportionnelle à la dureté du matériau usé. La relation (2.46), contient seulement la dureté du métal usé, celle de l'abrasif n'apparaît pas. La dureté de l'abrasif n'a pas d'importance lorsqu'elle est au moins 1,3 fois supérieure à celle du métal usé.

2.4.1.2 Usure par adhésion

1°. Définition

Selon le schéma classique de Bowden et Tabor [29], l'usure adhésive se caractérise par des jonctions interfaciales qui s'établissent entre les aspérités des surfaces en contact. Ces aspérités sont soumises à des contraintes locales élevées et subissent des déformations élastiques et plastiques qui provoquent un rapprochement des atomes et la création de liaisons inter faciales Figure 2.17.

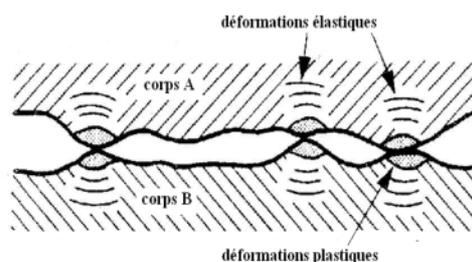


Figure 2.17: Contact de deux corps solides [30]

L'adhésion dépendant essentiellement de l'aire réelle de contact, elle est fortement influencée par les paramètres fonctionnels de la situation tribologique concernée et par la nature et les propriétés des matériaux mis en présence. Les mécanismes proposés prennent tous en compte la déformation plastique mais ils diffèrent de la façon dont le matériau est enlevé. Les débris ont des formes et des dimensions irrégulières. La **Figure 2.18** montre le détachement d'un morceau de matériau qui peut être la conséquence de la déformation plastique de la pointe d'une aspérité. Sasada [31] pense que la formation de débris est immédiatement suivie par leur transfert adhésif sur la surface antagoniste pour former une nouvelle aspérité sur cette surface **Figure 2.18**.

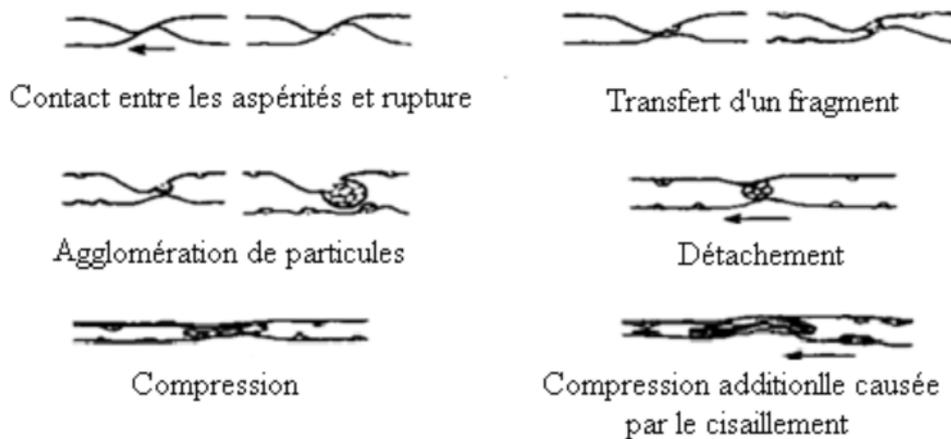


Figure 2.18: Transfert de particules par rupture d'aspérités et aggrégation [30]

2° Modèle pour l'usure adhésive (loi d'Archard)

Plusieurs formes de la loi d'Archard peuvent être évoquées. la première (originale, issue de l'expérimentation), indique que le volume usé V_u (c'est-à-dire le volume perdu par un matériau qui glisse sur un autre) est proportionnel au produit de la distance parcourue L et de la force normale F_n appliquée au contact :

$$V_u = a \cdot F_n \cdot L \quad [2.52]$$

Où:

- V_u : volume usé
- a : rayon de contact [m]
- F_n : force normale.
- L : distance

Une seconde forme fait intervenir la nature du matériau le plus mou par l'intermédiaire de sa contrainte d'écoulement σ_y et la surface S du contact :

$$V_u = b \frac{F_n \cdot S}{\sigma_{ec}} \quad [2.53]$$

Une forme dérivée de la première loi fait intervenir l'énergie dissipée dans le contact par le biais du produit PV (pression x vitesse de glissement), proportionnel à la vitesse d'usure dh/dt (étant la profondeur de la piste d'usure).

Le contact avec frottement entre deux corps entraîne une usure des surfaces en contact. Le modèle le plus souvent utilisé pour modéliser l'usure est la **loi d'Archard [21]**. Ce modèle permet de calculer l'évolution de l'usure dans le temps et ainsi modifier le déplacement des surfaces de contact en fonction de cette usure. En effet, Archard [21] a proposé une modélisation empirique de la phase linéaire de l'usure. Cette modélisation s'appuie d'une part sur le fait que le contact des surfaces ne se fait que par un nombre réduit d'aspérités réparties aléatoirement sur la surface et d'autre part que ces aspérités doivent supporter la charge et maintenir les déformations dans le domaine d'élasticité. Ils supposent donc que le volume usé est proportionnel à la charge appliquée à la distance parcourue et inversement proportionnel à la résistance mécanique des matériaux exprimée par la limite de fluage en compression assimilée à la dureté. Dans ce modèle, le volume d'usure V_w s'écrit sous la forme.

$$V_w = \frac{k_w \cdot Q \cdot d}{H} \quad [2.54]$$

Une seconde forme fait intervenir la nature du matériau le plus mou par l'intermédiaire de sa contrainte d'écoulement σ_{ec} et la surface réelle S_r du contact :

$$V_w = \frac{K S_r}{\sigma_{ec}} \quad [2.55]$$

Une forme dérivée de la première loi fait intervenir l'énergie dissipée dans le contact par le biais du produit $Q \times v$, proportionnel à la vitesse d'usure dh_w/dt .

$$V_w = K'' \cdot Q \cdot v \quad [2.56]$$

Mais cette loi plus générale, essentiellement théorique, s'applique difficilement à la réalité des contacts dans leur diversité. **La loi d'Archard [21]** sera par la suite adaptée de diverses façons par différents expérimentateurs pour coller aux expériences particulières qui les concernent.

Meng et Ludema [32] citent plusieurs lois d'usure dont une grande partie est adaptée à la loi d'Archard.

$$W = Q \cdot d \quad \text{et} \quad U = K \cdot W_i \quad [2.57]$$

Où:

- W_i : concept de travail d'usure

2.4.1.3 Usure par fatigue

L'usure par fatigue des surfaces est provoquée par des sollicitations de chocs ou de glissements sous l'action de contraintes générées par des charges cycliques répétées. Contrairement aux deux précédents types d'usure, l'usure apparaît après un long vieillissement des pièces et se manifeste par des fissurations et des écaillages dans la Structure. Dans ce cas d'usure, l'important est de limiter les contraintes en prenant des matériaux possédant peu de défauts et/ou ayant subi des traitements permettant d'augmenter la dureté.

2.4.1.4 . Usure par érosion

1°. Définition

Comme l'abrasion, l'érosion enlève du matériau de la surface par déformation plastique, labourage et micro-usinage. Mais dans ce cas-ci, puisque la particule abrasive est transportée par un fluide, des paramètres supplémentaires sont nécessaires pour quantifier le taux d'usure. Ce sont :

- L'angularité de la particule
- vitesse initiale V_{1-2} par rapport à la surface s
- masse m
- angle d'incidence θ
- spin W

2°. Modèle

En supposant que les particules abrasives ne se déforment pas, que la dureté H de la surface ne change pas et que les particules n'ont pas d'interaction entre elles. On écrit :

$$E = \frac{K \rho V_{1-2}^2}{H} f(\theta) \quad [2.58]$$

où E est le ratio de la masse de matériau enlevé de la surface sur la masse totale des particules qui ont frappé la surface, K est un coefficient d'usure, ρ est la densité massique du matériau enlevé, V_{1-2} est la vitesse initiale des particules, H est la dureté de la surface et θ est l'angle d'incidence des particules par rapport à la surface.

