

ORépublique Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche
Scientifique**



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Simulation numérique d'un roulement du volant moteur
diesel sous chargement thermomécanique**

Devant le jury composé de :

LAOUINI Abdeljalil

BOUGHAZALA Hamad Ahmad

GHERBI Mohammed Tahar

Président

Examinateur

Encadreur

Présenté par :

- DJABER Abderrahim

- MAMMI Mohammed

2018-2019

Remerciements

Nous remercions Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent mémoire. Nous remercions vivement Monsieur, Gharbi Med Tahar docteur à l'université d'el-oued, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'encadrer ma mémoire. Nous remercions à: chef département de génie mécanique. Merci à tous ceux qui nous ont aidés dans ce travail un peu ou beaucoup. Tous mes remerciements et mon estime à tous les enseignants du département de génie mécanique.

Dédicace

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à Allah qui m'a guidé sur la bonne voie. Je tiens à rendre hommage à mon père qui a su et avoir pu faire de moi l'homme que je suis, à ma mère pour son fidèle assistance et son soutien tout le long de ma formation. Encore une fois, un grand merci à toute ma famille à qui je dédie ce présent travail, à tous mes ami(e)s sans exception.

Résumé

Cette étude porte sur l'analyse des contraintes dans le roulement du volant moteur à diesel sous chargement thermique. L'objectif principal de ce travail est de simuler le roulement en matériau isotrope. Le but de cette étude est l'analyse thermodynamique a été réalisée sur le roulement pour déterminer les charges thermiques appliquées au roulement du moteur à combustion interne. Pour faire cette étude en applique la méthode de calcul les éléments finis qui sont analysés numériquement à l'aide de SolidWorks.

La solution nodale a donné la possibilité de localiser avec précision les zones des éléments du maillage qui sont à l'origine de cette dégradation du roulement. La conclusion dégagée à partir des résultats laisse affirmer que les causes les plus probables de ses fissures précoces sont dues, beaucoup plus, à des mauvaises conditions d'utilisation du moteur.

Mots clés : roulement, Thermomécanique, éléments finis, numérique, moteur à combustion interne , chargement thermique .

Abstract

This study focuses on the analysis of the stresses in the rolling of the diesel engine flywheel under thermal loading. The main objective of this work is to simulate the bearing in isotropic material. The purpose of this study is the thermodynamic analysis was performed on the bearing to determine the thermal loads applied to the rolling of the internal combustion engine. To do this study, apply the finite element calculation method that is analyzed numerically using SolidWorks.

The nodal solution gave the possibility of precisely locating the areas of the elements of the mesh which are at the origin of this degradation of the bearing. The conclusion reached from the results suggests that the most likely causes of its early cracks are due, much more, to poor conditions of use of the engine.

Key words: rolling, thermo-mechanics, finite elements, numerical, internal combustion engine, thermal loading.

المخلص

تركز هذه الدراسة على تحليل الضغوطات في المدحرجة من دولاب الموازنة لمحرك الديزل تحت التحميل الحراري. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو محاكاة تأثير المواد الاحادية. الغرض من هذه الدراسة هو إجراء التحليل الحراري على المدحرجة لتحديد الأحمال الحرارية المطبقة عليها لمحرك الاحتراق الداخلي. للقيام بهذه الدراسة ، قمنا بتطبيق طريقة حساب العناصر المنتهية التي يتم تحليلها عددياً باستخدام SolidWorks. الحل العقدي اعطى إمكانية تحديد أماكن مناطق الشبكة بدقة والتي هي أصل هذا التدهور للمدحرجة. تشير النتيجة التي تم التوصل إليها من النتائج إلى أن الأسباب الأكثر ترجيحاً للتشققات المبكرة تعود إلى ظروف سيئة لاستخدام المحرك. الكلمات المفتاحية: مدحرجة ، ميكانيكي حراري ، عناصر منتهية، رقمي ، محرك احتراق داخلي ، تحميل حراري.

Liste des tableaux

Tableau IV 1: Caractéristiques de l'acier inoxydable recuit(ss)	44
Tableau IV 2: les valeurs max de déplacement	50
Tableau IV 3: les fréquences naturelles de roulement	51
Tableau IV 4: les valeurs max de contrainte.....	53
Tableau IV 5: les valeurs max de déplacement	55
Tableau IV 6: les valeurs max de déformation	56

Liste des figures

Figure I 1 : Vue éclaté d'un moteur Diesel moderne	4
Figure I 2 : Eléments fixes et mobile d'un moteur	4
Figure I 3 : Volant moteur.....	6
Figure I 4 : La réduction du frottement	7
Figure I 5 : Les débuts des roulements.....	8
Figure I 6 : Le roulement à billes	9
Figure I 7 : Nomenclature des Eléments des Roulements	10
Figure I 8 : Roulements rigides à billes	11
Figure I 9 : Roulements rigides à billes avec flasques ou joints	11
Figure I 10 : Roulements à rotule sur billes	12
Figure I 11 : Roulements à billes à contact oblique	12
Figure I 12 : Roulement à deux rangées de billes à contact oblique.....	12
Figure I 13 : Roulements à quatre points de contact	13
Figure I 14 : Roulements à rouleaux cylindrique.....	14
Figure I 15 : Roulements à rotule sur rouleaux.....	14
Figure I 16 : Roulements à aiguilles.....	15
Figure II 1 : cycle theorique de motuer diesel	16
Figure II 2 : cycle reel de motuer diesel	16
Figure II 3 : Exemples de modélisation par éléments finis de l'échauffement de paliers à roulements .	19
Figure II 4 : Différentes résolutions par réseau thermique de l'échauffement de paliers à roulements	20
Figure II 5 : Transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement entre un système et son environnement.....	22
Figure III 1 : Système de coordonnées local et global de roulement.....	31
Figure III 2 : Degrés de liberté et de nœuds de faisceau élément de roulement	31
Figure IV 1 : Profil de construction du bague exterieur	44
Figure IV 2 :Profil de construction du bague interieur	44
Figure IV 3 : Profil de construction du balle	45
Figure IV 4 : Profil de construction du cage.....	45
Figure IV 5 : forme du bague exterieur 3D	45
Figure IV 6 : forme du bague interieur 3D	45
Figure IV 7 : forme du balle 3D	46
Figure IV 8 : forme du cage 3D.....	46
Figure IV 9 : forme final du bague exterieur	46
Figure IV 10 : forme final du bague interieur	46
Figure IV 11 : forme final du balle	47
Figure IV 12 : forme final du cage	47
Figure IV 13 : les composants du roulement	47
Figure IV 14 : roulement final	48
Figure IV 15 : Maillage de roulement d'étude.....	48
Figure IV 16 : fixation du roulement	49

Figure IV 17: les valeurs des Déplacement (mode 1)	49
Figure IV 18: les valeurs des Déplacement(mode 2)	49
Figure IV 19: les valeurs des Déplacement (mode 3)	50
Figure IV 20: les valeurs des Déplacement (mode 4)	50
Figure IV 21: les valeurs des Déplacement (mode 5)	50
Figure IV 22: les valeurs max des déplacement de le roulement	51
Figure IV 23: les valeurs des fréquences naturelles de le roulement	51
Figure IV 24: la force appliqué sur le roulement	52
Figure IV 25: contrainte du roulement (1374N).....	53
Figure IV 26: contrainte du roulement(60881.94N).....	53
Figure IV 27: contrainte du roulement (6402.84N).....	53
Figure IV 28: les valeurs max du contraintes on fonction des forces.....	54
Figure IV 29: Dèplacement du roulement (1374N)	54
Figure IV 30: Dèplacement du roulement(60881.94N)	54
Figure IV 31: Dèplacement du roulement (6402.84N)	55
Figure IV 32: les valeurs de dèplacement on fonction de les forces.....	55
Figure IV 33: Dèformation du roulement (1374N).....	56
Figure IV 34: Dèformation du roulement(60881.94N).....	56
Figure IV 35: Dèformation du roulement (6402.84N)	56
Figure IV 36: les valeurs max des dèformation on fonction de les forces.....	57

Nomenclature

ΔU : Energie interne [J]

ΔQ : quantité de chaleur [J]

ΔW : travail [J]

W_f : travail fournit [J]

Q_f : quantité de chaleur de source froid [J]

Q_c : quantité de chaleur de source chaude [J]

C_p : capacite calorifique a pression constant [$KJ.Kg^{-1}K^{-1}$]

C_v : capacite calorifique a volume constant [$KJ.Kg^{-1}K^{-1}$]

γ : coefficient de gaz parfait (gamma)

r_0 : rayon extérieure du cylindre [m]

r_i : rayon intérieure du cylindre [m]

Q_v : production volumique de chaleur [$W.m^{-3}$]

k : conductivité thermique du fluide [$W.m^{-1}.^{\circ}C$]

A : surface d'échange [m^2]

L : grandeur caractéristique [m]

Nu : nombre de Nusselt [-]

Re : nombre de Reynolds [-]

Pr : nombre de Prandtl [-]

V : vitesse du fluide [$m.s^{-1}$]

L : longueur caractéristique [m]

ν viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]

α :diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]

ν : viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]

Gr : nombre de Grashoff [-]

Pr : nombre de Prandtl [-]

V :vitesse du fluide [$m \cdot s^{-1}$]

L : grandeur caractéristique [m]

ν : viscosité cinématique [$m^2 \cdot s^{-1}$]

β : coefficient de dilatation [$^{\circ}C^{-1}$]

ΔT : gradient de température [$^{\circ}C$]

σ : constante de Stefan Boltzmann, $8245.67 \cdot 10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$

q : flux de chaleur surfacique [$W \cdot m^{-2}$]

T : température du corps [K]

F : facteur de forme [-]

A :surface d'émission [m^2]

ε : émissivité thermique [-]

a_i, b_i, c_i, d_i : Constants

$[M_e]$:Matrice de masse élémentaire

$[K_e]$: Matrice de rigidité élémentaire

$[D]$: Matrice d'élasticité

$[B]$: Matrice derivative

K: Rigidité

M: Masse

E:Module d'élasticité

f_i : Fréquence propre

N: Fonction de forme

N: Vitesse de rotation

$\{q_i\}$:Cordonnées généralisés

$\{\ddot{q}, \dot{q}, q\}$:Vecteur accélération, vitesse et déplacement

T: Énergie cinétique

U: Énergie potentielle

t: Temps

U_x : déplacement suivant l'axe x

U_y : déplacement suivant l'axe y

U_z : déplacement suivant l'axe

N_s, N_y, N_{sy} : Résultantes en membrane par unité de longueur

A_{ij} : Matrice des rigidités en membrane ;

B_{ij} : Terme de couplage membrane / flexion-torsion

D_{ij} : Matrice des rigidités en flexion ;

θ_s : Rotation autour de l'axe x

θ_z : Rotation autour de l'axe Z

Q_{ij} : Coefficients des rigidités réduites

Symboles grecques

ω : Vitesse de rotation

ϵ : Déformation

V : Volume

δ : Vecteur des déplacements nodaux

ρ : Masse volumique

Re : Nombre de Reynolds

Q : Débit massique

Sommaire

Introduction générale.....	10
I.1 Introduction.....	2
I.2 Recherche bibliographique dans le roulement	2
I.3 Moteur Diesel.....	3
I.3.1 Définition.....	3
I.3.2 Eléments constitutifs d'un moteur diesel	4
I.4 Volant moteur	5
I.4.1 Définition.....	5
I.4.2 Description	5
I.4.3 Rôle du volant moteur	5
I.5 Le Roulement	6
I.5.2 Description	8
I.5.3 Types et caractéristique des roulements	9
I.5.3.1 Conception et classification	9
I.5.3.2 Caractéristiques des Roulements	9
I.5.4 Types des roulements	10
I.5.4.1 Roulements rigides à billes.....	10
I.5.4.2 Roulements rigides à billes avec flasques ou joints	11
I.5.4.3 Roulements à rotule sur billes	12
I.5.4.4 Roulements à billes à contact oblique	12
I.5.4.5 Roulement à deux rangées de billes à contact oblique.....	12
I.5.4.6 Roulements à quatre points de contact	13
I.5.4.7 Roulements à rouleaux cylindrique.....	13
I.5.4.8 Roulements à rotule sur rouleaux	14
I.5.4.9 Roulements à aiguilles.....	14
I.6 Conclusion.....	15
II .1 Introduction	16
II .2 Cycle thermodynamique de moteur diesel	16
II .2.1 Rendement thermique d'un moteur diesel	17
II .3 Modélisation des transferts thermiques.....	19
II .3 .1 La méthode dite des réseaux thermiques.....	21

II .3 .2 Les résistances associées aux différents modes des transferts de chaleur	23
II.3.2.1 La conduction	23
II.3.2.2 La convection	24
I.3.2.3 Le rayonnement	26
II.4 Conclusion	27
III . 1 Introduction	28
III .2 Concept de base de la méthode des éléments finis	28
III.2.1-La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini	28
III.2.2-La formulation globale au niveau de la structure complète	29
III.3 Démarche de formulation éléments finis	29
III.3.1 Discrétisation de la structure en éléments finis	29
III.3.2 Construction de nodale par sous domaine	29
III.3.3 Etablissement de la relation entre déformations et déplacements	29
III.3.4 Etablissement de la relation entre contraintes et déformations	29
III.3.5 Calcul des matrices élémentaires	30
III.3.6 Assemblage des matrices élémentaires	30
III.4 Présentation du problème	31
III.5 les hypothèses de travail	31
III.5.1 Fonction de forme	32
III.5.2 Détermination de fonction d'interpolation N_i	32
III.5.3 champ des déplacements	33
III.5.4 Déformation	33
III.5.5 Champ des contraintes :	35
III.5.6 L'énergie de déformation	37
III.5.7 L'énergie cinétique	38
III.5.8 les forces de pression:	38
III.5.9 Système d'équations	39
III.5.10 Résolution des équations	41
III.6 Conclusion	42
IV .1 Introduction	43
IV .2 Définition de SolidWorks	43
IV .3 Méthodologie de simulation de roulement	43
IV.3. 1.Objectifs	43
IV.3. 2.Hypothèses de simulation	43
IV.3. 2.1. Hypothèses géométriques	43

IV.3. 2.2. Hypothèses de comportements physiques	44
IV .4 Construction du modèle géométrique.....	44
IV.4.1.Etape 1 : construction la forme du composants de roulement 2D	44
IV.4.2.Etape 2 : construction les formes du composants de roulement 3D	45
IV.4.3.Etape 3 : la assemblage des composants de roulement.....	47
IV.5.Maillage.....	48
IV.6 . Résultats et discussions	49
IV. 6.1 Analyse modale.....	49
IV. 6.1.1 Déplacement de le roulement.....	49
IV. 6.1.2 les fréquences naturelles de le roulement	51
IV. 6.2 Analyse statique.....	52
IV.6.2.1 .Conditions aux limits.....	52
IV.6.2.2 Contrainte	53
IV.6.2.3 Dèplacement	54
IV.6.2.4 Dèformation.....	56
IV.7 Conclusion.....	57
Conclusion générale	58

Introduction générale

Le moteur diesel est considéré parmi les moteurs des demains de la transformation de l'énergie chimique en énergie cinétique, On utilise dans ce processus plusieurs parties et ce processus se déroule suivant un ordre précis.

Dans le moteur diesel, il y a des liens mécanique qui aide et contribuent au changement du forme de l'action mécanique, ces liens fonctionnent au sein d'un ensemble de conditions qui doivent être assurées pour garantir un bon rendement de ces liens.

Dans cette étude, on va mettre l'accent sur l'un des plus importants de ces liens, les liens entrent dans la composition de ce qu'on appelle "volant moteur".

Volant moteur se compose de plusieurs pièces différentes à chacune un rôle précis à travers cette étude on va se concentrer sur le roulement on va faire en sorte de simulation pour savoir et comprendre comment la pression et la température affectent l'action du roulement et quelle sont les meilleures conditions pour garantir son bon fonctionnement.

Cette recherche se compose de quatre chapitres :

Dans le premier chapitre on va faire une étude théorique qui contient des études du même sujets on va citer les différents composants de moteur diesel et on voit parle du "volant moteur" et ses composants les plus importants, ainsi que le roulement et citer ses différentes composantes et leur type.

Dans le deuxième chapitre on va faire une étude thermodynamique des forces de la pression et de la température et comment elles affectent le rendement du moteur et du roulement.