2.4.2 Cartes d'usure

Pour être plus générale et plus prédictif que toutes ces lois, Lim et Ashby ont dressé des cartes d'usure (figure 2.19), représentations de résultats d'essais de types « pion – disque » pour définir des domaines de comportements identiques et des transitions entre différents régimes d'usure. Le but est ici de construire une base de données équivalente. Par exemple, au catalogue existant pour les caractéristiques d'élasticité des matériaux. Pour faciliter l'extrapolation à d'autres types de contact, les résultats, donnés en termes de dégradation (usure douce, usure sévère, délamination, grippage), sont fournis en fonction d'une vitesse et d'une pression de contact adimensionnées. [33]

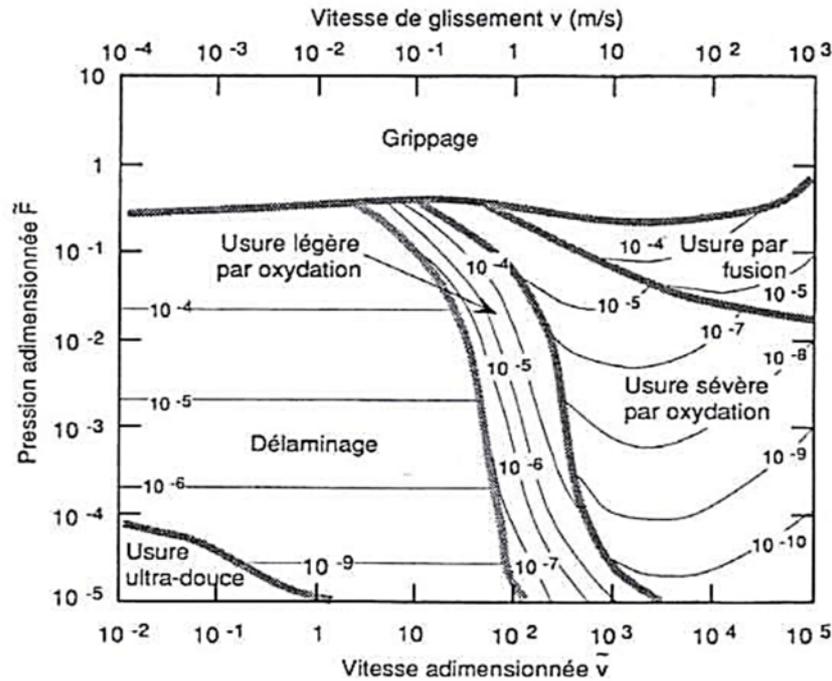


Figure 2.19: Carte d'usure pour un contact acier-acier à sec pour une configuration pion-disque, d'après Lim et Ashby [33]

2.5. LUBRIFICATION

2.5.1 Objectif de la lubrification

Les roulements doivent être lubrifiés afin d'éviter tout contact métal contre métal entre les éléments roulants et pistes. La lubrification doit assurer la présence d'un film d'huile entre tous ces éléments.

Le lubrifiant permet :

- la réduction des frottements et de l'usure
- l'évacuation des calories
- l'augmentation de la durée de vie
- la protection contre la corrosion
- la protection contre l'entrée d'impuretés

Il est donc primordial de choisir un lubrifiant de haute qualité, en quantité adaptée, de prévoir une étanchéité parfaite pour éviter les fuites ou les entrées de pollution, et d’adopter une méthode de lubrification qui convient aux conditions de fonctionnement.

2.5.2 Méthodes de lubrification et caractéristiques [34]

Pour la lubrification des roulements, on utilise principalement des graisses et des huiles. Chacune de ces méthodes de lubrification a des caractéristiques propres, il faut donc choisir celle qui convient le mieux. Le **tableau 2.3** donne ces caractéristiques.

Tableau 2.3 : Comparaison des caractéristiques des lubrifications à l’huile et à la graisse [31]

Méthode	Lubrification à la graisse	Lubrification à l’huile
caractéristiques		
Manipulation	●	△
Fiabilité	○	●
Evacuation des calories	X	○
Etanchéité	○	△
Perte de puissance	○	○
Pollution de l’environnement	○	△
Fonctionnement à haute vitesse	X	○
Parfait ● Bon ○ moyen △ Faible X		

2.5.2.1 Lubrification à la graisse

La lubrification a la graisse est la méthode la plus facile. Elle ne demande que des systèmes d’étanchéités simples, et c’est pour cette raison qu’elle constitue la méthode de lubrification la plus utilisée. Il existe des roulements pré-graisses (avec étanchéités ou protections). Si l’on utilise un roulement sans étanchéités, il faut remplir le roulement et le logement d’une quantité de graisse suffisante, et effectuer un remplissage ou un renouvellement de graisse régulier.

1°. Types et caractéristiques

Une graisse se compose d’une huile de base minérale ou synthétique, d’un épaississant et d’additifs. Les propriétés des graisses dépendent principalement de la nature de l’huile de base, des additifs, de l’épaississant et de leur combinaison. Les caractéristiques de la graisse standard sont données dans le **tableau 2.4**.

Tableau 2.4 : Types de graisses et caractéristiques

Type de graisse	Graisse au savon de lithium			Graisse au savon se sodium	Graisse au savon de calcium
Epaississant	Savon Li			Savon Na	Savon Ca +Na
Huile de base	Minérale	Diester oïl	silicone	Minérale	Minérale
Pont de goutte en °C	170~190	170~190	200~250	150~180	150~180
Température d'utilisation en °C	-30~130	50~+130	-50~+160	-20~+130	-20~+120
Caractéristiques mécanique	Excellent	Bonnes	Bonnes	Bonnes -excellents	Bonnes -excellents
Résistance à la pression	Bonne	Bonne	Faibles	Bonne	Bonnes- excellents
Résistance à l'eau	Bonne	Bonne	Bonne	Bonne- faible	Bonne- faible

Les caractéristiques de fonctionnement de certaines graisses peuvent différer d'un fabricant à l'autre, il est nécessaire de consulter les fiches techniques pour faire le choix de la graisse la mieux adaptée.

a. Huile de base

Les huiles minérales ou synthétiques telles que les huiles ester ou éther sont utilisées comme huiles de base des graisses. Les caractéristiques des graisses sont liées à celles de leur huile de base. Les graisses avec une huile de base à faible viscosité sont adaptées aux applications basse température et haute vitesse, alors que les graisses avec huile de base à haute viscosité sont adaptées aux applications à fortes charges.

b. Epaississant

Les huiles de base sont liées avec des épaississants appelés savons afin d'obtenir une consistance pâteuse caractéristique des graisses. Les épaississants les plus utilisés sont des savons métalliques au lithium, sodium et calcium. On distingue aussi les épaississants inorganiques tel que le gel de silicium, la bentonite, ainsi que les épaississants organiques tels que le polluera et carbone fluore. Les propriétés particulières telles que plage de température admissible, stabilité mécanique, résistance à l'eau, durabilité, etc. sont directement influencées par le type de savon. Les graisses au savon de sodium, par exemple, résistent peu à l'eau, alors que les graisses avec épaississant non-métallique tel que le polluera ou bentonite sont idéales pour des températures de fonctionnement plus importantes.

c. Additifs

On mélange les graisses avec des additifs afin d'améliorer certaines propriétés telles que la résistance à l'oxydation, aux hautes pressions et à la corrosion. Pour les roulements subissant des charges importantes, et/ou des chocs, l'utilisation de graisses avec additifs pour hautes pressions (EP) est particulièrement bien adaptée. Pour les hautes températures, ou lorsqu'il est impossible d'effectuer un graissage du roulement, l'utilisation de graisses avec additifs améliorant la résistance à l'oxydation est conseillée.

d. Consistance

La consistance possède une échelle qui détermine la dureté et la fluidité de la graisse. Plus le nombre est élevé, plus la viscosité de la graisse est importante. Cette consistance est déterminée par la proportion d'épaississant présent dans la graisse et par la viscosité de l'huile de base. Pour les roulements, on utilise le plus souvent les grades NLGI 1, 2 et 3. Le **tableau 2.5** donne les équivalences entre grades et pénétrabilité travaillé

Tableau 2.5: équivalence de grade entre lubrifiant

Grade NLGI	Pénétrabilité ASTM	Application
0	355~385	Graissage centralisé
1	310~340	Graissage centralisé
2	265~295	Usage général, roulements protégés ou étanches
3	220~250	Usage général, température élevée
4	175~205	Application spéciales

e. Miscibilité des graisses

Le mélange de graisses de natures différentes provoque une modification de la consistance. Dans la plupart des cas, la consistance devient plus faible, la plage de température d'utilisation chute et les autres propriétés sont également modifiées. Les graisses ayant des huiles de base ou des épaississants de nature ou de marque différentes ne devraient pas, en principe, être mélangées. Cependant, si le mélange de graisse est inévitable, il faut veiller à ce que l'huile de base et le savon soient de même nature, tout en sachant que ce mélange peut provoquer une modification des propriétés.

2*. Quantité de graisse

La quantité de graisse nécessaire lors du premier graissage dépend de l'application ainsi que de nombreux critères tels que forme et volume interne du logement, vitesse de rotation et type de graisse. La quantité de remplissage représente en général 30 à 40% du volume libre du roulement et 30 à 60% de celui du logement. Lorsque l'application est soumise à des vitesses de rotation élevées

ainsi que des températures de fonctionnement basses, il faut réduire la quantité de graisse. La valeur approximative du volume libre du roulement peut être déterminée à l'aide de la formule [2.64].

$$V = K \cdot W \quad [2.59]$$

Où:

- **V** : Volume libre interne (approximative) en cm³
- **K** : Facteur de volume libre interne
- **W** : poids du roulement en kg

2.5.2.2 Lubrification à l'huile [35]

La lubrification à l'huile est mieux adaptée que la lubrification à la graisse pour des vitesses de rotation et des températures de fonctionnement élevées car elle assure une meilleure évacuation des calories que la graisse.

1° Choix des huiles

Pour la lubrification à l'huile des roulements dans des conditions de fonctionnement normales, on utilise en général de l'huile d'origine minérale telles que huile à broches, huile pour machines, huile pour turbines, etc. Pour des températures inférieures à -30°C et supérieures à 150°C , les huiles d'origine synthétique telles que diester, silicone, carbone fluore sont mieux adaptées. La viscosité est la première caractéristique à considérer pour le choix d'une huile. Lorsque la viscosité est trop faible, l'huile ne peut pas garantir la continuité du film lubrifiant, provoquant ainsi un contact métal contre métal entre pistes et éléments roulants, conduisant à la dégradation des surfaces de roulement. Lorsque la viscosité est trop grande, les frottements sont importants et la température interne du roulement s'élève. En général, on utilise une huile de viscosité élevée pour une faible vitesse et de fortes charges. Une viscosité plus faible est préférable pour les vitesses élevées. Le **tableau 2.6** indique les viscosités minimales nécessaires à la température de fonctionnement pour les différents types de roulements.

Tableau 2.6 : Viscosité minimale nécessaire à la température de fonctionnement

Type de roulement	Viscosité dynamique mm ² /s
Roulement à billes, roulement à rouleaux cylindrique, aiguilles	Plus de 13 mm ² /s
Roulement à rotule sur rouleaux, roulements à rouleau coniques, butées à aiguilles	Plus de 20 mm ² /s
Butées à rouleaux à alignement automatique	Plus de 30 mm ² /s

2° Quantité d'huile

Dans les systèmes de lubrification à l'huile ou de l'huile sous pression est injectée dans les roulements, il est possible de conserver un certain équilibre thermique. Le débit d'huile nécessaire peut être calculé suivant la formule [2.65]

$$Q = K \cdot q \quad [2.60]$$

Où :

- **Q** : quantité d'huile nécessaire en cm³ /min
- **K** : facteur d'élévation de la température de l'huile
- **q** : quantité d'huile nominale en cm³ /m

2.6. CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté les concepts fondamentaux qui permettent d'entamer une simulation structurale d'un roulement à billes. Ainsi, la géométrie du roulement et la cinématique de ces éléments ont permis d'aborder le contact bille-bague à travers la théorie de Hertz associées à des hypothèses simplificatrices propre au roulement à billes. L'étude des phénomènes tels que l'adhérence, le glissement et le roulement a permis d'établir une relation entre le coefficient de frottement μ et celui du roulement δ_c . La dernière partie de ce chapitre a touché la conséquence du contact et du frottement, à savoir l'aspect usure à travers ses trois modes : usure par adhésion, par fatigue et par érosion. La finalité de ce chapitre est d'être un support théorique au chapitre suivant qui fera l'objet d'une simulation numérique en étude statique du contact bille-bague.

Chapitre 03

**CALCUL
ET
SIMULATION**

3.1 INTRODUCTION

Le but principal du présent chapitre est une simulation numérique sous environnement de Solidworks de l'interaction entre les éléments roulants et les bagues d'un roulement à billes. C'est dans ce but que le présent chapitre approche les résultats des notions théoriques obtenus précédemment au niveau du deuxième chapitre qui seront exploités pour la création des modèles géométrique en CAO de la bille et de la bague. Une fois ces deux entités créées, elles seront assemblées dans l'optique de réaliser une analyse statique pour déterminer la distribution des contraintes, déformations et déplacement. Enfin une interprétation des résultats obtenus sera discutée.

3.2. DESCRIPTION DU PROBLEME

Afin d'analyser les contraintes et les contacts affectant les roulements, des d'hypothèses simplificatrices doivent être supposées :

- Seuls les petits mouvements élastiques sont considérés,
- Toutes les déformations seront régies par la théorie de l'élasticité d'Hertz.
- Les chemins de roulement extérieur et intérieur sont considérés comme parfaitement circulaires et solidaires du support et de l'arbre (respectivement),
- Toutes les billes sont présumées parfaitement sphériques et de même diamètre.

En raison des diverses hypothèses formulées lors de l'élaboration du modèle (petites déformations, nombre élevé de billes, etc.), une étude comparative a été réalisée à l'aide d'une simulation à éléments finis d'un roulement à billes à rainure profonde 6206 ayant les paramètres numériques données dans le **tableau 3.1**.

Tableau 3.1 : Paramètres du roulement à billes 6206 [34]

Désignation	Symbole	Valeur
Diamètre extérieur	D	<i>47mm</i>
Diamètre intérieur	d	<i>20 mm</i>
Diamètre moyen	D_m	<i>34 mm</i>
Largeur	B	<i>14 mm</i>
Diamètre de billes	B_d	<i>7.5 mm</i>
Nombre de billes	N_b	<i>11</i>
Angle de contact $\theta=0^\circ$	θ	<i>0°</i>
Module de Young	E	<i>210000 MPa</i>
Coefficient de poisson	ν	<i>0.3</i>
Charge statique admissible	C₀	<i>4 200 (N)</i>

3.3 SIMULATION NUMERIQUE

La simulation numérique est amenée à jouer un rôle majeur dans les réponses que les sciences et techniques pourront apporter aux enjeux de demain (usine du futur, mécanique pour la santé, énergies et transports). Il s'agit alors pour les ingénieurs de proposer les modèles qui, à partir du minimum d'ingrédients, permettent de rendre compte de la réalité. Pour cela, l'option MSM (Modélisation et Simulation Mécanique) permet d'acquérir des compétences en méthodes numériques et en modélisation, ainsi que la connaissance des limites des modèles, outils numériques utilisés. Ce volet décrit une étude de cas d'un modèle géométrique bague-bille réalisé à l'aide du logiciel SOLIDWORKS 2016, dans l'intérêt d'exécuter une analyse statique afin de déterminer la distribution des contraintes, déformations et déplacement.

3.3.1 Calcul de la pression de contact

A partir des paramètres géométriques externes (tableau 3.1), du roulement à billes à rainure profonde 6206, le résultat du calcul de la pression maximale et de la pression moyenne au niveau de la bille la plus chargée est donnée comme suit (**Tableau 3.2**):

Tableau 3.2 : Résultats de calcul

1	Charge maximale	Q_{\max}	<i>1645.636 (N)</i>
2	Courbures billes	C_{11}	<i>0.267</i>
		C_{12}	<i>0.267</i>
3	Courbures bague extérieure	C_{21}	<i>- 0.048</i>
		C_{22}	<i>- 0.250</i>
4	Facteurs raideur	k_1	<i>0.000001379343</i>
		k_2	<i>0.000001379343</i>
5	Facteur d'angle	φ	<i>78.33 °</i>
6	Demi-grand axe	a	<i>0.52 (mm)</i>
	Demi-petit axe	b	<i>0.39 (mm)</i>
7	Rapprochement	δr	<i>0.02034787 (mm)</i>
8	Pression maximale	P_{\max}	<i>3841.758 (MPa)</i>
9	Pression moyenne	P_{moy}	<i>2561.172 (MPa)</i>

3.3.2 Evaluation contraintes, déformation et déplacement

Dans notre cas, le problème consiste à identifier à travers une simulation numérique sous Solidworks simulation, le champ des contraintes, des déplacements et des déformations générés par les chargements externes qui sollicitent une bille en contact avec un tronçon de bague extérieure

3.3.2.1 Création de la géométrie (CAO)

La mise en œuvre d’une simulation numérique nécessite la réalisation du modèle 3D, les dimensions et le matériau qui constituent la pièce ainsi les contraintes et les chargements appliqués au roulement.

1° Créations des pièces

Le logiciel de CAO SolidWorks ® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d’esquisser rapidement des idées, d’expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises. Dans notre cas, les étapes qui ont servis à la création des pièces bague-bille sont présentés comme suit :

- **Lancer SolidWorks**

Bureau Windows → Icône **SolidWorks**

Réalisation de la pièce : dessiner la géométrie de la pièce en 2D à l’aide des outils d’esquisses et la fixation des cotes de l’esquisse, en suite la création du volume pour avoir le modèle 3D, finalement l’enregistrement pour pouvoir crée l’assemblage