Dans le troisième chapitre on va faire une modélisation de ce phénomène par "méthode de éléments finis".

Dans le dernier chapitre on va faire une simulation de ce phénomène par le logiciel SolidWorks pour aboutir aux résultats afin de trouver des solutions.

Chapitre I
Description entrevue bibliographique
sur les roulements

I.1 Introduction

Vue l'importance de connaître les différentes parties du moteur diesel ainsi que le rôle importante des roulements on étudiera dans ce chapitre , minutieusement les différentes parties du moteur et on citera aussi les types ls plus importants des roulements.

I.2 Recherche bibliographique dans le roulement

De nos jours, les machines tournantes sont de plus en plus performantes notamment en termes de rapport masse/puissance. Cela implique qu'elles deviennent de plus en plus souples et qu'elles peuvent fonctionner au-delà d'une ou plusieurs vitesses critiques.

Une liste chronologique des contributions importantes qui ont mené au Développement et à l'arrangement de la vibration dans le domaine des pales se présente comme suite :

Xi Zhang et all [1] Un modèle de couple de frottement des roulements à billes présentant des imperfections géométriques est proposé, intégrant les modèles développés de frottement, d'ondulation du chemin de roulement et de dynamique multi-corps. Les variations de couple constituées de valeurs moyennes et de fluctuation pour les roulements à billes à contact oblique dues à l'ondulation, y compris les situations linéaires, non linéaires et à ordres multiples, sont analysées dans les domaines temporel et fréquentiel.

Yi Qin et all [2] Un nouveau modèle dynamique de la boule conique profonde est proposé, prenant en compte les effets combinés (effet de couplage et de déchiquetage) basés sur la fonction de demi-vibration vibratoire. Sont pris en compte en même temps dans le modèle dynamique.

V. Bhardwaj et all [3] Améliorer la disponibilité des lubrifiants à base de graisse dans les contacts à course étanche et étudier son rôle dans la condamnation dynamique des roulements. Des expériences ont été menées sur des roulements à billes d'essai (SKF-51308) à bagues classiques / étanches pour mesurer le couple de frottement, les températures élevées et les vibrations sous différents paramètres de fonctionnement. On observe une réduction significative du couple de frottement, de la température élevée et des vibrations lors de courses serrées.

Aditya Sharma et all [4] Dans ce travail, les auteurs ont présenté une revue des différents modèles théoriques et proposé des travaux expérimentaux pour analyser le comportement non linéaire des systèmes périodiques. Cette revue est d'abord citée dans diverses méthodes qui ont été explorées pour l'analyse de la non-linéarité dans les composants conducteurs de contact tels que les systèmes de roulements et d'engrenages. Certaines lacunes importantes dans ce travail sont mises en évidence et peuvent être prises en compte dans les études futures.

V.N. Patel et all [5] Fournir un modèle dynamique pour étudier les vibrations des balles solides qui ont un calfeutrage à la surface des voies navigables. Et prendre en compte les masses d'arbres, les races, le plomb et le logement dans la modélisation. La rigidité et l'humidité résultant de la radiocommunication non linéaire et du film de lubrification ont été intégrés au modèle dynamique. Une double solution est obtenue pour les équations qui contrôlent les mouvements en utilisant la méthode de Runge Kutta.

Wei Wu et al [6] Réaliser une simulation numérique et des tests associés pour la circulation de l'air dans le domaine des roulements à billes. Les résultats de la simulation pour la distribution fractionnaire fractionnaire ont la même tendance que les observations mesurées. Le transfert de chaleur a également été pris en compte.

Yizhou Yang et al [7] Mise en œuvre d'un modèle dynamique de système de charge rotative non linéaire. Concevoir et contenir les rotors selon la méthode des éléments sélectionnés et modéliser les pièces restantes en grande quantité.

H. Saruhan [8] et al L'analyse vibratoire des défauts de charge (REB) est étudiée. Les REB sont les pièces mécaniques les plus couramment utilisées dans les machines tournantes soumises à une charge et à une vitesse de rotation élevées.

Theodor D. Popescu [9] et al Passez en revue les méthodes de changement de détection et de fragmentation, qui peuvent être utilisées pour détecter et diagnostiquer les REB. Une nouvelle méthode a été introduite pour détecter le changement optimal et la fragmentation des signaux vibratoires, qui vise à identifier les points de changement des signaux de défaut produits pendant le fonctionnement du CER; l'efficacité de la méthode de défragmentation utilisant la simulation de Monte Carlo de différents modèles de signaux.

Tian Han [10] et al Une méthode a été proposée pour identifier les défauts des roulements sur la base de la déformation dynamique à plusieurs niveaux (MDTW). Après le prétraitement à l'aide d'EMD, les ondes résiduelles sont extraites des signaux de vibration.

I.3 Moteur Diesel

I.3.1 Définition

Un moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage. Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage. Cela est possible grâce à un très fort taux de compression, permettant d'obtenir une température de 600 °C.

Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique.

Les moteurs Diesel fonctionnent habituellement au gazole, au fuel lourd ou aux huiles végétales. Ils peuvent aussi bien être à deux temps qu'à quatre temps. Ce type de moteur à taux de compression élevé a connu une expansion rapide en automobile à partir de 1990.

Comme le moteur thermique à essence, le moteur Diesel est constitué de pistons coulissant dans des cylindres, fermés par une culasse reliant les cylindres aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames.

Son fonctionnement repose sur l'auto combustion du gazole, fioul lourd ou encore huile végétale brute dans de l'air comprimé à 1:20 du volume du cylindre (environ 35 bar), et dont la température est portée de 600°C à 1500°C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il ne soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston qui fournit un travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur).

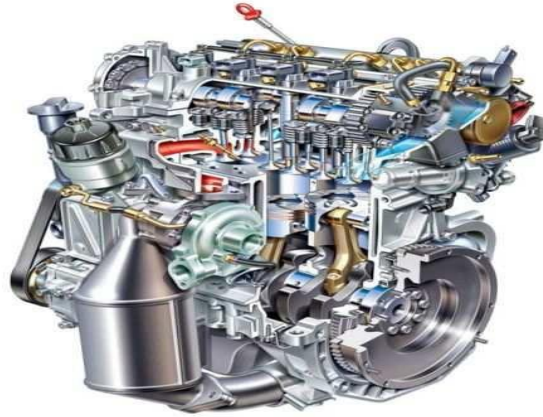


Figure I. 1 : *Vue éclatée d'un moteur Diesel moderne[11]*

I.3.2 Eléments constitutifs d'un moteur diesel

Le moteur se compose principalement de - L'équipage mobile constitué par le vilebrequin, les bielles, les pistons et le volant moteur, le bloc-cylindres en fonte ou en alliage léger comprenant un certain nombre de cylindres logements des pistons, les paliers de vilebrequin, des passages de liquide de refroidissement et des conduits d'huile.

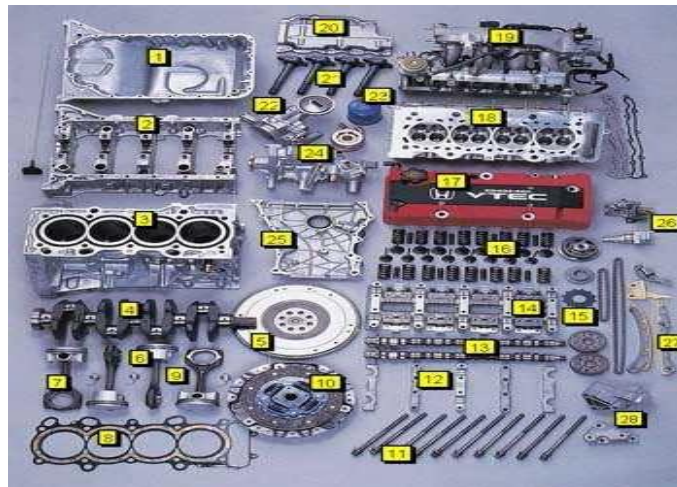


Figure I.2 : *Eléments fixes et mobile d'un moteur[11]*

1. Carter d'huile 2. Paliers 3. Bloc moteur 4. Vilebrequin 5. Volant moteur 6. Pistons 7. Bielles
8. Joint de culasse 9. Gicleurs de refroidissement des pistons 10. Disque et plateau d'embrayage (dit aussi mécanisme d'embrayage) 11. Vis de culasse 12. Paliers d'arbres à cames 13. Arbres à cames 14. Rampe de culbuteurs 15. Chaîne et pignons de distribution 16. Soupapes et ressorts de soupapes 17. Cache soupapes 18. Culasse 19. Collecteur d'admission 20. Tôle anti-émulsion de carter 21. Bobines d'allumage 22. Pompe à huile 23. Filtre à huile 24. Pompe à eau 25. Carter de distribution 26. a Electrovanne de commande 26.b Tendeurs de chaîne 27. Guides de tendeurs de chaîne 28. Supports d'accessoires

I.4 Volant moteur

I.4.1 Définition

Le volant moteur est une pièce automobile qui remplit plusieurs fonctions essentielles au sein du moteur d'une voiture. L'amélioration des performances des voitures a nécessité des aménagements sur cette pièce pour lui permettre de suivre, avec l'apparition du volant bi-masse. En maintenance automobile, ce dernier a la réputation de présenter des problèmes de fiabilité.

I.4.2 Description

Le volant moteur est une lourde pièce (5 à 10 kg) en forme de disque en fonte aciérée munie d'une frette dentée à son pourtour.

Il est placé en sortie du moteur avant l'embrayage. Il est fixé au vilebrequin par vis afin de lui transmettre le mouvement de rotation.

Bon à savoir : la fixation de la frette sur le volant moteur est assurée par un emmanchement serré, c'est-à-dire qu'elle est chauffée au montage. Son diamètre se rétracte au refroidissement la maintenant ainsi par serrage sur le volant moteur.

I.4.3 Rôle du volant moteur

A priori une pièce simple de conception, le volant moteur remplit plusieurs fonctions vitales :

- mouvement de rotation du moteur vers les roues à l'embrayage et la boîte de vitesses.
- Organe d'embrayage : s'il est solidaire et fait partie du moteur, c'est aussi un élément primordial de l'embrayage : le plateau d'embrayage est fixé par vis sur le volant moteur et plaque le disque de friction d'embrayage sur sa surface extérieure. En outre, en son centre, un roulement ou une bague permet souvent le guidage du « pignon à queue », extrémité de l'arbre primaire de boîte.
- Régulation de la rotation moteur : les combustions du moteur sont cycliques ; pour un 4 cylindres, elles se font tous les 180°, créant des irrégularités et des à-coups de fonctionnement. Le volant moteur, par son poids et la vitesse de rotation, lisse et régule ces à-coups moteur. Sans lui, si les accélérations seraient beaucoup plus rapides, le ralenti moteur serait instable et sujet à calages.
- Démarrage : la frette du volant moteur comporte des dents qui permettent l'engrenage du démarreur et l'entraînement du moteur au démarrage.



Figure I.3 : *Volant moteur*

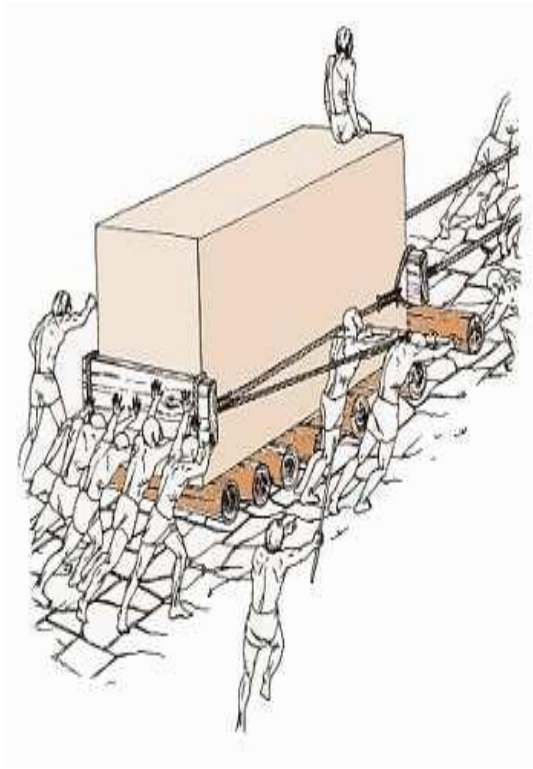
I.5 Le Roulement

I.5.1 Bref historique

La conception de mécanismes nécessite très souvent la mise en mouvement de pièces mécaniques les unes par rapport aux autres. Le frottement doit alors être minimisé afin de réduire les pertes d'énergie.

Une première idée pour réduire le frottement est de remplacer le frottement de glissement par du frottement de roulement. Historiquement, dans le cas du transport de charges lourdes, l'idée d'utiliser des rondins de bois placés sous les blocs de pierres (voir l'illustration du principe sur la Figure I -4 a)) ou les statues a été développée aux alentours de 4000-5000 ans avant J.C. pour le transport des menhirs. Dans cette même optique, les premières roues, en bois, utilisées dans les transports ont été inventées vers 4000 ans avant J-C. Ce passage du frottement de glissement au frottement de roulement a permis de réduire les frottements d'un facteur 10.

Une seconde idée pour réduire le frottement consiste à lubrifier les contacts. Dès 2400 ans avant J.C., des bas-reliefs égyptiens montrent l'usage de substances liquides versées à l'avant de « traîneaux » lors du déplacement de statues afin de réduire le frottement de glissement Figure I .4(b)). [12]



a) Remplacement du frottement de glissement par du frottement de roulement



b) Lubrification des contacts

Figure I.4 : La réduction du frottement[12]

Ces deux techniques de réduction du frottement vont donc évoluer ensemble. Le grec Diades conçoit un bélier sur une glissière à rouleaux en 330 avant J.C. (Figure 1-2 a)). Puis, les romains mettent au point une sorte de butée à billes (billes en bronze logées dans des chemins de roulement en bois) retrouvée en 1895 dans une galère coulée au fond du lac Nemi en Italie vers l'an 40 (Figure 1-2 b)). Mais, ce n'est qu'au XVème siècle que le premier roulement, muni d'une cage évitant le contact entre les éléments roulants, est imaginé et dessiné par Léonard de Vinci (Figure 1-2 c)).

Nous sommes donc en présence du premier roulement à billes. Cependant, il a fallu attendre la fin du XVIIIème siècle pour voir les premiers prototypes des roulements que nous connaissons aujourd'hui (montage sur les axes de roues du roulement breveté par P. Vaughan en 1794).

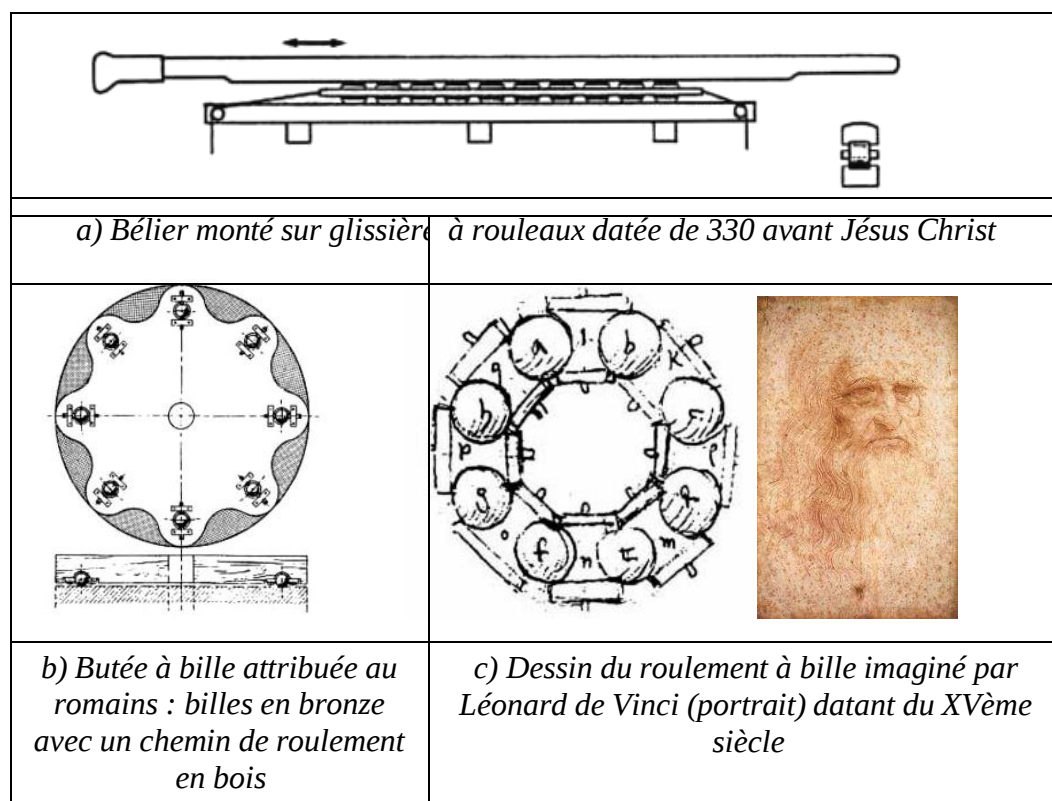


Figure I.5: Les débuts des roulements[12]

Ce n'est qu'à la fin du XIXème siècle que les premières études théoriques sérieuses ont débutées avec notamment les travaux de Hertz et sa théorie éponyme en 1881. Depuis, l'essor de l'industrie mécanique a permis le développement de travaux de recherches théoriques de plus en plus poussés dans un souci de gain de performances (notamment en termes de vitesse de rotation, de chargement et surtout de durée de vie).