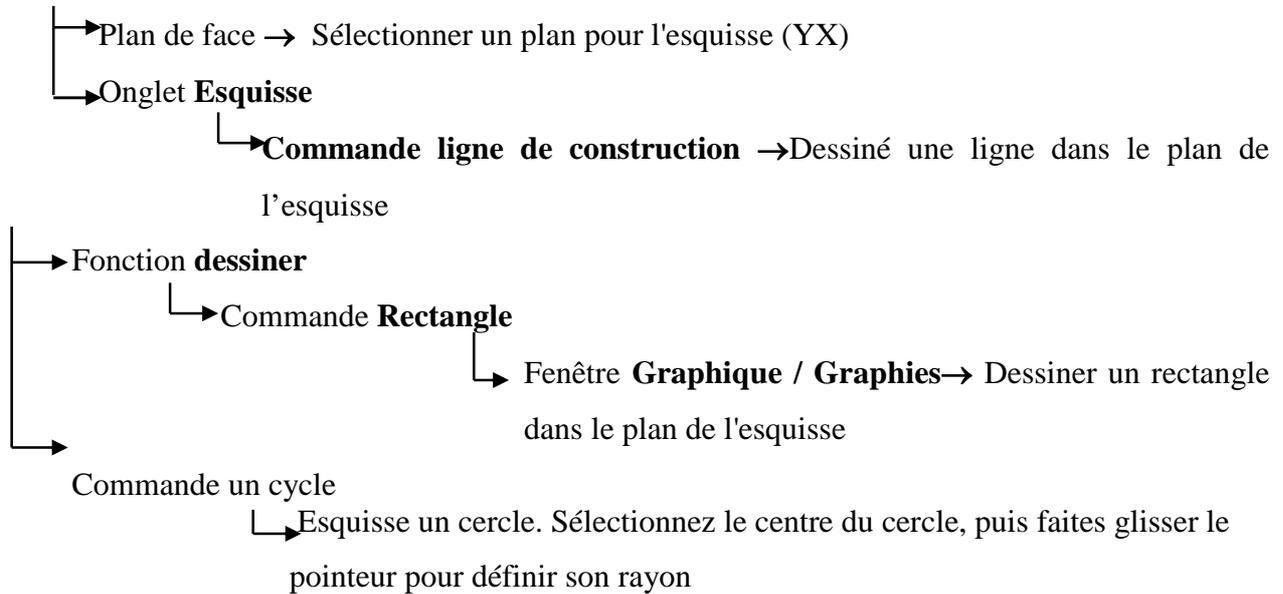
- **Lancer l’environnement CAO**

Fenêtre **Nouveau** → Pièce → Ok

Barre des menus



Panneau Arborescence



- Fonction **cotes**
- Commande **Général** → Coter les lignes horizontales et verticales Fenêtre graphique
- Commande congé d'esquisse
 - ↳ Crée un arc tangent à l'intersection de deux entités d'esquisse
- Commande **chanfrein d'esquisse**
- Fonction **Bossage**
- Crée une fonction volumique en créant une révolution d'une **esquisse**

Matériaux

- Éditer le matériau
- Solidworks DIN martials → X6Cr13

2°. Créations de l'assemblage

Un assemblage est un ensemble de pièces connexes enregistrées dans un même fichier de document SOLIDWORKS portant l'extension.

Fenêtre **Nouveau** → Assemblage → Ok

- ↳ Pièce / assemblage à insérer → documents ouverts → parcourir
 - ↳ Sélectionnez un composant à insérer puis placez – le dans la zone graphique ou Cliquez sur ok pour positionner à l'origine

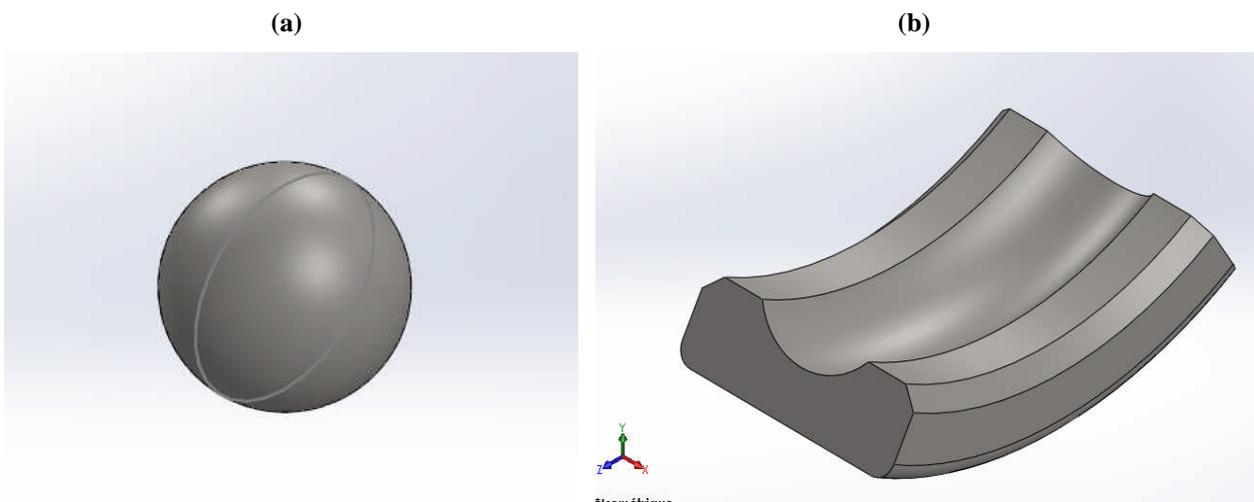


Figure 3.1 création des pièces (a) bille ; (b) Bague

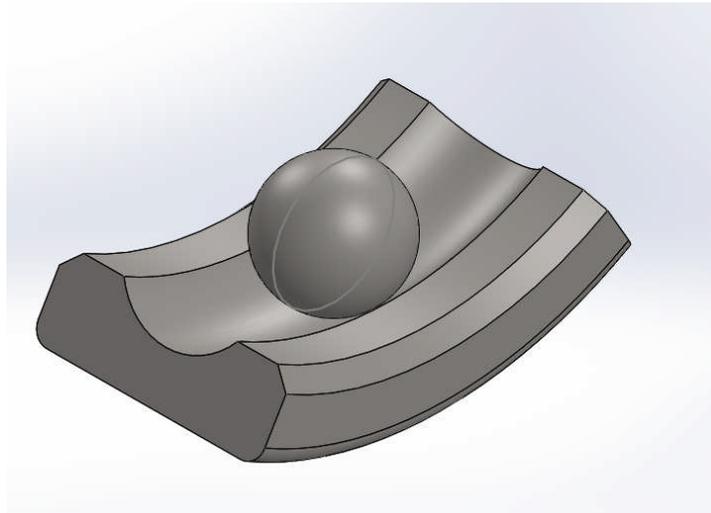


Figure 3.2 : Création de l'assemblage

3.3.2.2 Solidworks simulation

1°. Définitions types d'étude

Etude les contraintes, déplacements, déformation et le coefficient de sécurité pour les composants avec un matériau linéaire

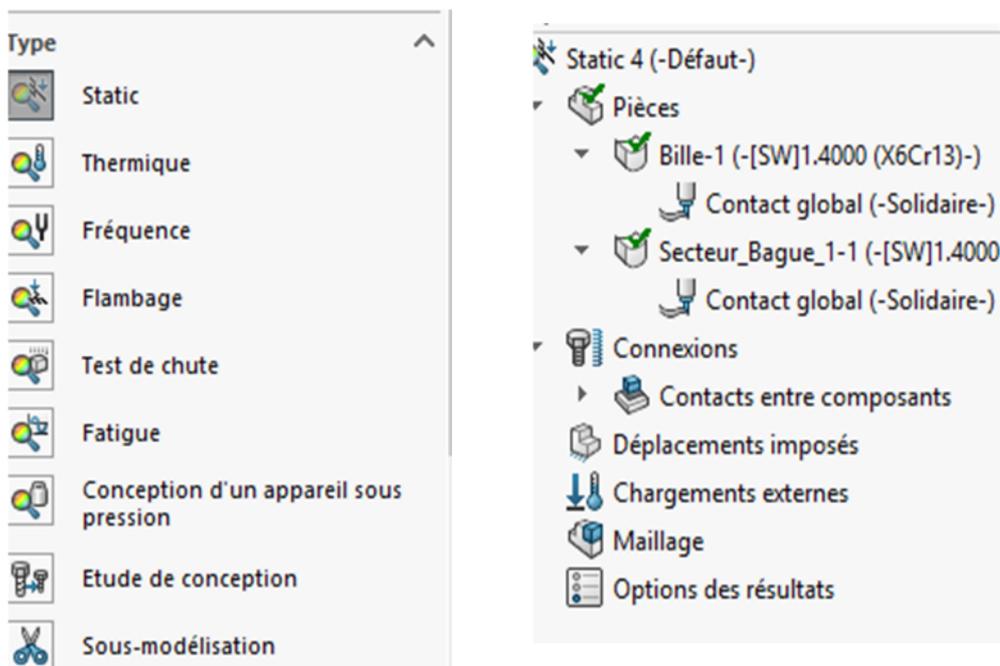


Figure 3.3 : Définition du type d'étude

2°. Définition du contact

Sélectionnez des composante / corps pour définir un contact de type pas de pénétration.