I.5.2 Description

Ainsi, si nous décrivons un roulement à billes actuel, nous retrouvons (comme le montre la Figure 1-3) des éléments roulants (1), séparés par une cage (2), une bague intérieure (3) et une bague extérieure (4) munies de chemins de roulement.

Le roulement à billes permet de remplacer le frottement de glissement par du frottement de roulement. Néanmoins, les divers corps en contact (bague intérieure et billes par exemple) présentent des différences de vitesses dans leurs zones de contact qui vont générer du glissement local. En effet, ce frottement est généré par la surface la plus rapide qui va avoir tendance à « tirer la surface lente.[13]

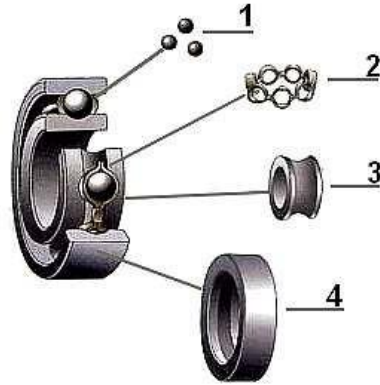


Figure I.6 : *Le roulement à billes.*[12]

I.5.3 Types et caractéristique des roulements

I.5.3.1 Conception et classification

Les roulements sont généralement composés de deux bagues, d'éléments roulants et d'une cage, et ils sont classés en roulements radiaux et butées en fonction de la direction de la force principale. De plus, la nature des éléments roulants les classe en roulements à billes ou roulements à rouleaux, et ils sont ensuite divisés selon leur conception ou leur utilisation spécifique. Les types de roulements les plus répandus et la désignation de leurs éléments sont montrés Figure I.7.[12]

I.5.3.2 Caractéristiques des Roulements

En comparaison avec les paliers lisses, les roulements ont les avantages principaux suivants [12]:

- Leur couple de démarrage ou glissement est inférieur, et la différence entre le couple de démarrage et de fonctionnement est faible avec le progrès de la standardisation mondiale, les roulements sont disponibles et interchangeables internationalement
- La maintenance, le remplacement et l'analyse est facile car la structure des roulements est simple.
- Beaucoup de roulements ont la capacité de supporter simultanément ou indépendamment des charges axiales et radiales.
- Les roulements peuvent être utilisés sous de larges plages de températures.
- Les roulements peuvent être préchargés afin d'obtenir un jeu négatif et une meilleure rigidité.

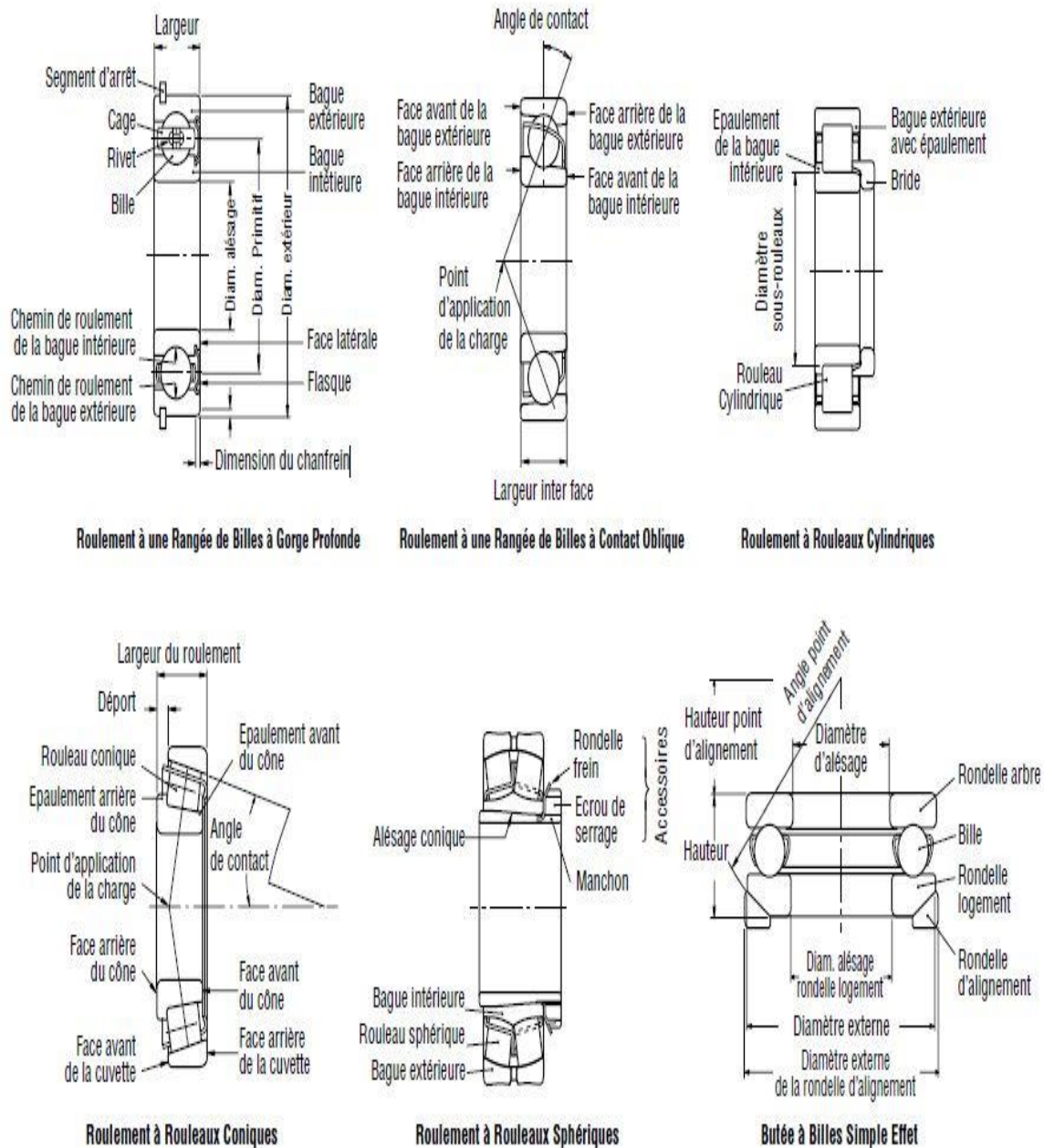


Figure I.7 : Nomenclature des Eléments des Roulements[12]

I.5.4 Types des roulements

I.5.4.1 Roulements rigides à billes

Les roulements rigides à billes à une rangée ont une conception simple et ne sont pas séparables. Ils admettent des vitesses de rotation élevées et fonctionnent correctement avec un minimum d'entretien. Grâce à la profondeur des gorges, à l'absence d'encoches de remplissage et à l'osculation étroite entre chemins et billes, ces roulements peuvent supporter des charges axiales importantes dans les deux sens, même aux vitesses élevées.

Les roulements rigides à deux rangées de billes ont une conception analogue à celle des roulements à une rangée.[13]



Figure I.8 : Roulements rigides à billes [13]

I.5.4.2 Roulements rigides à billes avec flasques ou joints

Les roulements rigides à billes à une rangée sont disponibles avec flasques de protection (sans frottement) ou joints d'étanchéité (avec frottement) sur l'un des côtés ou sur les deux. Les flasques métalliques forment un passage étroit au niveau de la surface cylindrique de l'épaule de la bague intérieure, tandis que les lèvres des joints en caoutchouc synthétique résistant à l'huile et à l'usure viennent en appui sur des chanfreins pratiqués dans la bague intérieure. [13]

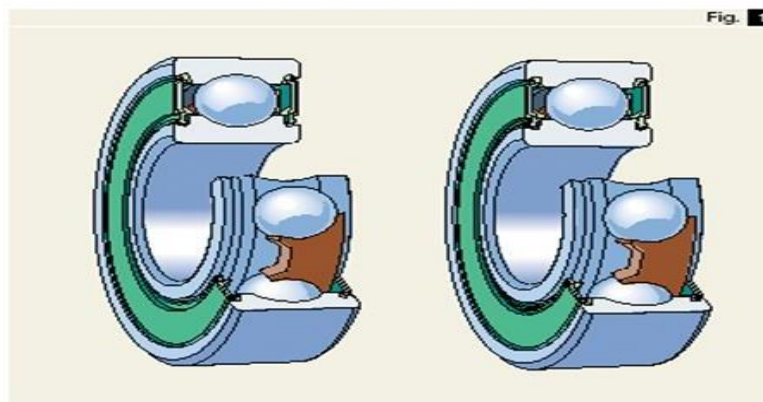


Figure I.9 : Roulements rigides à billes avec flasques ou joints[13]

I.5.4.3 Roulements à rotule sur billes

Les roulements à rotule sur billes peuvent être livrés avec joints d'étanchéité (à frottement) des deux côtés. Dans ce cas, il faut suivre les mêmes prescriptions que pour les roulements rigides ainsi équipés. [13]



Figure I.10 : Roulements à rotule sur billes[13]

I.5.4.4 Roulements à billes à contact oblique

Les roulements à billes à contact oblique, à une ou deux rangées, du fait de leur angle de contact (angle de la ligne d'action de la charge avec un plan perpendiculaire à l'axe du roulement) conviennent particulièrement aux cas de charge combinée.[13]



Figure I.11 : Roulements à billes à contact oblique[13]

I.5.4.5 Roulement à deux rangées de billes à contact oblique

Un roulement à deux rangées de billes à contact oblique remplit la même fonction que deux roulements à une rangée disposée en O, il admet les charges axiales alternées et les couples de déversement. Sa largeur est cependant inférieure à la largeur totale de deux roulements à une rangée.[13]

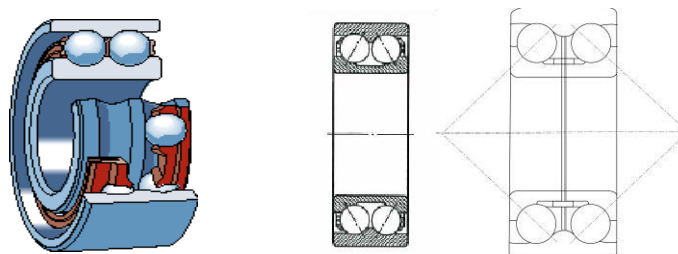


Figure I.12 : Roulement à deux rangées de billes à contact oblique[13]

I.5.4.6 Roulements à quatre points de contact

Les roulements à quatre points de contact sont des roulements à une rangée de billes à contact oblique conçus pour supporter des charges axiales dans les deux sens. Leur bague intérieure est en deux pièces ; cette particularité permet d'introduire un grand nombre de billes dans le roulement qui, de ce fait, possèdent une capacité élevée. Ces roulements sont séparables ; on peut donc monter l'ensemble bague extérieure-cage- éléments roulants indépendamment de la bague intérieure.[13]

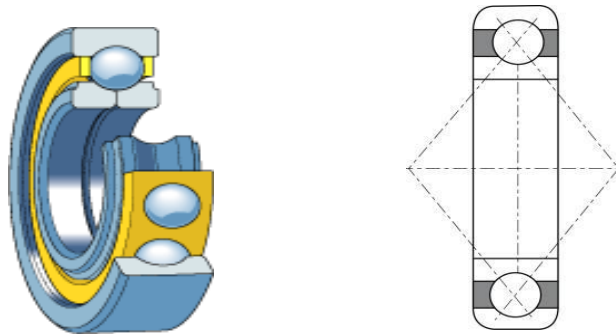


Figure I.13: Roulements à quatre points de contact[13]

I.5.4.7 Roulements à rouleaux cylindrique

Les différents types sont caractérisés par le nombre et la position des épaulements. Parmi ces roulements, on en trouve à une, deux ou plusieurs rangées de rouleaux.

Les éléments roulants sont guidés axialement par les épaulements fixes de l'une des deux bagues, l'autre dite libre pouvant être séparée de l'ensemble bague épaulée – cage et rouleaux. Cette propriété facilite beaucoup les opérations de montage et de démontage, notamment lorsque les conditions de charge exigent un ajustement serré de deux bagues.

Les roulements de type NU ont deux épaulements fixes sur la bague intérieure et une bague extérieure sans épaulements. Ils admettent donc, dans une certaine mesure, un déplacement axial d'une bague par rapport à l'autre et sont par conséquent comme palier libre.

Les roulements de type N ont deux épaulements sur la bague intérieure et la bague extérieure sans épaulements.

Les roulements à rouleaux cylindriques NJ ont deux épaulements fixes sur la bague extérieure et un épaulement sur la bague intérieure ; ils ne peuvent donc guider l'arbre que dans un sens.

Les roulements à rouleaux cylindriques NUP ont également deux épaulements fixes sur la bague extérieure. La bague intérieure a un épaulement fixe d'un côté et un épaulement rapporté de l'autre. Ils peuvent donc guider l'arbre dans les deux sens.[13]

Les cages sont en tôle en acier ou en laiton ou encore en polyamide moulé par injection

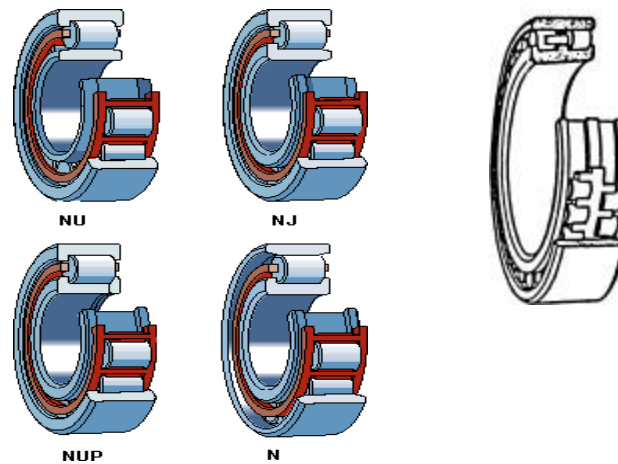


Figure I.14 : Roulements à rouleaux cylindrique[13]

I.5.4.8 Roulements à rotule sur rouleaux

Les roulements à rotule sur rouleaux comportent deux rangées de rouleaux avec un chemin de roulement sphérique commun dans la bague extérieure. L'ensemble bague intérieure-cage-éléments roulants peut donc basculer librement à l'intérieur de la bague extérieure et compenser ainsi, dans une certaine mesure, un défaut d'alignement ou une flexion de l'arbre.[13]

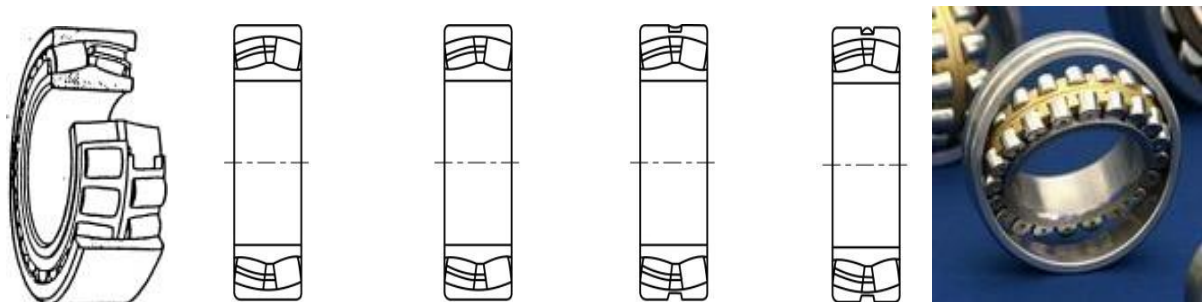


Figure I.15 : Roulements à rotule sur rouleaux[13]

I.5.4.9 Roulements à aiguilles

Ces roulements sont assez particuliers. Ils ont une forme très allongée, ce qui leur permet de supporter de fortes charges radiales dans un encombrement très réduit mais ils n'acceptent aucune charge axiale. Seuls les roulements combinés, composés d'une buté à aiguilles et d'une cage à aiguilles, supportent les deux charges à la fois.[13]

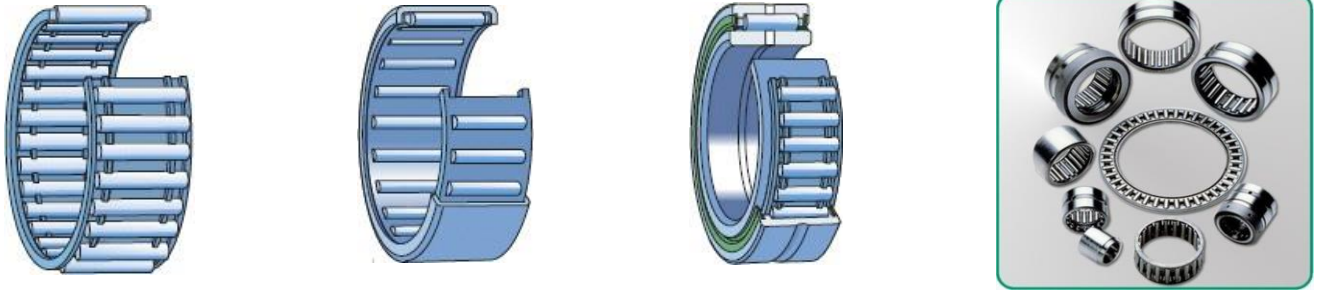


Figure I.16 : *Roulements à aiguilles*[13]

I.6 Conclusion

Ce chapitre est constitué une étude bibliographique. Les articulations des ensembles agissant sur la stabilité de la moteur diesel et des rappels et de définitions de notions liées aux roulement , dans le but de donner une vision assez large sur les travaux effectués dans le corde de roulement et les différents phénomènes qui influent sur les fors thermomécanique et leurs caractéristiques

Chapitre II

Etude thermomécanique sur MCI

II .1 Introduction

Dans cette section, nous allons présenter les principales relations du moteur à combustion interne dans le domaine de la thermodynamique et comparer la courbe réelle avec la théorie du moteur. Nous avons également calculé les dimensions du roulement ainsi que le calcul de la température et de la pression dans chaque phase du cycle à quatre temps, ce qui est important pour déterminer la nature du chargement thermique.

II .2 Cycle thermodynamique de moteur diesel

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané par compression du carburant.

Le cycle comporte une compression adiabatique, une combustion à pression constante, une détente adiabatique et un refroidissement à volume constant.

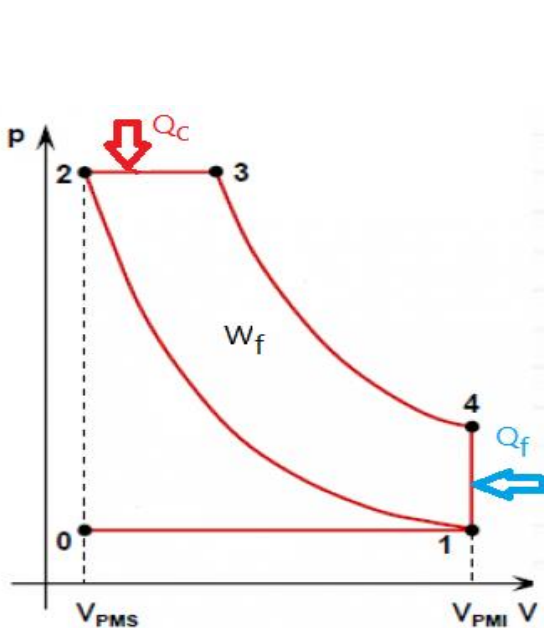


Figure II 1 : cycle theorique de moteur diesel

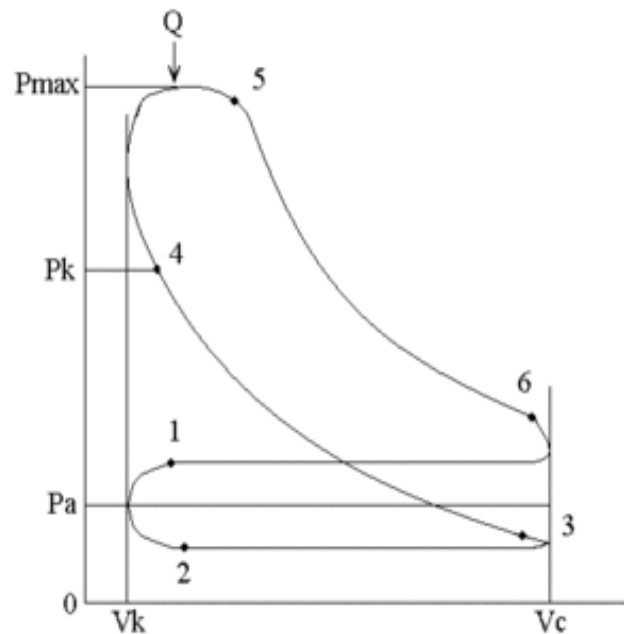


Figure II 2: cycle reel de moteur diesel

Les quatre temps du moteur Diesel sont:

- 0-1: admission d'air (descente du piston) ; (transformation isobar)
- 1-2: compression de l'air ; (transformation compression adiabatique)
- 2-3-4: combustion : injection du carburant qui se mêle à l'air comprimé et on a la combustion rapide du mélange;(2-3 transformation échauffement isobare , 3-4 transformation détente adiabatique)
- 4-1: échappement des gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement (transformation refroidissement isochore)

II .2.1 Rendement thermique d'un moteur diesel

1- En fonction de quantité de chaleur :

$$\eta = \frac{-W_f}{Q_c} \quad (II . 1)$$

Ou :

W_f : travail fournit [J]

Q_c : quantité de chaleur de source chaude [J]

En applique le première et deuxième principe de thermodynamique :

$$\Delta U_{cycle} = \Delta Q + \Delta W \quad (II . 2)$$

$$\Delta U_{cycle} = 0 \quad (II . 3)$$

$$\Delta Q_{cycle} = -\Delta W$$

$$\Delta Q_{cycle} = Q_c + Q_f \Rightarrow -W_{cycle} = Q_c + Q_f$$

$$\eta = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c}$$

$$\eta = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} \quad (II . 4)$$

Ou :

ΔU : Energie interne [J]

ΔQ : quantité de chaleur [J]

ΔW : travail [J]

Q_f : quantité de chaleur de source froid

2- En fonction de température

$$Q_c = nC_p (T_3 - T_2) \quad (II . 5)$$

$$Q_f = nC_v (T_1 - T_4) \quad (II. 6)$$

$$\eta = 1 + \frac{nC_v (T_1 - T_4)}{nC_p (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{\gamma (T_3 - T_2)} \quad (II. 7)$$

Ou :

C_p : capacite calorifique a pression constant [KJ.Kg⁻¹K⁻¹]

C_v : capacite calorifique a volume constant [KJ.Kg⁻¹K⁻¹]

γ : coefficient de gaz parfait (gamma)

3- En fonction du taux de compression α et du rapport de détente β :

$$\alpha = \frac{V_1}{V_2}, \quad \beta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3}$$

1-2 transformation compression adiabatique :

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = T_2 \alpha^{1-\gamma} \quad (II. 8)$$

3-4 transformation détente adiabatique :

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \beta^{1-\gamma} \quad (II. 9)$$

Le rendement:

$$\eta = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{\gamma (T_3 - T_2)} = 1 + \frac{(T_2 \alpha^{1-\gamma} - T_3 \beta^{1-\gamma})}{\gamma (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 + \frac{\alpha^{1-\gamma} - \alpha \beta^{-\gamma}}{\gamma \left(\frac{\alpha}{\beta} - 1 \right)} \quad (II. 10)$$

II.3 Modélisation des transferts thermiques

Un aspect important de la modélisation thermique réside dans le niveau de finesse apportée à l'analyse. L'approche globale consiste à considérer le système étudié, comme un seul élément isotherme. La température correspondante résulte ainsi de l'équilibre entre la puissance dissipée au sein du système et les échanges de chaleur avec le milieu extérieur. L'échauffement global d'un roulement peut être modélisé par cette approche [14], mais ne permet cependant pas d'estimer la température des différents composants.

Les analyses par éléments finis s'attachent quant à elles à décrire finement le gradient de température au sein du système considéré. La figure II.3 illustre les distributions de température estimées par cette méthode, dans des roulements à billes [15], [16].

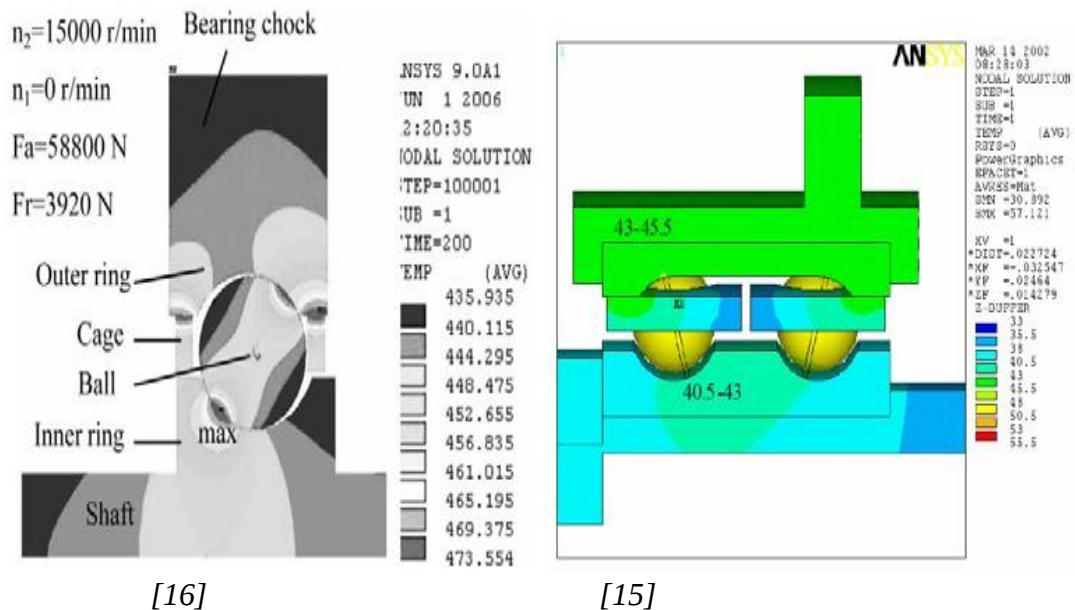


Figure II.3: Exemples de modélisation par éléments finis de l'échauffement de paliers à roulements

Les niveaux moyens de température sont directement dépendants des conditions aux limites imposées telles que les échanges convectifs et les sources de chaleur. De plus, dans la mesure où ces conditions aux limites sont dépendantes de l'échauffement correspondant, un couplage thermo-mécanique doit être envisagé. Du fait de la finesse des maillages, les temps de calculs associés sont cependant bien trop importants pour permettre une analyse paramétrique simple de mise œuvre.

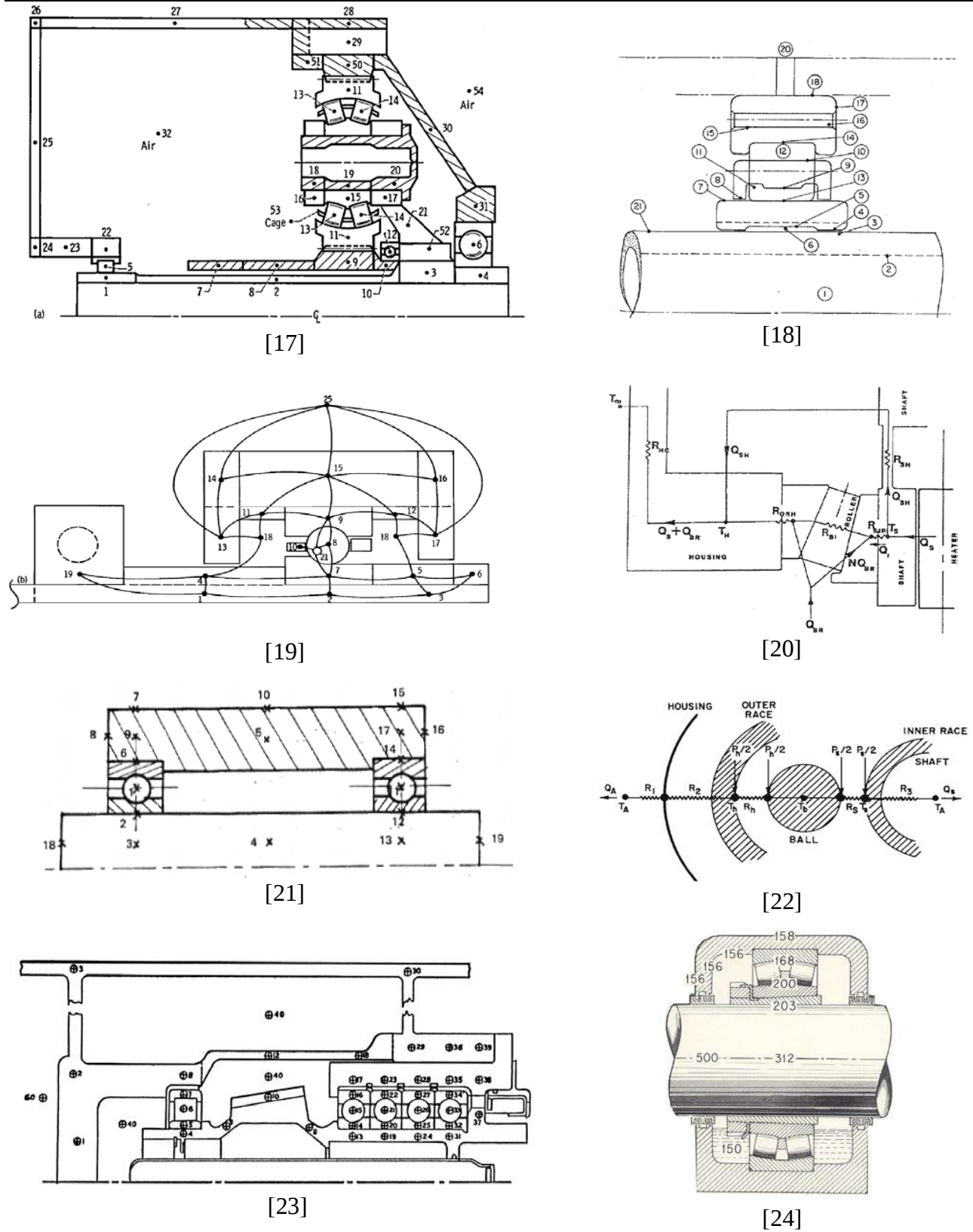


Figure II.4: Différentes résolutions par réseau thermique de l'échauffement de paliers à roulements

La méthode des réseaux thermiques est une technique ancienne mais toujours d'actualité, en ce sens que robustesse et simplicité la caractérisent. Un état de l'art non exhaustif indique que de nombreuses études de ce type ont porté sur des transmissions mécaniques et plus particulièrement sur des paliers à roulements ([25], [26], [22], [27], [28], [17], [29], [30], [31], [24], [21], [32], [19], [23], [33], [18], [20]). La figure I.2

présente ainsi quelques illustrations des réseaux thermiques associés.

La méthode des réseaux présente l'avantage d'être un bon compromis entre le niveau d'informations obtenus et la rapidité des calculs associés pour pouvoir envisager un couplage thermo mécanique. C'est pourquoi nous avons retenu cette approche.

II .3 .1 La méthode dite des réseaux thermiques

L'idée principale de cette approche est de conserver un niveau de discrétisation suffisamment macroscopique du système en question afin de diminuer notablement les temps de calcul. Cette simplification ne doit cependant pas faire perdre de vue que la pertinence d'un réseau thermique est sujette à une très bonne expertise des mécanismes des transferts thermiques. Ainsi le recul et l'expérience sont des outils précieux dans la compréhension des phénomènes mis en jeu et dans la détermination de la finesse des modèles à leur associer.