La section de l'assemblage de premier niveau a pour effet d'appliquer le contact pas de pénétration à tous les composants (plus lent)

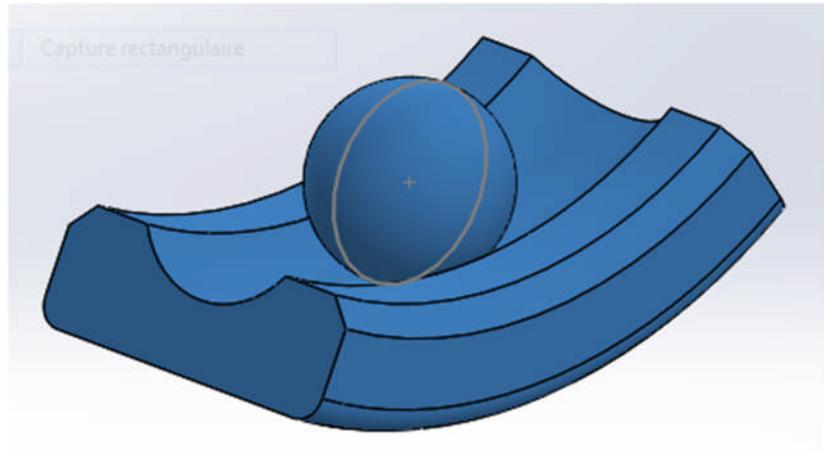
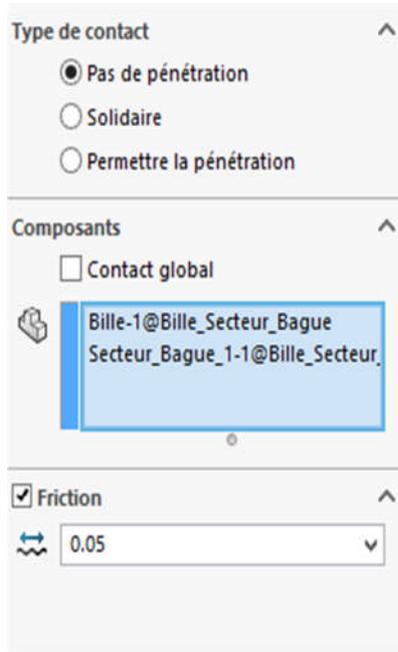


Figure 3.4 : Définition du type de contact

3°. Condition aux limites

Les déplacements imposés décrivent le type de fixation du modèle .les déplacement imposés non nulles sont causé par les corps exclus de la simulation.

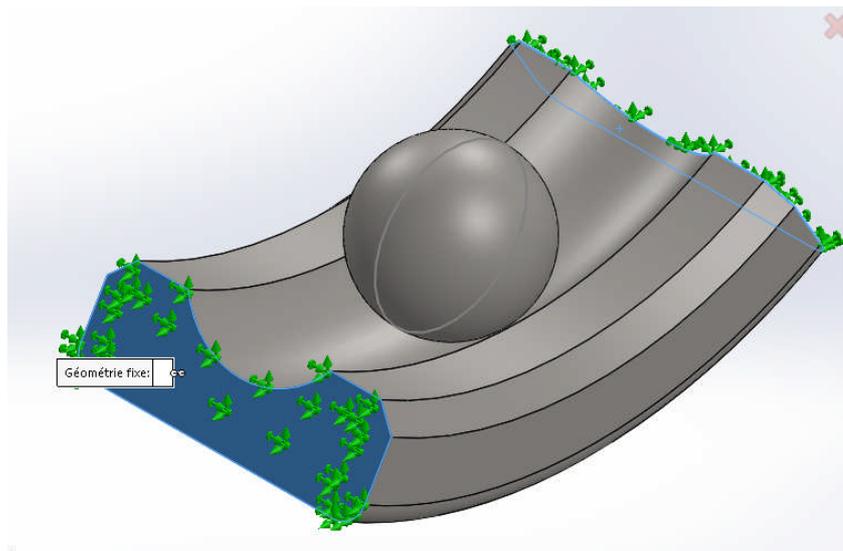
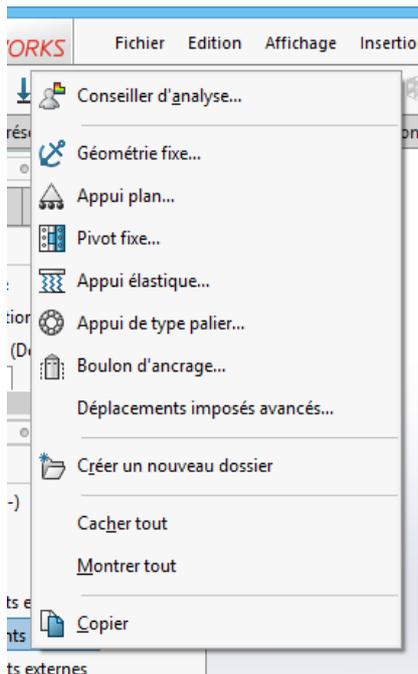


Figure 3.5.déplacement imposée

4°. Définitions du chargement

Si vous choisissez Force et sélectionnez Direction sélectionnée, vous pouvez sélectionner, des points de référence pour la force. Les points de référence doivent être à l'intérieur des limites du modèle

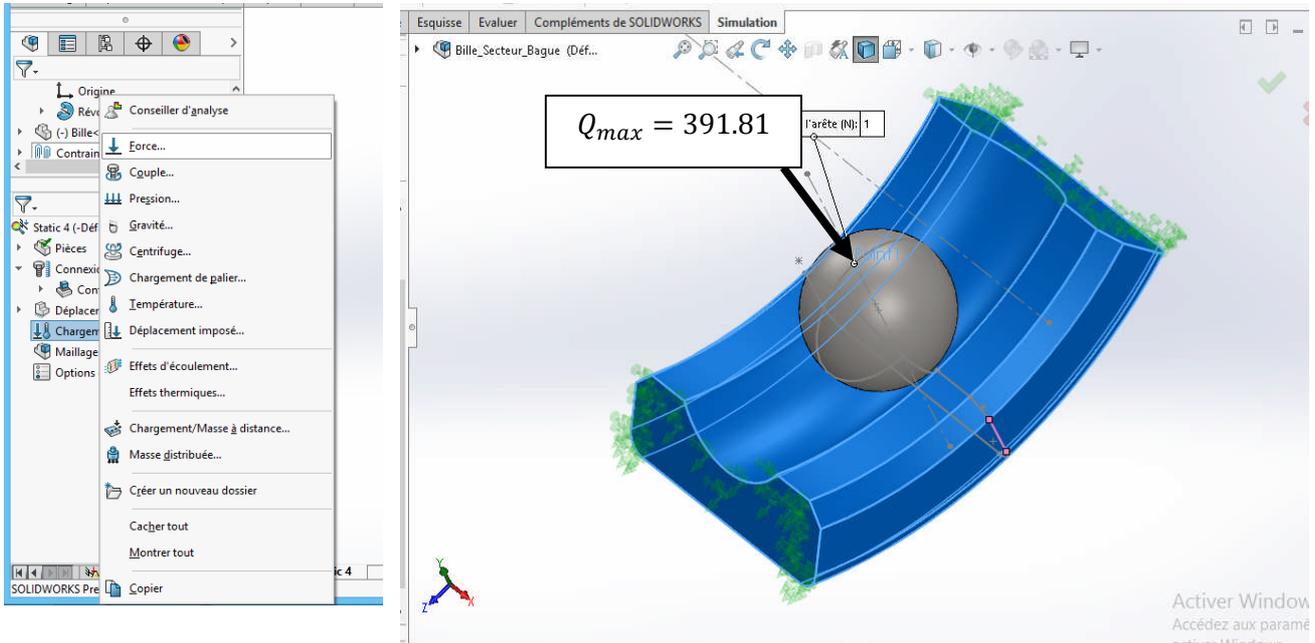


Figure 3.6 : Chargement externe

5°. Maillages

On peut analyser le modèle en utilisant les paramètres par défaut ou bien les adapter à notre besoin

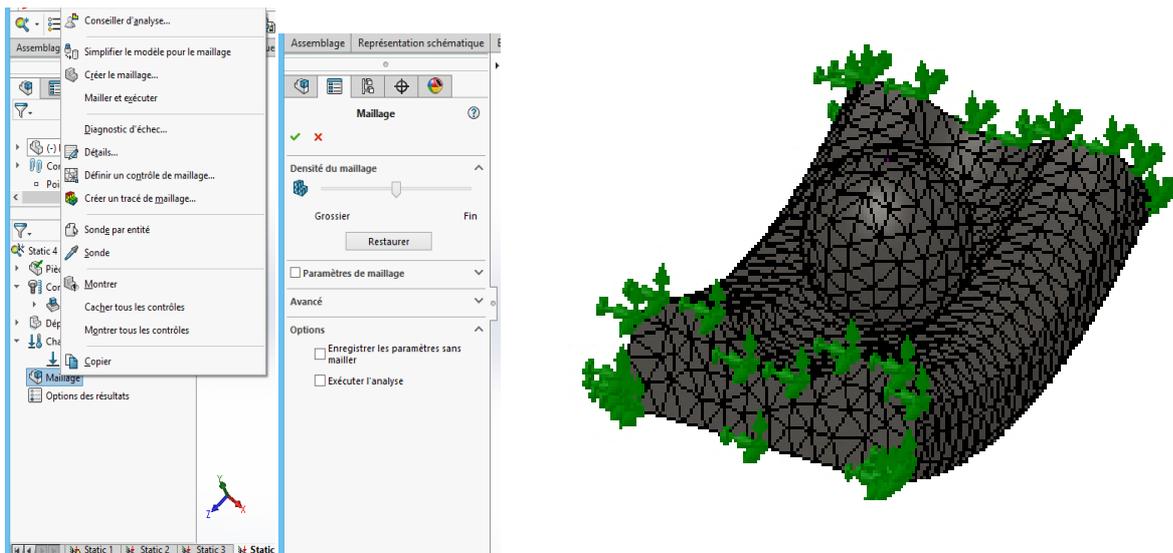


Figure 3.7 : Maillage

3.3.2.3 Résultats et interprétation

1° Analyse des contraintes

Dans un premier temps, nous avons analysé la distribution des contraintes dans la structure de la bague – billes. Les contraintes dépendent essentiellement de la nature du matériau et de la model géométrie de. Bague – billes les résultats obtenus sont donnés sur la Figure 3.2 selon le critère de Von Mises