Le premier principe de la thermodynamique indique la conservation d'énergie dans un système fermé sous la forme :

Vitesse de variation d'énergie interne d'un système	=	Puissance transférée au système	+	Puissance générée dans le système
---	---	------------------------------------	---	--------------------------------------

$$mc_p \frac{dT}{dt} = (\dot{Q}_{entrant} - \dot{Q}_{sortant}) + \dot{Q}_{interne} \quad (II . 11)$$

L'énergie interne du système est caractérisée par :

- son inertie thermique qui est le produit de la masse (m) et de la chaleur spécifique (Cp),
- la variation de sa température (T) au cours du temps (t) : $\frac{dT}{dt}$

La variation d'énergie interne est directement liée aux échanges de chaleur avec d'autres systèmes et à la génération interne de chaleur (figure II.5). Il existe différents types d'échanges : les modes de transferts thermiques, qui sont au nombre de trois :

- la conduction : qui caractérise le transport au sein des corps,
- la convection : qui caractérise le transport entre un solide et un fluide en mouvement,
- le rayonnement : qui caractérise le transport entre des solides séparés par un espace.

Un système dépend de son environnement qui lui-même se trouve être affecté. La difficulté réside donc dans une détermination pertinente de l'étendu à donner à l'analyse, qui bien souvent est fixée par la présence d'éléments dont la température est connue (air ambiant, ...).

Considérant chaque système comme isotherme, il sont considérés de manière ponctuelle et désignés sous le terme de « noeuds » du fait des connections multiples qui existent entre eux.

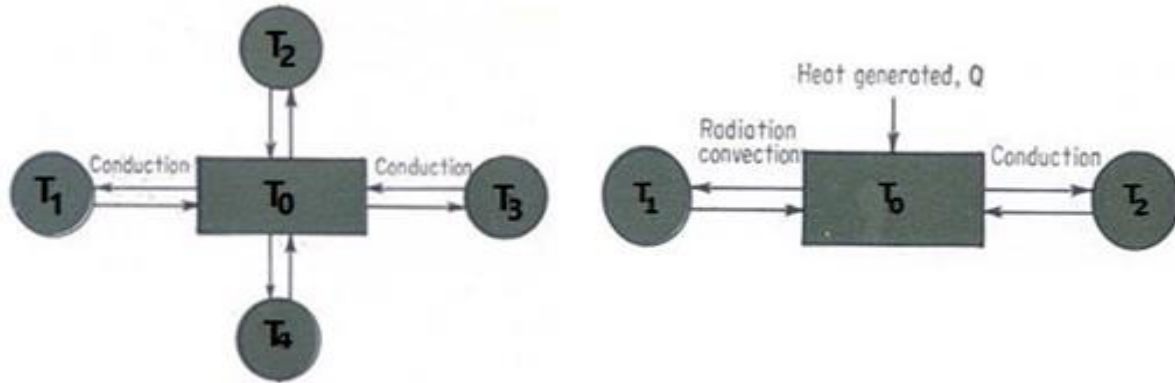


Figure II 5: Transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement entre un système et son environnement [24]

L'analyse des transferts thermiques montre que le flux de chaleur existant entre deux noeuds (i et j) peut s'exprimer par une fonction de la différence de température entre ceux-ci.

$$Q_{i-j} \propto (T_j - T_i) \quad (II. 12)$$

Cette formulation tend à montrer une certaine analogie avec le domaine électrique où l'on considère en lieu et place des flux de chaleur, des intensités électriques et pour les températures des potentiels électriques. De cette manière, la proportionnalité entre flux et température s'exprime au travers d'une résistance non pas électrique mais thermique. Du fait de l'influence de la température sur certaines résistances thermiques, la relation suivante n'est pas forcément linéaire et nécessite un calcul itératif :

$$(T_j - T_i) = R_{th,i-j} Q_{i-j} \quad (II. 13)$$

La mise en place du modèle thermique se fait donc en trois étapes :

- détermination des différents noeuds à considérer,
- connexion de ces noeuds par des résistances thermiques associées aux différents modes d'échanges thermique (conduction, convection, rayonnement),
- détermination des conditions aux limites : températures imposées et/ou flux de chaleur imposés.

II .3 .2 Les résistances associées aux différents modes des transferts de chaleur

II.3.2.1 La conduction

La conduction caractérise le transfert de chaleur au sein d'un solide d'un point chaud vers un point froid. La loi de Fourier décrit ces échanges en reliant le flux de chaleur surfacique (q) au gradient de température et à la conductivité thermique (k) du matériau :

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (II . 14)$$

Ainsi dans le cas unidimensionnel appliqué à une barre de longueur L et de section constante A , le flux de chaleur Q_{i-j} de l'extrémité i à j , s'exprime de la manière suivante :

$$Q_{i-j} = \frac{kA}{L} (T_j - T_i) \quad (II . 15)$$

La résistance thermique associée à la conduction dans une barre peut alors être exprimée par :

$$R_{th,i-j} = \frac{L}{kA} \quad (II . 16)$$

Une analyse similaire sur la conduction radiale dans un cylindre creux, soumis à une différence de température T_i et T_j respectivement sur les faces interne et externe conduit à :

$$R_{th,i-j} = \frac{1}{2\pi kL} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \quad (II . 17)$$

où :

- r_o : rayon extérieure du cylindre [m]
- r_i : rayon intérieure du cylindre [m]
- L : longueur du cylindre [m]

Remarque : en appliquant la loi de Fourier dans la relation sur la conservation d'énergie, et en supposant la conductivité thermique constante, celle-ci peut alors s'exprimer sous la forme cartésienne:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q_v \quad (II . 18)$$

où :

- Q_v : production volumique de chaleur [$W \cdot m^{-3}$]

II.3.2.2 La convection

La convection qui caractérise les échanges de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement est certainement l'aspect le plus sensible dans l'estimation des échanges thermiques. Les écoulements du fluide ainsi que ses caractéristiques influencent fortement les niveaux de transferts thermiques. Ceux-ci sont souvent décrits par analogie avec des configurations simples (plaque, sphère, ...) pour lesquelles les lois d'échanges sont bien connues.

Il est possible de déterminer deux types de convection :

- la convection forcée : la vitesse du fluide par rapport au solide est fixée par une source externe (vent, jet, ...)
- la convection naturelle : la vitesse du fluide résulte de l'équilibre thermodynamique du système, les phases froides tombant par gravité là où les courants chauds montent.

Dans le premier cas, il est possible d'exprimer le flux de chaleur proportionnellement à la différence de température entre le fluide j et le solide i :

$$Q_{cv,i-j} = \frac{kA}{L} Nu (T_j - T_i) \quad (II. 19)$$

où :

- k : conductivité thermique du fluide [$W.m^{-1}.^{\circ}C$]
- A : surface d'échange [m^2]
- L : grandeur caractéristique [m]
- Nu : nombre de Nusselt [-]

Il est ainsi possible de définir une résistance thermique de convection de la manière suivante :

$$R_{th,cv,i-j} = \frac{1}{Ah_c} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{k.Nu} \right) \quad (II. 20)$$

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel qui représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Ainsi pour une valeur proche de 1, caractéristique d'un fluide stagnant, les effets de conduction sont prédominants. Des valeurs plus importantes représentent une agitation plus importante qui favorise le transfert d'énergie.

L'application du théorème de Vaschy-Buckingham à un problème de convection forcée fait apparaître que le nombre de Nusselt est fonction de deux autres paramètres adimensionnés :

$$Nu = f (Re, Pr) \quad (II. 21)$$

où :

- Re : nombre de Reynolds [-]
- Pr : nombre de Prandtl [-]

Le nombre de Reynolds (Re) représente le ratio, dans un écoulement fluide, entre les efforts d'inertie et les forces visqueuses et caractérise ainsi le type d'écoulement qui peut être de trois types :

- écoulement laminaire : pour un nombre de Reynolds faible, les effets visqueux sont prépondérants et les éléments de fluide restent groupés.
- Régime transitoire : les forces d'inertie deviennent prépondérantes mais l'écoulement reste laminaire.
- Ecoulement turbulent : pour de fortes valeurs du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (II . 22)$$

où :

- V : vitesse du fluide [$m . s^{-1}$]
- L : longueur caractéristique [m]
- ν : viscosité cinématique [$m^2 . s^{-1}$]

Le nombre de Prandtl (Pr) représente quant à lui le rapport qui existe entre la quantité de mouvement (la viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. Il compare ainsi la rapidité des phénomènes hydrauliques et thermique. Un nombre de Prandtl élevé traduit ainsi que le profil de température au sein du fluide est fortement influencé par le profil de vitesse.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (II . 23)$$

où :

- α : diffusivité thermique [$m^2 . s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique [$m^2 . s^{-1}$]

La convection forcée sur une plaque plane soumise à un flux d'air parallèle a fait l'objet de nombreuses études tant analytiques, numériques qu'expérimentales. Le nombre de Nusselt moyen exprimé pour un écoulement laminaire et turbulent est bien souvent utilisé car représentatif des phénomènes physiques mis en jeu :

$$Nu = 0.664 . Re^{1/2} Pr^{1/3} \text{ pour } Re < 5.10^5 \quad (II . 24)$$

$$Nu = (0.037 . Re^{0.8} - 850) Pr^{1/3} \text{ pour } Re > 5.10^5 \quad (II . 25)$$

La dimension caractéristique à prendre en compte dans le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt est la longueur L de la plaque.

L'analyse du transfert de chaleur par convection naturelle fait apparaître que le nombre de Nusselt est fonction de deux paramètres adimensionnés :

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (II. 26)$$

où :

- Gr : nombre de Grashoff [-]
- Pr : nombre de Prandtl [-]

Le nombre de Grashof (Gr) représente le ratio entre les efforts de forces de gravité et les forces visqueuses et se définit par :

$$Gr = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L^3}{\nu^2} \quad (II. 27)$$

où :

- V : vitesse du fluide [$m \cdot s^{-1}$]
- L : grandeur caractéristique [m]
- ν : viscosité cinématique [$m^2 \cdot s^{-1}$]
- β : coefficient de dilatation [K^{-1}]
- ΔT : gradient de température [K]

Il est à noter que la variation des caractéristiques du fluide avec la température entraîne des comportements fortement non linéaires lors de la résolution des équilibres thermiques.

I.3.2.3 Le rayonnement

Le rayonnement désigne les échanges de chaleur entre deux solides séparés par un espace. Il trouve un exemple simple dans le rayonnement solaire. La puissance qu'irradie un corps peut s'exprimer par la relation suivante :

$$q \propto \sigma T^4 \quad (II. 28)$$

où :

- σ : constante de Stefan Boltzmann, $8245.67.10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$
- q : flux de chaleur surfacique [$W \cdot m^{-2}$]
- T : température du corps [K]

Cette irradiation constitue une perte d'énergie qui peut cependant être compensée par le fait que les corps environnants irradient eux aussi. Le transfert thermique résulte ainsi d'un équilibre entre l'émission et la réception. En faisant l'hypothèse des corps gris, les flux de chaleur peuvent s'exprimer par la formulation suivante :

$$Q_{i-j} = f(\varepsilon_i, \varepsilon_j, A_i, A_j, F_{i-j}) \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (II. 29)$$

où :

- F : facteur de forme [-]
- A : surface d'émission [m^2]
- ε : émissivité thermique [-]

La forte non linéarité de cette expression tend cependant à complexifier les calculs. Dans le cas où la surface i rayonne dans un espace beaucoup plus grand, l'expression ci-dessus peut se mettre sous la forme simplifiée suivante :

$$Q_{i-j} \approx A_i h_{r,i-j} (T_j - T_i) \quad (II. 30)$$

avec :

$$h_{r,i-j} \approx \varepsilon_i \sigma (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j) \quad (II. 31)$$

La résistance thermique associée à ce rayonnement s'exprime alors sous la forme :

$$R_{th,i-j} = \frac{1}{h_r A} \quad (II. 32)$$

II.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on explique des relations thermodynamiques dans le moteur à combustion interne (moteur diesel) .

Chapitre III

Modélisation par la méthode des éléments finis d'un roulement

III . 1 Introduction

La méthode des éléments finis (M.E.F.) est un des outils les plus efficaces et les plus généraux pour l'analyse des structures dans de nombreux secteurs de l'industrie : aérospatial, automobile, nucléaire, génie civil, construction navale, mécanique, constructions off-shore, etc.

Dans le domaine du calcul des structures, la M.E.F. est une technique à caractère pluridisciplinaire qui met en œuvre des connaissances relevant de plusieurs disciplines de base telles que la mécanique des structures, l'analyse numérique et l'informatique appliquée. Les bases théoriques de la M.E.F. reposent d'une part sur les méthodes énergétiques de la mécanique des structures et d'autre part sur les méthodes d'approximation spatiale des fonctions (Ritz, Galerkin).

La M.E.F. est basée sur une décomposition du domaine dans lequel on désire effectuer la simulation en sous-domaines de forme géométrique simple appelés 'éléments finis' pour lesquels on procède à des approximations nodales des champs de déplacements ou de contraintes qui prennent en général la forme de fonctions polynomiales. L'ensemble de ces éléments constitue ce que l'on appelle le maillage du domaine. Ces éléments sont liés par un nombre fini de conditions de continuité, exprimées en certains points communs à plusieurs éléments appelés 'nœuds'.

Ce sont les méthodes classiques du calcul des structures, méthode des déplacements et méthode des forces, qui sont à la base de la M.E.F.

Selon que l'on approxime le champ des contraintes ou le champ des déplacements on crée le modèle contrainte ou le modèle déplacement. Le modèle déplacement semble plus commandé à mettre en œuvre car il s'adapte généralement mieux aux problèmes de calcul des structures et sera adopté dans ce qui suit. Dans la méthode des déplacements, la formulation du problème est faite en fonction des déplacements aux nœuds qui sont les inconnues cinématiques. La structure est préalablement discrétisée en éléments finis. Le calcul est conduit suivant deux niveaux de formulation : élémentaire au niveau de l'élément fini et globale au niveau de la structure complète.

III .2 Concept de base de la méthode des éléments finis

III.2.1-La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini

Pour chaque élément et dans un repère local, on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements à l'intérieur de cet élément en termes de déplacements nodaux. Puis, on calcule pour chaque élément ses matrices de rigidité et de masse ainsi que son vecteur des forces. Ces caractéristiques élémentaires sont transformées par la suite dans le repère global de la structure.

III.2.2-La formulation globale au niveau de la structure complète

Elle consiste à rechercher pour la structure complète l'expression matricielle de l'énergie potentielle en fonction des déplacements inconnus en tous les nœuds de la structure.

Cette étape nécessite l'assemblage des matrices de rigidité et de masse et les vecteurs forces et déplacements de la structure à partir des caractéristiques élémentaires (matrices de rigidité et de masse et vecteurs forces et déplacements de chaque élément).

III.3 Démarche de formulation éléments finis

III.3.1 Discrétisation de la structure en éléments finis

C'est l'ensemble des opérations à effectuer pour établir le modèle mathématique de calculs représentant au mieux la structure réelle. Pratiquement cette idéalisation consiste du point de vue topologique, à ramener la structure à une géométrie simple ; c'est ainsi qu'on réduit les éléments unidimensionnels à leur axe et on définit les conditions d'appuis et les charges. Au point de vue rhéologique, elle consiste à choisir la loi constitutive du matériau et à déterminer les constantes qui définissent cette loi.

III.3.2 Construction de nodale par sous domaine

Pour chaque élément, on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements $u^e(x, y, z)$ à l'intérieur de cet élément en termes de déplacements nodaux U^e . Ce modèle peut être représenté de façon commode par une expression polynomiale contenant un coefficient inconnu pour chaque degré de liberté. Soit

$$U^e(X, Y, Z) = N^T U^e \quad (III\ 1)$$

où N est la matrice d'interpolation reliant les déplacements d'un point intérieur de l'élément aux déplacements nodaux.

III.3.3 Etablissement de la relation entre déformations et déplacements

Il s'agit ici de trouver la matrice B reliant les déformations ε de l'élément à ses déplacements nodaux U^e . Cette relation est exprimée par :

$$\{\varepsilon\} = B U^e \quad (III\ 2)$$

III.3.4 Etablissement de la relation entre contraintes et déformations

Pour un matériau élastique linéaire, les contraintes σ sont des fonctions linéaires des déformations ε . Elles sont exprimées par l'expression :

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad (III\ 3)$$

Où $[D]$ est la matrice d'élasticité.