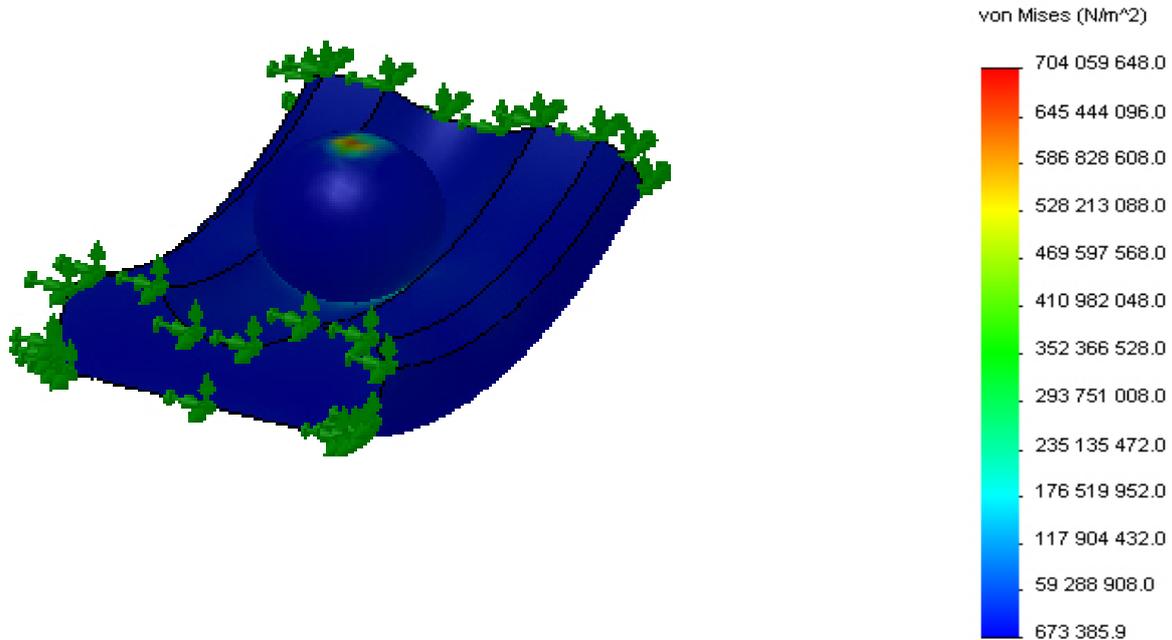


Figure 3.8: Distribution des contraintes bague – billes

- La figure 3.2, montre l'assemblage d'une bille avec un tronçon de bague intérieure sollicité à un chargement externe sous la forme d'une force concentrée appliquée sur la bille.
- La simulation a fourni la répartition de la contrainte de Von Mises. Cette dernière admet une valeur de $\sigma_{\max} = 704059648 \text{ (N/m}^2\text{)}$ comme contrainte maximale au niveau du contact bille-bague.

2°. Analyse des déformations

Dans un deuxième temps, nous avons analysé les déplacements de la structure de bague – billes. Les déplacements dépendent essentiellement de l'intensité des déformations produites sous l'effet du chargement extérieur. Les résultats obtenus sont donnés sur la **Figure 3.3**.

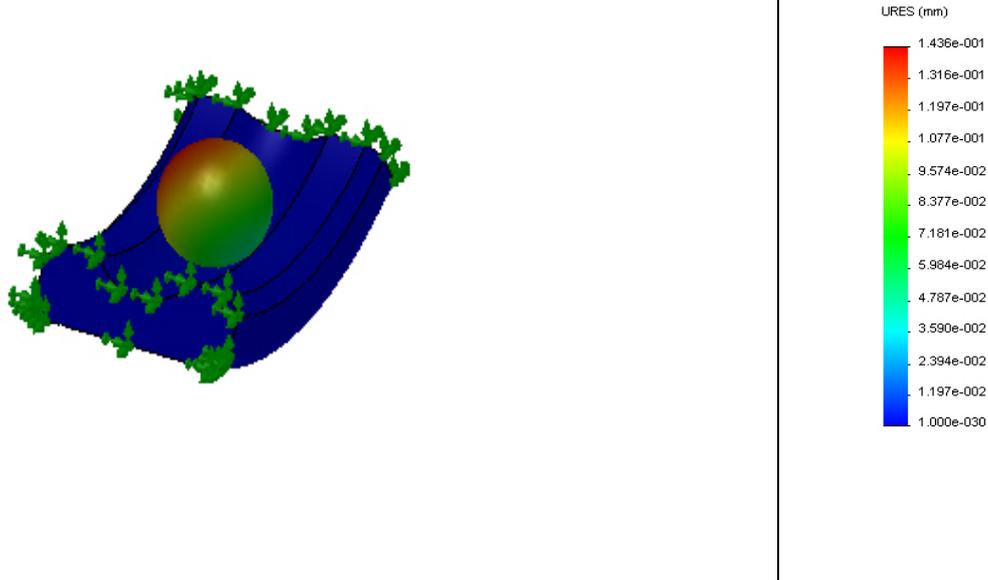


Figure 3.9: Distribution du déplacement statique bille – bague

La figure 3.3, présente le résultat fourni par l'étude statique dans solidworks .les résultats affichés sur cette figure donnent la répartition du déplacement maximal sont engendrés sur la surface billes et sur la surface des contacts vu le type de matériau qui est l'acier allier et l'acier inoxydable un déplacement de 1.436 e-001 mm est acceptable. L'effort appliqué est 391.81 N

3°. Analyse des déplacements

Après avoir lancé la simulation, les résultats relatifs à la distribution du chargement, sont fournis par la figure

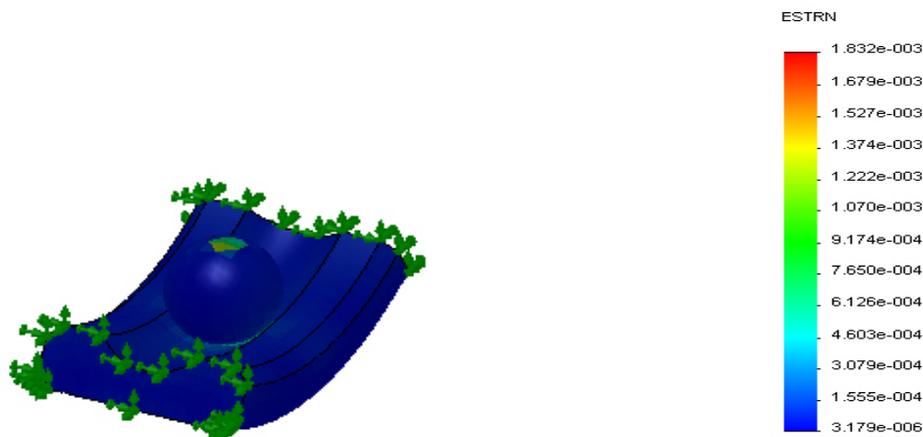


Figure 3.10 : Déformation statique bille – bague

La figure 3.4, présente le résultat fourni par l'étude statique dans solidworks .les résultats affichés donnent la répartition de la déformation. Elle derniere admet une valeur de $1.032e-003$ (N/m^2) comme déformation maximale au niveau du contact bille-bague.

3.4 CONCLUSION

La simulation numérique est devenue un outil indispensable pour mieux comprendre, mieux concevoir et mieux agir. L'étude effectuées nous ont montré que toutes les pièces sont sollicitées élastiquement, alors les déformations sont proportionnelles aux contraintes justifiées par la linéarisation de Hertz .Vu l'insuffisance des moyennes informatiques disponibles, nous n'avons pas simulé des assemblages compliqués qui nécessitent des matériels plus performants.

**CONCLUSION GÉNÉRALE
ET
PERSPECTIVES**

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin d'études de notre cursus universitaire le fait de s'impliquer dans ce thème nous a permis de prendre conscience de l'importance des roulements tant qu'éléments de guidage dans les machines tournantes. Ainsi, à l'issue de ce mémoire, on a appris que pour concevoir et construire des roulements fiables et durables, l'aspect contact et l'aspect tribologique (Frottement, usure et lubrification) sont fortement liées et forment ce qu'on appelle le "tribo-contact".