III.3.5 Calcul des matrices élémentaires

Cette étape constitue la partie la plus importante du problème. Les déplacements U^e aux nœuds sont déterminés de telle façon que les contraintes engendrées dans l'élément équilibrent le chargement extérieur F^e , c'est-à-dire que :

$$\overline{K^e U^e} = \overline{F^e} \quad (III\ 4)$$

Où K^e est la matrice de rigidité de l'élément exprimée dans le repère local. Elle est déduite de l'énergie de déformation de l'élément et exprimée par :

$$\overline{K^e} = \int_0^v B^T D B d\nu \quad (III\ 5)$$

Il faut aussi calculer la matrice de masse M^e de chaque élément. Cette matrice est déduite de l'énergie cinétique de l'élément .

Dans le repère local de l'élément, cette matrice est donnée par l'expression :

$$\overline{M^e} = \int_0^v \rho N^T N d\nu \quad (III\ 6)$$

où ρ est la masse volumique du matériau constituant l'élément.

Finalement, on exprime les matrices K^e , M^e , U^e et F^e dans le repère global défini pour toute la structure.

III.3.6 Assemblage des matrices élémentaires

La phase de l'assemblage consiste à construire les matrices K , M et F de la structure complète à partir des matrices élémentaires K^e , M^e , U^e et F^e , exprimées dans le repère global, des différents éléments en sommant les énergies de déformation et cinétique de chaque élément.

Pour une structure formée de poutres, on ne peut pas sommer les matrices directement, car elles ne sont pas exprimées en fonction des mêmes variables. Pour chaque élément, il faut localiser la position des variables nodales dans le vecteur des déplacements de l'ensemble des nœuds de la structure. Cette opération consiste à ranger les termes des matrices élémentaires dans une matrice globale. La forme de cette matrice dépendra de l'ordre dans lequel sont définies les variables globales.

III.4 Présentation du problème

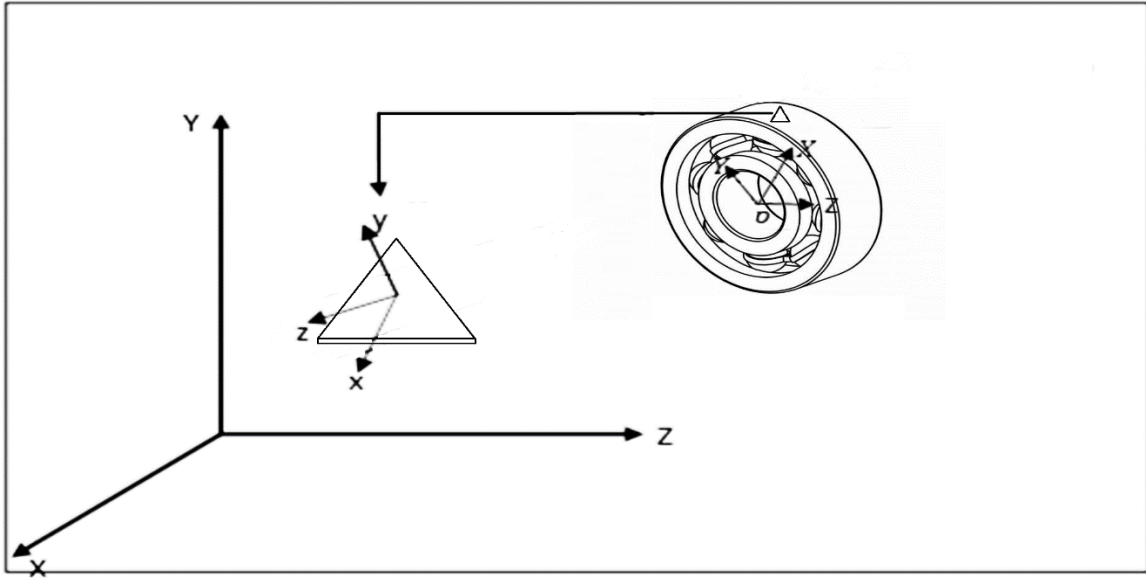


Figure III.1: *Système de coordonnées local et global de roulement*

(x,y et z) repère local

(X,Y et Z) repère global

III.5 les hypothèses de travail

Pour décrire la variation du second degré de la force inertielle centrifuge dans la direction axiale, l'interpolant fonction quadratique est l'élément 3 nœud (I.J.K.) à cinq degrés de liberté à chaque nœud: trois translations dans (U_x, U_y, U_z) suivants x, y, z, et deux rotations (θ_x, θ_z) suivant x, z.

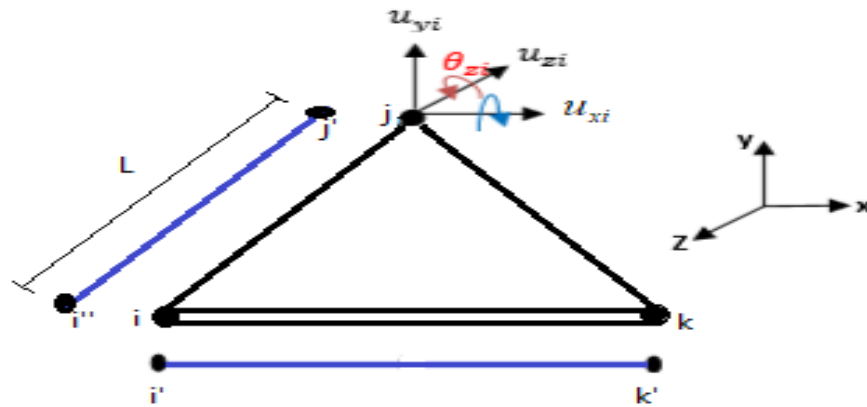


Figure III.2: *Degrés de liberté et de nœuds de faisceau élément de roulement*

III.5.1 Fonction de forme

Le vecteur des déplacements nodaux est :

$$U = \begin{bmatrix} u_{0xi} & u_{0zi} & u_{0yi} & \theta_{xi} & \theta_{zi} & \dots & u_{0xk} & u_{0zk} & u_{0yk} & \theta_{xk} & \theta_{zk} \end{bmatrix}^T$$

$$\begin{bmatrix} u_{0x} \\ u_{0z} \\ u_{0y} \\ \theta_x \\ \theta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & N_k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & N_k \end{bmatrix} *$$

$$\begin{bmatrix} U_{0xi} & U_{0zi} & U_{0yi} & \theta_{xi} & \theta_{zi} & \dots & U_{0xk} & U_{0zk} & U_{0yk} & \theta_{xk} & \theta_{zk} \end{bmatrix}^T \quad (III 7)$$

Avec u_{0x} est un déplacement suivant l'axe x, u_{0y} déplacement suivant y, u_{0z} déplacement suivant l'axe z, et θ_x θ_z rotations autour les axes x et z respectivement.

III.5.2 Détermination de fonction d'interpolation Ni

La forme la plus efficace pour déterminé Ni est forme de Lagrange :

$$U_{0x} = N_i u_{0xi} + N_j u_{0xj} + N_k u_{0xk} \quad (III 8)$$

$$U_{0y} = N_i u_{0yi} + N_j u_{0yj} + N_k u_{0yk} \quad (III 9)$$

$$U_{0z} = N_i u_{0zi} + N_j u_{0zj} + N_k u_{0zk} \quad (III 10)$$

$$\theta_x = \frac{\partial u_{0y}}{\partial z} = N_{i,z} \theta_{xi} + N_{j,z} \theta_{xj} + N_{k,z} \theta_{xk} \quad (III 11)$$

$$\theta_z = \frac{\partial u_{0y}}{\partial x} = N_{i,x} \theta_{zi} + N_{j,x} \theta_{zj} + N_{k,x} \theta_{zk} \quad (III 12)$$

Avec:

$$N_i = L_{xi}'(x) \cdot L_{zi}''(Z)$$

$$N_j = L_{xj}'(x) \cdot L_{zi}''(Z)$$

$$N_k = L_{xk}'(x) \cdot L_{zi}''(Z)$$

avec:

$$\begin{aligned}
 L_{xi},(x) &= \frac{2}{a^2} \left(x - \frac{l}{2} \right) (x - l) \\
 L_{xj},(x) &= \frac{2x}{l^2} (x - l) \\
 L_{xk},(x) &= \frac{2x}{l^2} \left(x - \frac{l}{2} \right) \\
 L_{xi},(z) &= \frac{2z}{l^2} \left(z - \frac{l}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{III 13}$$

avec L_i fonction d'interpolation de Lagrange et les projections des nœuds sur l'axe z , les projections sur l'axe x .

III.5.3 champ des déplacements

$$\theta_x(x, z) = -\frac{\partial u_{0y}}{\partial x} \tag{III 14}$$

$$\theta_z(x, z) = -\frac{\partial u_{0y}}{\partial z} \tag{III 15}$$

III.5.4 Déformation

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_{0x}}{\partial x} - y \frac{\partial^2 u_{0y}}{\partial^2 x} \tag{III 16}$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_{0z}}{\partial z} - y \frac{\partial^2 u_{0y}}{\partial^2 z} \tag{III 17}$$

$$\varepsilon_{yy} = 0 \tag{III 18}$$

$$K_{yz} = 0 \qquad K_{yx} = 0$$

$$K_{xz} = \left(\frac{\partial u_{0x}}{\partial z} + \frac{\partial u_{0z}}{\partial x} \right) - 2y \frac{\partial^2 u_{0y}}{\partial x \partial z} \tag{III 19}$$

Le tenseur des déformations

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xz} & 0 \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (III\ 20)$$

Le matrice des déformations se réduit à trois composantes non nulles :

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xz} \end{bmatrix} \quad (III\ 21)$$

La déformation d'un élément plane est composé par deux termes l'une membrane et l'autre flexion comme la suite :

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= \{\varepsilon^m\} + y \{k\} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ Y_{xz} \end{Bmatrix} = \\ &\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix}^* \\ &\begin{bmatrix} u_{0xi} & u_{0zi} & u_{0i} & \theta_{xi} & \theta_{zi} & \dots & u_{0xk} & u_{0zk} & u_{0yk} & \theta_{xk} & \theta_{zk} \end{bmatrix}^T + \\ &z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0yi} \\ u_{0yj} \\ u_{0yk} \end{bmatrix} \quad (III\ 22) \\ \{\varepsilon\}^m &= \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_k}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_k}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial z} & \frac{\partial N_k}{\partial x} & \frac{\partial N_k}{\partial z} \end{bmatrix}^* \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[u_{0xi} u_{0zi} u_{0yi} \theta_{xi} \theta_{zi} \dots u_{0xk} u_{0zk} u_{0yk} \theta_{xk} \theta_{zk} \right]^T \\
& + y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_k}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_k}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_k}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0yi} \\ u_{0yj} \\ u_{0yk} \end{bmatrix} \quad (III\ 23)
\end{aligned}$$

$$[B_m] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_k}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_k}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial z} & \frac{\partial N_k}{\partial x} & \frac{\partial N_k}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (III\ 24)$$

$$[B_f] = y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & 0 & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & 0 & \frac{\partial^2 N_k}{\partial x^2} & 0 \\ 0 & \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & 0 & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & 0 & \frac{\partial^2 N_k}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_k}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_k}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \quad (III\ 25)$$

III.5.5 Champ des contraintes :

Le champ des contraintes d'une couche des stratifiés est donné par la relation suivants :

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xz} \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} \tau'_{11} & \tau'_{12} & \tau'_{13} \\ \tau'_{21} & \tau'_{22} & \tau'_{23} \\ \tau'_{31} & \tau'_{32} & \tau'_{33} \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \varepsilon_{xz}^m \end{bmatrix} + y \begin{bmatrix} \tau'_{11} & \tau'_{12} & \tau'_{13} \\ \tau'_{21} & \tau'_{22} & \tau'_{23} \\ \tau'_{31} & \tau'_{23} & \tau'_{33} \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} k_x \\ k_z \\ k_{xz} \end{bmatrix} \quad (III\ 26)$$

$$\tau_{ij} = c'_{ij} - \frac{c'_{i3} c'_{j3}}{c'_{33}}$$

Tell que c'est les teneurs des rigidité hors les principaux les résultats en membrane, dans un stratifiés donne par :

$$N(x, z) = \sum_{k=1}^n \int_{n_{k-1}}^{n_k} [\tau'_k \varepsilon^m(x, z) + y \tau'_k k(x, z)] dy \quad (III\ 27)$$

Ou en intégrant dans l'épaisseur :

$$N(x, z) = [A_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [B_{ij}] k(x, z) \quad (III\ 28)$$

avec:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) \tau'_k$$

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) (\tau'_{ij})_k, \quad (III\ 29)$$

et:

$$B = \sum_{k=1}^n (K_k^2 - K_{k-1}^2) \tau'_k \quad (III\ 30)$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (K_k^2 - K_{k-1}^2) (\tau'_{ij})_k,$$

$$B = [B_{ij}] \text{ avec } B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (\tau'_{ij}) = \sum_{k=1}^n (\tau'_{ij})_k e_k z_k \quad (III\ 31)$$

L'expression développée des résultants en membrane s'écrit donc :

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_z \\ N_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \varepsilon_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_z \\ K_{xz} \end{bmatrix} \quad (III\ 32)$$

Les moments de flexion et de torsion :

$$M(x, z) = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [y \tau'_k \varepsilon^m(x, z) + y^2 \tau'_k k(x, z)] dy \quad (III\ 33)$$

$$M(x, z) = [B_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [D_{ij}] K(x, z) \quad (III\ 34)$$

$$D = \sum_{k=1}^n \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) \tau'_k \quad (III\ 35)$$

$$D = [D_{ij}] \text{ avec } D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (h_k^3 - h_{k-1}^3) (\tau'_{ij})_k = \sum_{k=1}^n \left(e_k z_k^2 + \frac{e_k^3}{12} \right) \quad (III\ 36)$$

L'expression développée des moments s'écrit sous la forme :

$$\begin{bmatrix} M_{xx} \\ M_{zz} \\ M_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \gamma_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_z \\ K_{xz} \end{bmatrix} \quad (III\ 37)$$

L'équation constitutive est :

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^m \\ K \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} [q] \quad (III\ 38)$$

III.5.6 L'énergie de déformation

L'énergie totale de déformation d'un solide s'écrit sous la forme suivant

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl} - \sigma_{ij}^m \varepsilon_{ij} \right) dV - \iiint f_i^v u_i dV - \iint f_i^v u_i dS \quad (III\ 39)$$

Où V et S sont respectivement le volume et la surface extérieure de l'élément.

Cette expression peut être écrite sous une forme matricielle [34].

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \varepsilon^m \\ k \end{Bmatrix}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon^m \\ k \end{Bmatrix} \right) dV - \iiint \{u\}^t \{f^v\} dV - \iint \{u\}^t \{f^e\} dS \quad (III\ 40)$$

La variation virtuelle du champ de déplacement $\{\delta u\}$ donne :

$$\delta U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \delta \varepsilon^m \\ \delta k \end{Bmatrix}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \varepsilon^m \\ \delta k \end{Bmatrix} \right) dV - \iiint \{\delta u\}^t \{f^v\} dV - \iint \{\delta u\}^t \{f^e\} dS \quad (III\ 41)$$

La discrétisation de cette expression

$$U_e = \iiint \left(\{ \delta q_e \}^t \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{ q_e \} \right) dV - \iiint \{ \delta q_e \}^t [N]^t \{ f^v \} dV$$

$$- \iint [N]^t \{ f^s \} dS \quad (III\ 42)$$

Pour tout système stable, la stationnarité de l'énergie potentielle conduit à : $\Pi = 0$ on peut simplifier l'expression ci-dessus pour obtenir :

$$\begin{aligned} & \iiint (\{\delta q_e\}^t \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{q_e\}) dV = \\ & - \iiint \{\delta q_e\}^t [N]^t \{f^v\} dV - \iint [N]^t \{f^s\} dS \end{aligned} \quad (III 43)$$

L'expression ci-dessus définit complètement le comportement d'un élément par un système d'équations linéaire sous la forme :

$$[K_e] \{q_e\} = \{F_e\} \quad (III 44)$$

Ou $[K_e]$ est la matrice de rigidité de l'élément, $\{q_e\}$ est le vecteur des déplacements nodaux.

Donc la matrice de rigidité élémentaire est :

$$[K]_e = \iiint [B_m]^T [A][B_m] + [B_m]^T [B][B_f] + [B_f]^T [B][B_m] + [B_f]^T [D][B_f] dv \quad (III 45)$$

III.5.7 L'énergie cinétique

L'énergie cinétique de système s'écrit sous la forme suivant:

$$T = \frac{1}{2} \iiint \rho \mathcal{V}^2 dV \quad (III 46)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint \rho \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy dz \quad (III 47)$$

$$T = \frac{1}{2} \iiint \rho \left[\dot{q} \right]^t [N]^t [N] \left[\dot{q} \right] dV \quad (III 48)$$

$$[M]_e = \iiint \rho [N]^t [N] dV \quad (III 49)$$

$[M]_e$ matrice de masse élémentaire.

III.5.8 les forces de pression:

Les forces et le moment au sujet de centre de la gravité de roulement . Ils sont calculés par:

$$\begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_C \end{Bmatrix} \quad (III 50)$$

III.5.9 Système d'équations

L'obtention du système d'équations se fera classiquement en appliquant le principe de Hamilton

Le principe de Hamilton est la base de l'étude énergétique des systèmes en dynamique. L'énergie totale du système est la somme de l'énergie potentielle, de l'énergie de dissipation et l'énergie cinétique.[35]

$$\Pi = U + T \quad (III\ 51)$$

Si δU est champ virtuel cinématiquement admissible tel que $\delta U(t_1) = 0$ et $\delta U(t_2) = 0$, l'énergie totale du système est stationnaire, c'est-à-dire :

$$\delta \Pi(t) = 0$$

Ou bien

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \Pi(t) dt = 0 \quad (III\ 52)$$

Discrétisation par éléments finis

On pose l'hypothèse de séparation entre l'évolution spatiale et temporelle des champs

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_e} N(x, y) u_i(t) \quad (III\ 53)$$

il vient

$$\{u\} = [N] \{q_e\}$$

$$\{\dot{u}\} = [N] \{\dot{q}_e\}$$

$$\{\ddot{u}\} = [N] \{\ddot{q}_e\}$$

La discrétisation du principe de Hamilton donne :

$$\{ \delta q_e \}^t \int_v \left(\begin{aligned} & [B_m] [A] [B_m] + [B_m] [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + \\ & [B_f]^T [D] [B_f] + \rho [N]^T [N] \left[\ddot{q}_e \right] - [N] \{ f^u \} \end{aligned} \right) dv - \{ \delta q_e \} \int_s [N]^T \{ f^u \} ds = 0 \quad (III\ 54)$$

Le système d'équations général est :

$$[M_e] \left\{ \ddot{q}_e \right\} + [K_e] \left\{ \ddot{q}_e \right\} = \{f_e\} \quad (III\ 55)$$

avec:

$$\begin{aligned} [M_e] &= \int_{V_e} \rho [N]^t [N] dV \\ [K_e] &= \iiint [B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] dv \\ \{f_e\} &= \int_{V_e} [N]^t \{f^u\} dV + \int_{S_e} [N]^t \{f^u\} ds \end{aligned} \quad (III\ 56)$$

$[M_e]$ est la matrice de masse de l'élément, $[k_e]$ est la matrice de rigidité et $\{f_e\}$ est le vecteur des force nodales dans le repère local.

Les matrices $[M_e]_g$, $[k_e]_g$ et les vecteurs $\{q_e\}_g$ et $\{F_e\}_g$ dans le repère global sont :

$$\begin{aligned} [K_e^m]_g &= [T_e^m]^t [K_e^m]_l [T_e^m] \\ [M]_g &= [T_e^m]^t [K_e^m]_l [T_e^m] \\ \{q_e^m\}_g &= [T_e^m]^t \{q_e^m\}_l \\ \{F_e^m\}_g &= [T_e^m]^t \{F_e^m\}_l \end{aligned}$$

Avec g indiquant le repère global. La matrice de passage s'écrit :

$$[T] = \begin{bmatrix} [t^m] & 0 & 0 \\ 0 & [t^m] & 0 \\ 0 & 0 & [t^m] \end{bmatrix}$$

Avec:

$$[t^m] = \begin{bmatrix} \cos(x, X) & \cos(x, Y) & \cos(x, Z) \\ \cos(z, X) & \cos(z, Y) & \cos(z, Z) \end{bmatrix}$$

III.5.10 Résolution des équations

Pour résoudre l'équation du mouvement on utilise la méthode superposition.

Le principe de base est que la réponse de roulement est la combinaison de différents modes propres de vibration. La contribution de chacun des modes est donnée par un facteur d'amplitude directe.

$$\{q\} = Y_1 \{\Phi_1\} + Y_2 \{\Phi_2\} + \dots + Y_n \{\Phi_n\} \quad (III\ 57)$$

Avec Y_i amplitude du mode i et $\{0_i\}$ le vecteur propre du même mode.
on peut écrire :

$$\{q\} = [\Phi] \{Y\} \quad (III\ 58)$$

avec:

$$[\Phi] = [\{\Phi_1\} \{\Phi_2\} \dots \{\Phi_n\}]$$

$$[Y]^t = [Y_1 Y_2 \dots Y_n] \quad (III\ 59)$$

L'équation du mouvement de roulement :

$$[M] \ddot{\{q\}} + [K] \{q\} = \{F\} \quad (III\ 60)$$

Est écrite sous la forme :

$$[M][\Phi] \ddot{\{Y\}} + [K][\Phi] \{Y\} = \{F\} \quad (III\ 61)$$

Cette expression est multipliée par le vecteur propre du mode i .

$$\{\Phi_i\}^t [M][\Phi] \ddot{\{Y\}} + \{\Phi_i\}^t [K][\Phi] \{Y\} = \{\Phi_i\}^t \{F\} \quad (III\ 62)$$

L'orthogonalité des modes propres réduit le système à une série d'équation découplée.

$$(\{\Phi_i\}^t [M] \{\Phi_i\} \ddot{Y}_i + \{\Phi_i\}^t [K] \{\Phi_i\} Y_i = \{\Phi_i\}^t \{F\}) \quad (III\ 63)$$

ou bien:

$$\hat{m}_i \ddot{Y}_i + \hat{K} Y_i = f_i \quad (III\ 64)$$

avec:

$$\hat{m}_i = \{\Phi_i\}^t [M] \{\Phi_i\}$$

$$\hat{K}_i = \{\Phi_i\}^t [M] \{\Phi_i\}$$

Il suffit donc de résoudre séparément chacune de ces équations pour déterminer l'amplitude associée $Y_i(t)$

Procédure de résolution

La procédure est la suivante

- 1- évaluer les matrices $[M]$, et $[K]$
- 2- évaluer les fréquences propres du système : $|[K] - \omega^2 [M]| = 0$ en déduit ω_i et $\{\Phi_i\}$
- 3- pour chaque mode i
 - a- calculer $\hat{m}_i$ et $\hat{f}_i$
 - b- résoudre l'équation du mode : (b) $\ddot{Y}_i + \omega_{i=f_i}^2 Y_i = \hat{f}_i$
- 4- déterminer la réponse de la structure : $\{q(t)\} = [0] \{Y(t)\}$

III.6 Conclusion

Le modèle obtenu à l'aide de la méthode des éléments finis est plus adapté pour modéliser les systèmes réels car il est plus précis et permet d'étudier l'ensemble des modes de vibration de le roulement. Il est également modulaire car chaque mode de roulement possède ses propres caractéristiques.

Des éléments peuvent donc être ajoutés ou enlevés au gré de l'utilisateur qui peut également ajouter des raideurs, des amortissements ou des forces extérieures en chaque nœud.

Chapitre IV

Simulation numérique et résultats

IV .1 Introduction

Dans ce chapitre on a présenté une simulation numérique de roulement d'un volant moteur de moteur VOLVO D12 pour la détermination des fréquences propres et des modes propres.

L'analyse modale est une méthode d'étude des comportements vibratoires de la structure de composants. Elle est utilisée pour enregistrer, analyser et évaluer la fréquence propre et le mode d'oscillation, ainsi que pour optimiser la structure de ces composants. En simulant les fréquences qui agissent sur certains éléments, on peut déterminer la fréquence propre du système de mesure en fonction de la masse, de la rigidité et de l'amortissement.

La construction du maillage est faite avec le logiciel SolidWorks à partir des données fournies pour le roulement d'un volant moteur.

La modélisation éléments finis nécessite la fourniture de données relatives à la géométrie (coordonnées des nœuds, conditions aux limites, description de roulement, aux données mécaniques (caractéristiques des matériaux) et aux informations relatives aux excitations.

IV .2 Définition de SolidWorks

C'est le premier système de CAO à offrir une approche de conception 3D native. Simple d'utilisation et facile à apprendre. Le SolidWorks offre les fonctionnalités les plus avancées dans le domaine de la modélisation de pièces. La définition de formes complexes, la création et la gestion de très gros assemblages et la mise en plan. SolidWorks offre un rapport puissance-prix qui permet un retour sur investissement très rapide.

IV .3 Méthodologie de simulation de roulement

IV.3. 1.Objectifs

Le travail de simulation est divisé en deux parties :

La première partie concerne la détermination des valeurs de déplacement et des valeurs de fréquence.

- La deuxième partie détermine les contraintes, les déplacements et les déformations
- L'étude se basera sur une analyse statique des contraintes et des déformations correspondantes au cas de charge maximale sur le roulement au mouvement de 4 temps du moteur.

IV.3. 2.Hypothèses de simulation

IV.3. 2.1. Hypothèses géométriques

i. Système d'unités utilisé

Nous travaillerons dans le système d'unités « kg, mm, s, N, K ».

ii. Assemblage et configuration

Nous travaillons ici avec une seule pièce, la configuration d'assemblage n'est donc pas importante. Par simplicité, nous travaillerons directement dans le système de coordonnées liées à la géométrie du roulement d'étude.

IV.3. 2.2. Hypothèses de comportements physiques

- Propriété du matériau

Le tableau ci-dessus nous indique les informations sur le type du matériaux de notre roulement

Propriété du matériau	Acier inoxydable recuit(SS)
Mass volumique[Kg/m^3]	8000
Coefficient de Poisson	0.3
Module d'élasticité [N/m^2]	1.93×10^{11}
Conductivité thermique[$\text{W}/\text{m.K}$]	16.3
Dilatation thermique [K]	1.6×10^{-5}

Tableau IV.1: Caractéristiques de l'acier inoxydable recuit(ss)

IV .4 Construction du modèle géométrique

IV.4.1.Etape 1 : construction la forme du composants de roulement 2D

construction de les formes du composants modélisé sur la base des dimensions réelles illustre en effet celle construction.

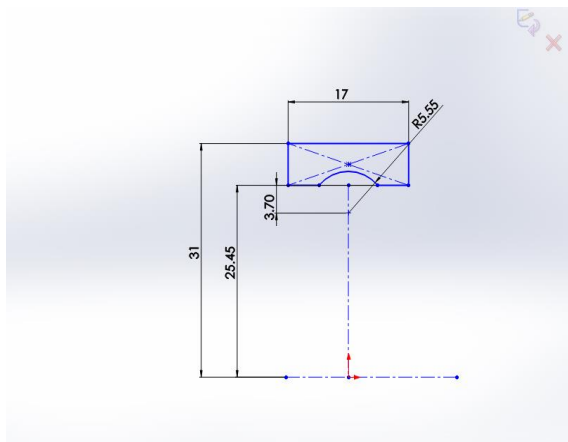


Figure IV.1: Profil de construction
du bague extérieur

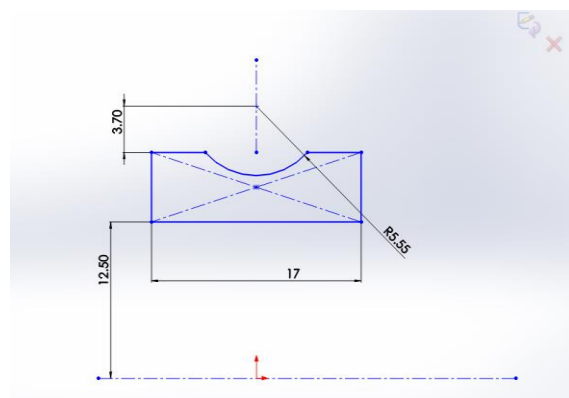


Figure IV.2 : Profil de construction
du bague intérieur

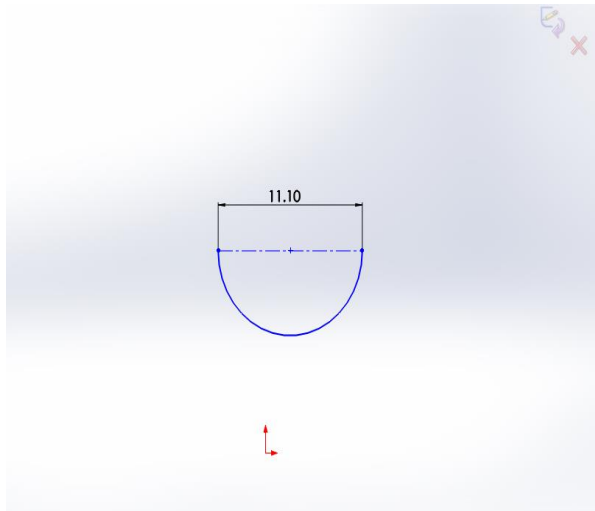


Figure IV.3: Profil de construction du balle

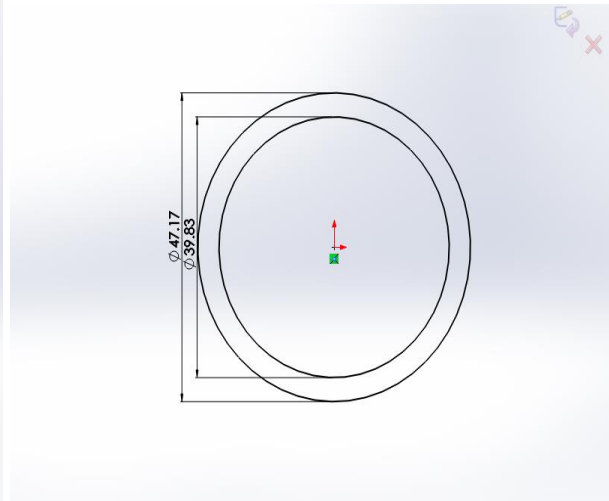


Figure IV.4: Profil de construction du cage

IV.4.2.Etape 2 : construction les formes du composants de roulement 3D

Créer le modèle volumique par rotation de 360° de les faces définie précédemment autour de l'axe de révolution. montre des formes obtenues après la révolution avec les angles 360° .