Dans ce contexte, et à partir de données initiales, notre travail a porté sur une étude de constatation d'un modèle géométrique bague-bille à travers une simulation en analyse statique sous environnement de "Solidworks simulation" de l'interaction entre la bille la plus chargée et un tronçon de bague extérieure. Des éléments de calculs ont été exploités pour la création des modèles géométrique en CAO de la bille et de la bague et cela afin de déterminer la distribution des contraintes, déformations et déplacement.

On peut dire et juger que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints étant donné qu'on n'a pu en premier lieu modéliser en environnement CAO de le contact bille – bague et en deuxième lieu obtenir la répartition des contraintes, des déplacements et des déformations pour la bille la plus chargée.

En ce qui concerne les résultats obtenus, notre analyse a porté sur un roulement de série SKF 6206. Pour lequel un chargement maximal de **1645.636 N** localisé au niveau de la bille la plus sollicitée. La simulation a fourni une contrainte de Von-Mises max (**704,596 N/mm²**), un déplacement max (**0,1436 mm**) ainsi qu'une déformation max (**1,032.10⁻³ 1/s**). A noter que toutes les valeurs obtenues se trouvaient largement en dessous des seuils limites autorisés.

Les perspectives à ce travail sont d'une part, l'achèvement de la simulation de l'usure entre les différents éléments du roulement ainsi que l'aspect lubrification, l'aspect fiabilité et durée de vie du roulement. D'autre part nous souhaiterions élaborer dans le future, une application informatique en guise de prototype pour la simulation d'un roulement à billes.

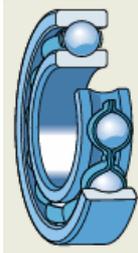
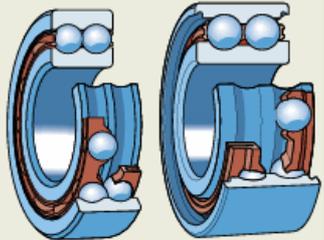
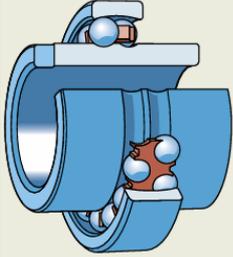
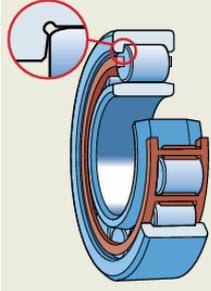
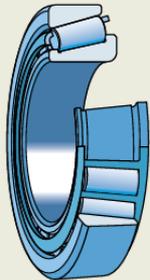
RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

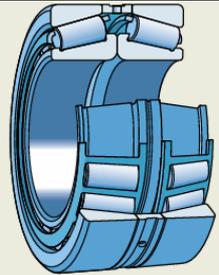
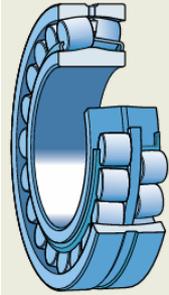
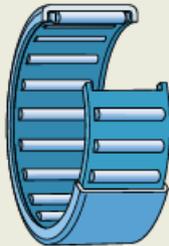
-
- [1] **NORBERT.M, PHILIPPE.R**, "*Technologie de construction mécanique*"-T2, édition CASTEILA, 1988.
- [2] **FANCHON.J.L**, "*Guide des sciences et technologies industrielles*", édition AFNOR-NATHAN, 2001.
- [3] **ANTONIO F. BALDO**, "*Machine éléments*",1999
- [4] **HORVE.L**, "*Shaft seals for dynamic applications*", Chicago Rawhide Manufacturing, Company Elgin, Illinois, Marcel Dekker, Inc.,1996.
- [5] **HERBERT H. ALVORD**, "*Manual of applied machinery design*", University of Michigan,
- [6] **NTN**, "*Roulements à billes et à rouleaux*", NTN corporation, catalogue générale, 2007
- [7] **SKF**, "*Roulements*", SKF corporation, catalogue générale, 2019
- [8] **SNR**, "*Catalogue General Industry*", SNR corporation, 2009
- [9] **T. A. HARRIS**, "*Rolling Bearing Analysis*" , Wiley (2nd Edition), Fourth Edi. 2001.
- [10] **AUBLIN.M**, "*Systèmes mécaniques –Théorie et dimensionnement*", édition Dunod,1996
- [11] **M. T. VAN ZOELLEN, C. H. VENNER, and P. M. LUGT**, "*The Prediction of Contact Pressure-Induced Film Thickness Decay in Starved Lubricated Rolling Bearings*", Tribology Transactions, 53: 831-841, 2010
- [12] **Norme ISO 76** Rolling bearings - Static load ratings," 2000.
- [13] **L. CHAMPANEY**, "*Contact unilatéral entre solides élastiques*",Notes du cours, Eléments Finis" du DESS Dynamique des Structures Modernes dans leur Environnement
- [14] **B. BUSHAN**, "*Tribology and mechanics of magnetic storage devices*", Springer Verlag. 1990.
- [15] **R. C. JONSON**, "*Optimum Design of Mechanical Elements*", 2 ed., John Wiley and Sons, New York 1980.
- [17] **B. BHUSHAN AND B.K. GUPTA**, "*Handbook of Tribology Materials. Coatings and Surface Treatments*", McGraw-Hill, United States, 1991.
- [18] **H. J. MATHIEU, E. B. RENE**, "*Analyse et technique des surfaces*", Presse polytechnique Lausanne, première édition 2003.
- [19] **E. RABINOWICZ**, "*Friction and Wear of Materials*", 2 Edition, Wiley, New-York.,pp. 3 15, 1995.
- [20] **DOWSON D.** "*History of tribology*", 2nd edition. London and Bury St Edmunds, Professional Engineering publishing, UK, 1998
- [21] **ARCHAD. J.F**, "*Contact and rubbing of flat surfaces*", J.Appl,Phys, ,vol,24,pp.981-988, 1953
- [22] **M. CARTIER, P. KAPSA**, "*Usure des Contacts Mécaniques Manifestations de l'usure*", Techniques de l'ingénieur - 2001.
- [23] **J. GEORGE**, Frottement, usure et lubrification. Paris : Eyrolles et CNRS Editions, pp.424, 2000.
- [24] **M. DUBOURG, Y. BERTHIER, L.VINCENT**, "*Cracking under fretting fatigue*": damage prediction under multiaxial fatigue. Journal of Strain Analysis, vol. 37, n°6, pp. 519-533, 2002.
- [25] **B. BHUSHAN AND B.K. GUPTA**, Handbook of Tribology: Materials. Coatings and Surface Treatments, McGraw-Hill, United States, pp. 199, 1990.

- [26] **P.J. BLAU**, "**Friction** and Wear Transitions of Materials, Materials Science and Process Technology, Series. Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, pp. 476, 1989.
- [27] **I.M. HUZCHINGS**, "*Friction and Wear of Engineering Materials*", CRC Press. Boca Raton. pp.273, 1992.
- [28] **J. AYEL**, "*Les différentes formes tribologiques d'usure des surfaces métalliques*", Rev. IFP, Vol. 31, No. 4, pp. 703-728, 1976.
- [29] **F.P. BOWDEN, D. TABOR**, "*The friction and fabrication of solids*", Oxford Clarendon Press.1950
- [30] **T.E. TALLIAN**, "*Failures Atlas for Hertz Contact Machine Elements*", ASME Press, New York, 1992.
- [31] **T. SASADA**, "*Future direction of research in wear and wear resistant Materials*", National Aeronautics and Space Administration, vol. 1, Cleveland, p. 197-2 18, 1984.
- [32] **H.C. MENG ET K.C. LUDEMA**, "*Wear models and predictive equations: their form and content*". Wear, vol. 181-183, pp. 443-457, 1995. Adhes
- [33] **LIM S., C.ASHBY M.F** ."*wear mechanism maps*" .actu Metall .1987.vol .35 n°1, pp 1-24
- [34] **S.SASSI, B.BADRI, M.THOMAS**, "*A Numerical Model to Predict Damaged Bearing Vibrations*", Journal of Vibration and Control, SAGE Publications, 2007

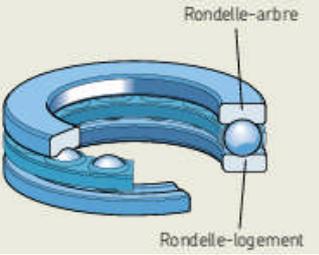
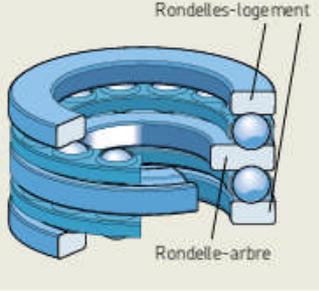
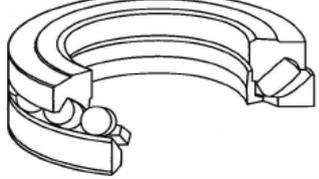
A N N E X E S

ANNEXE 1
Classification des roulements [7]

<i>Roulements à billes</i>	Roulement à billes à contact radial à 01 rangée	
	Roulement à billes à contact radial à 02 rangées	
	Roulement à billes à contact oblique simple rangée	
	Roulement à rotule sur billes	
<i>Roulements à rouleaux</i>	Roulement à rouleaux cylindriques simple rangée	
	Roulements à rouleaux coniques à 01 rangée	

	Roulements à rouleaux coniques à 02 rangée	
	Roulement à rotule sur rouleaux	
	Roulement à aiguilles	

ANNEXE 2
Classification des butées [7]

Butées	Butées à billes	Butée à billes simple effet	
		Butée à billes double effet	
	Butées à rouleaux	Butée à rouleaux coniques	
		Butée à rotule sur rouleaux	
		Butée à aiguilles	

ANNEXE 3

Tableau des valeurs des coefficients: λ , m , n et r en fonction de φ [9]

φ	λ	m	n	r	s
90	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
89	0,9770	1,0117	0,9885	1,0000	1,0001
88	0,9545	1,0237	0,9771	0,9997	1,0003
87	0,9325	1,0359	0,9660	0,9993	1,0006
86	0,9111	1,0482	0,9550	0,9990	1,0011
85	0,8900	1,0609	0,9442	0,9983	1,0017
84	0,8695	1,0737	0,9336	0,9976	1,0024
83	0,8494	1,0869	0,9231	0,9966	1,0033
82	0,8297	1,1002	0,9129	0,9957	1,0044
81	0,8104	1,1139	0,9027	0,9945	1,0055
80	0,7915	1,1278	0,8927	0,9933	1,0068
79	0,7731	1,1420	0,8829	0,9919	1,0083
78	0,7550	1,1566	0,8732	0,9901	1,0099
77	0,7372	1,1714	0,8636	0,9885	1,0116
76	0,7198	1,1865	0,8541	0,9867	1,0134
75	0,7028	1,2020	0,8448	0,9847	1,0155
74	0,6861	1,2179	0,8356	0,9825	1,0177
73	0,6697	1,2341	0,8265	0,9803	1,0200
72	0,6537	1,2507	0,8175	0,9779	1,0225
71	0,6379	1,2677	0,8087	0,9753	1,0251
70	0,6225	1,2851	0,7999	0,9726	1,0279
69	0,6073	1,3029	0,7912	0,9698	1,0309
68	0,5924	1,3212	0,7827	0,9668	1,0340
67	0,5778	1,3399	0,7742	0,9637	1,0373
66	0,5635	1,2591	0,7658	0,9604	1,0408

φ	λ	m	n	r	s
65	0,5494	1,3788	0,7575	0,9570	1,0444
64	0,5355	1,3991	0,7493	0,9534	1,0483
63	0,5220	1,4199	0,7411	0,9496	1,0523
62	0,5086	1,4412	0,7330	0,9458	1,0564
61	0,4955	1,4632	0,7250	0,9418	1,0609
60	0,4826	1,4858	0,7171	0,9376	1,0655
59	0,4700	1,5091	0,7092	0,9333	1,0703
58	0,4575	1,5330	0,7014	0,9288	1,0753
57	0,4453	1,5577	0,6937	0,9241	1,0805
56	0,4333	1,5832	0,6860	0,9192	1,0860
55	0,4215	1,6094	0,6783	0,9143	1,0917
54	0,4098	1,6365	0,6707	0,9091	1,0976
53	0,3984	1,6645	0,6631	0,9038	1,1038
52	0,3872	1,6934	0,6556	0,8983	1,1102
51	0,3761	1,7232	0,6481	0,8926	1,1169
50	0,3652	1,7541	0,6407	0,8868	1,1239
49	0,3545	1,7862	0,6333	0,8807	1,1311
48	0,3440	1,8193	0,6259	0,8745	1,1387
47	0,3337	1,8537	0,6185	0,8681	1,1465
46	0,3235	1,8894	0,6112	0,8615	1,1547
45	0,3134	1,9265	0,6038	0,8547	1,1632
44	0,3036	1,9650	0,5965	0,8477	1,1721
43	0,2939	2,0051	0,5892	0,8405	1,1814
42	0,2843	2,0468	0,5819	0,8332	1,1910
41	0,2749	2,0903	0,5746	0,8256	1,2011

φ	λ	m	n	r	s
40	0,2656	2,1357	0,5673	0,8177	1,2116
39	0,2565	2,1831	0,5600	0,8097	1,2225
38	0,2475	2,2327	0,5527	0,8015	1,2339
37	0,2387	2,2846	0,5453	0,7930	1,2458
36	0,2300	2,3390	0,5380	0,7842	1,2583
35	0,2214	2,3961	0,5306	0,7752	1,2713
34	0,2130	2,4562	0,5232	0,7660	1,2849
33	0,2047	2,5193	0,5157	0,7565	1,2992
32	0,1965	2,5859	0,5082	0,7467	1,3142
31	0,1885	2,6563	0,5007	0,7366	1,3299
30	0,1806	2,7306	0,4931	0,7263	1,3464
29	0,1728	2,8095	0,4854	0,7156	1,3637
28	0,1651	2,8932	0,4777	0,7047	1,3820
27	0,1576	2,9823	0,4699	0,6934	1,4012
26	0,1501	3,0773	0,4620	0,6818	1,4216
25	0,1428	3,1788	0,4540	0,6698	1,4431
24	0,1356	3,2877	0,4459	0,6575	1,4659
23	0,1285	3,4048	0,4377	0,6447	1,4901
22	0,1216	3,5310	0,4293	0,6315	1,5159
21	0,1147	3,6676	0,4208	0,6179	1,5434
20	0,1080	3,8160	0,4122	0,6039	1,5725
19	0,1014	3,9779	0,4033	0,5893	1,6043
18	0,0949	4,1552	0,3943	0,5742	1,6383
17	0,0885	4,3505	0,3850	0,5585	1,6750
16	0,0822	4,5667	0,3755	0,5422	1,7148

φ	λ	m	n	r	s
15	0,0761	4,8077	0,3657	0,5253	1,7582
14	0,0700	5,0782	0,3556	0,5076	1,8058
13	0,0641	5,3844	0,3451	0,4891	1,8583
12	0,0583	5,7342	0,3343	0,4698	1,9167
11	0,0526	6,1384	0,3229	0,4494	1,9821
10	0,0470	6,6114	0,3110	0,4280	2,0561
9	0,0416	7,1740	0,2984	0,4053	2,1410
8	0,0363	7,8561	0,2851	0,3812	2,2395
7	0,0311	8,7031	0,2707	0,3553	2,3563
6	0,0261	9,7883	0,2552	0,3274	2,4982
5	0,0212	11,2381	0,2381	0,2969	2,6762
4	0,0165	13,2925	0,2189	0,2631	2,9099
3	0,0119	16,4775	0,1966	0,2247	3,2394
2	0,0076	22,2432	0,1692	0,1793	3,7632
1	0,0036	36,9320	0,1313	0,1211	4,8489

Résumé

L'objectif de ce travail est d'étudier un comportement structural et tribologique d'un palier à roulement à billes .On trouve beaucoup de descriptions détaillées de systèmes de guidages par éléments roulants. La publication d'Heinrich Hertz sur les déformations des corps en contact contribua beaucoup à améliorer les performances des roulements.

Dans tous les mécanismes, la transmission des efforts en fonctionnement se fait par l'intermédiaire des surfaces de liaisons. Le problème de la détermination des pressions de contact au niveau de ces surfaces est complexe. IL met en jeu leur géométrie et la nature de la déformation des matériaux en présence.

Une simulation numérique est effectuée avec étude de cas du contact bille – bague en tenant compte de plusieurs paramètres comme la géométrie, le matériau et le chargement, pour obtenir les champs de contrainte et chargement.

Asbtract

The objective of this work is to study a structural and tribological behavior of a ball bearing. There are many detailed descriptions of rolling element guidance systems. Heinrich Hertz's publication on the deformations of mating bodies did much to improve bearing performance.

In all mechanisms, the transmission of forces in operation occurs through the connecting surfaces. The problem of determining the contact pressures at these surfaces is complex. IT brings into play their geometry and the nature of the deformation of the materials involved.

A digital simulation is carried out with a case study of the ball - ring contact taking into account several parameters such as geometry, material and loading, to obtain the stress and loading fields.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة السلوك الهيكلي والترايبولوجي لمحمل كروي ، وهناك العديد من الأوصاف التفصيلية لأنظمة توجيه عنصر التدحرج. نشر هاينريش هيرتز حول تشوهات أجسام التزاوج فعل الكثير لتحسين أداء التحمل. في جميع الآليات ، يحدث انتقال القوى أثناء التشغيل من خلال الأسطح المتصلة. مشكلة تحديد ضغوط التلامس على هذه الأسطح معقدة. تُدخل تكنولوجيا المعلومات دورها الهندسي وطبيعة تشوه المواد المعنية. يتم إجراء محاكاة رقمية بدراسة حالة لتلامس الحلقة الكروية مع مراعاة العديد من المعلمات مثل الهندسة والمادة والتحميل للحصول على مجالات الضغط والتحميل..