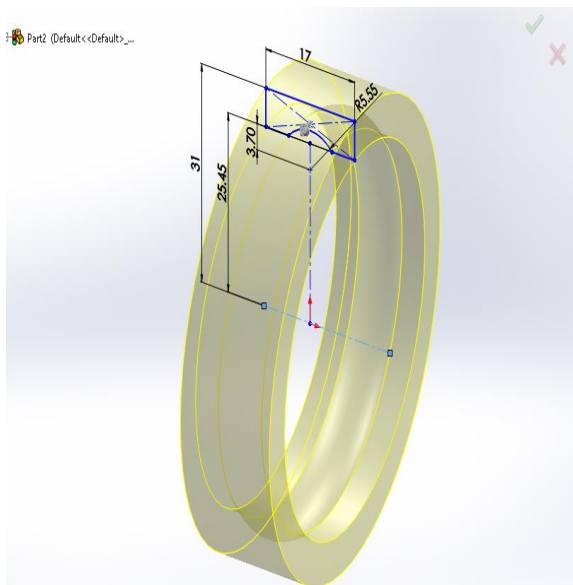


Figure IV.5 : forme du bague exterior 3D

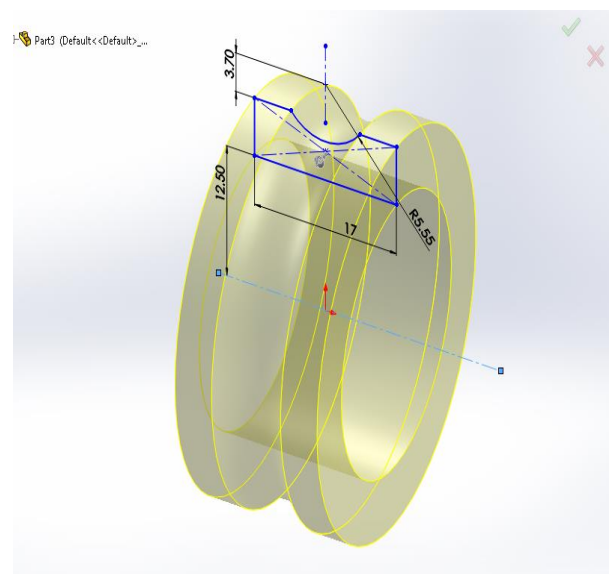


Figure IV.6 : forme du bague interieur 3D

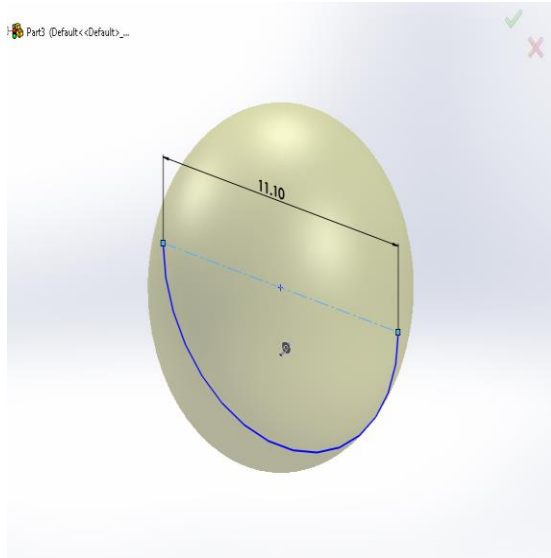


Figure IV.7 : forme du balle 3D

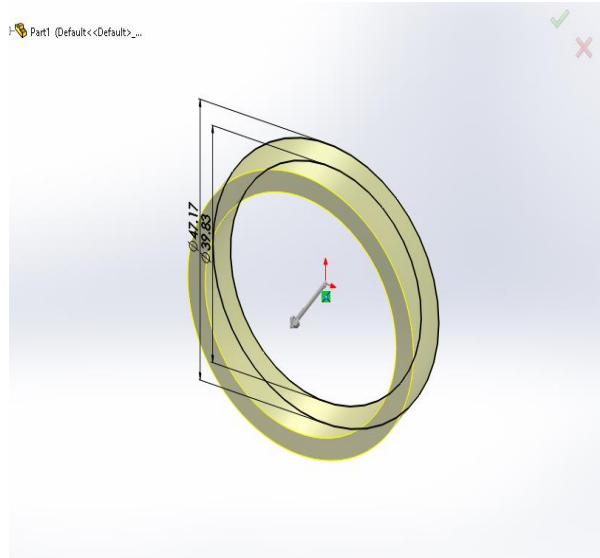


Figure IV.8 : forme du cage 3D

Après les deux étapes de construction, on obtient la forme finale du composants de roulement , les figures (IV.9) (IV.10) (IV.11) (IV.12) représente forme finale du composant de roulement .



Figure IV.9 : forme final du bague exterior

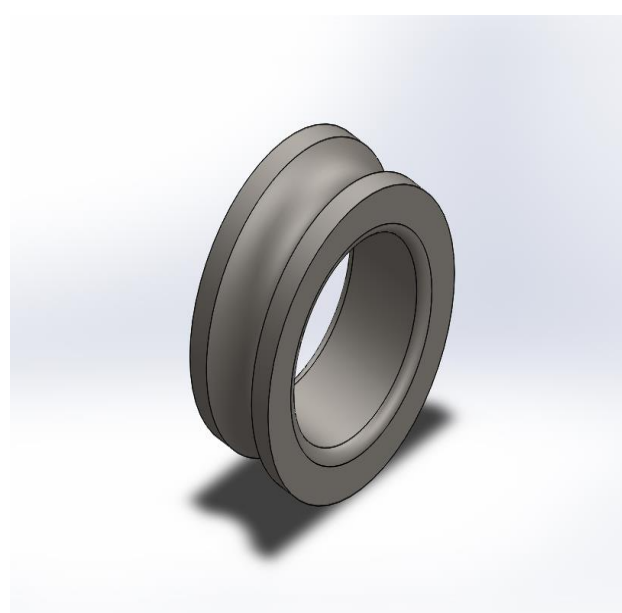


Figure IV.10 : forme final du bague interieur

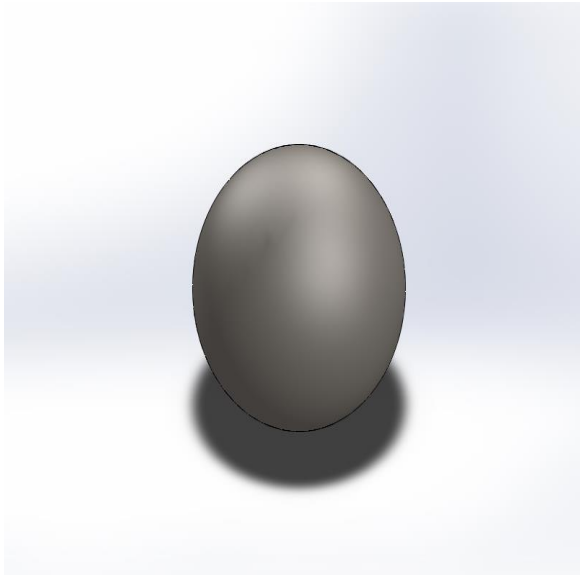


Figure IV.11: *forme final du balle*

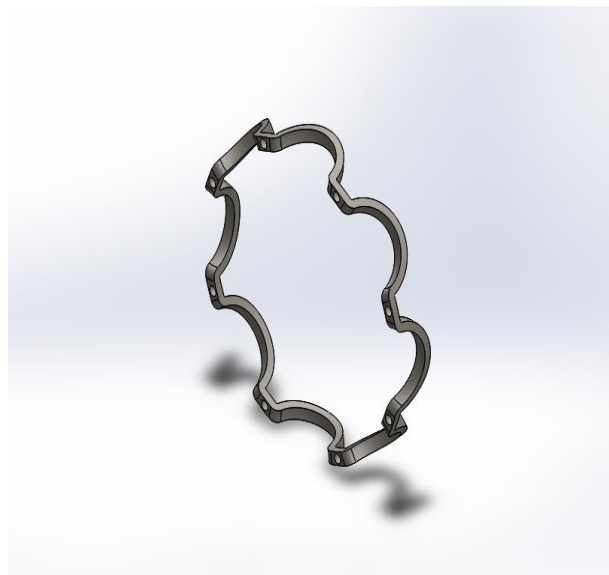


Figure IV.12: *forme final du cage*

IV.4.3.Etape 3 : l'assemblage des composants de roulement

Dans cette étape, nous assemblons les composants pour obtenir le roulement final.

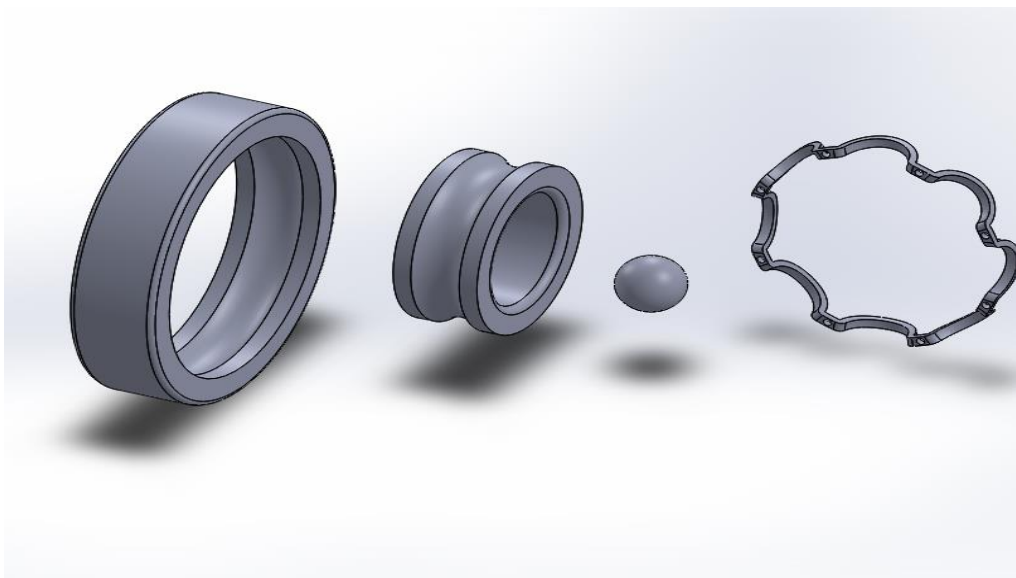


Figure IV.13 : *les composants du roulement*

Après les étapes de construction et l'assemblage des composants, on obtient la forme finale du roulement, la figure (IV.14) représente un roulement sur sa forme finale.

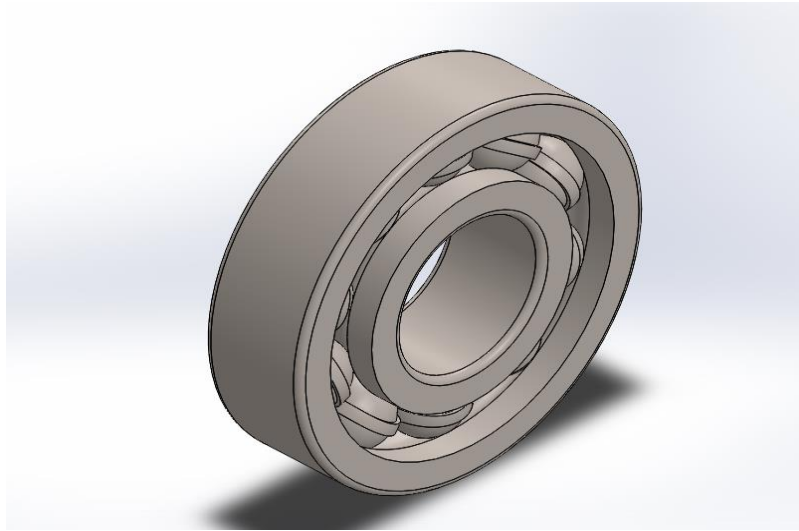


Figure IV.14: *roulement final*

IV.5.Maillage

Pour le maillage choisi, nous utilisons un algorithme de maillage tétraédrique libre. Le maillage est effectué automatiquement à l'aide des éléments tétraédriques, la structure est discrétisée en 22180 nœuds et 12924 élément total figure (IV.15)



Figure IV.15: *Maillage de roulement d'étude*

IV.6 . Résultats et discussions

IV. 6.1 Analyse modale

L'objectif de cette étude est de déterminer les fréquences naturelles et les formes de mode de roulement..

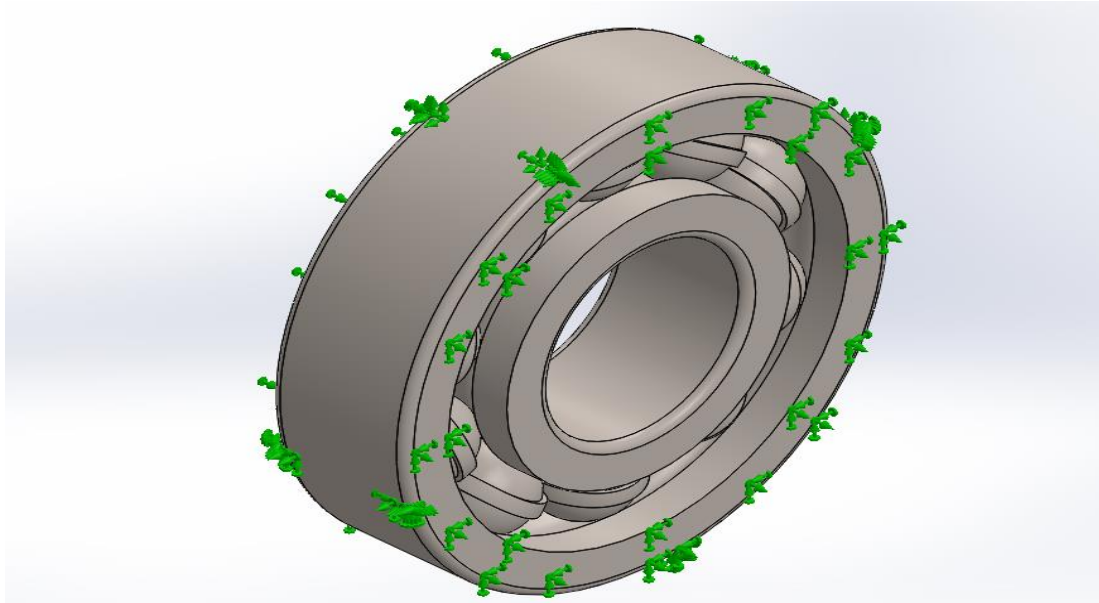


Figure IV.16 : fixation du roulement

IV. 6.1.1 Déplacement de le roulement

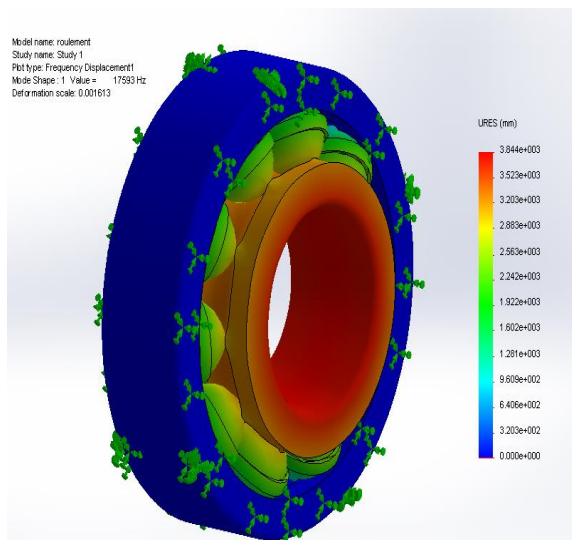


Figure IV.17: les valeurs des Déplacement
(mode 1)

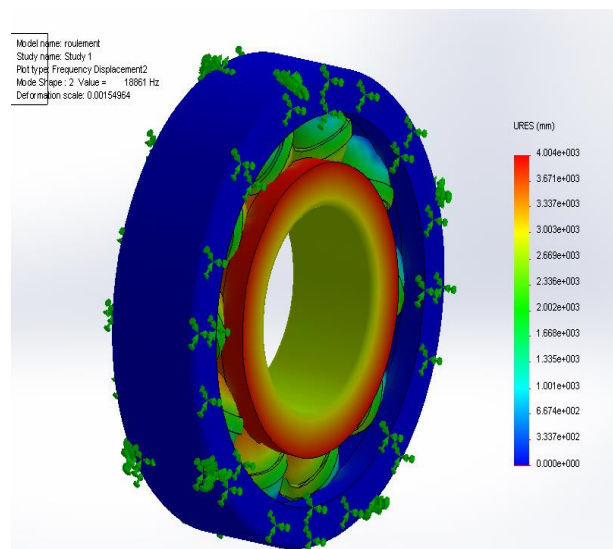


Figure IV.18: les valeurs des Déplacement
(mode 2)

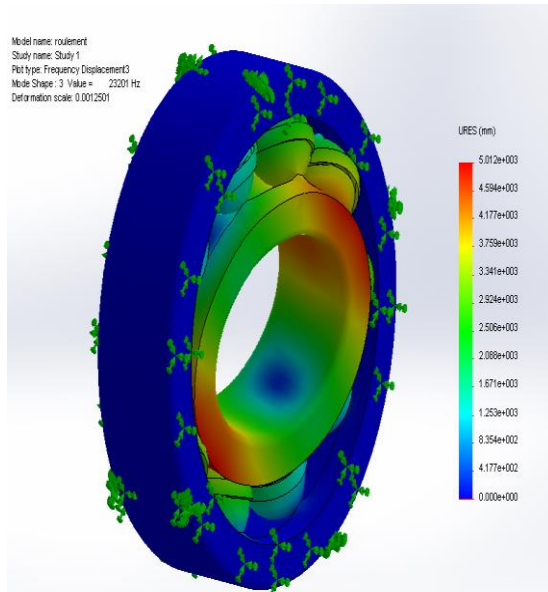


Figure IV.19: les valeurs des Déplacement
(mode 3)

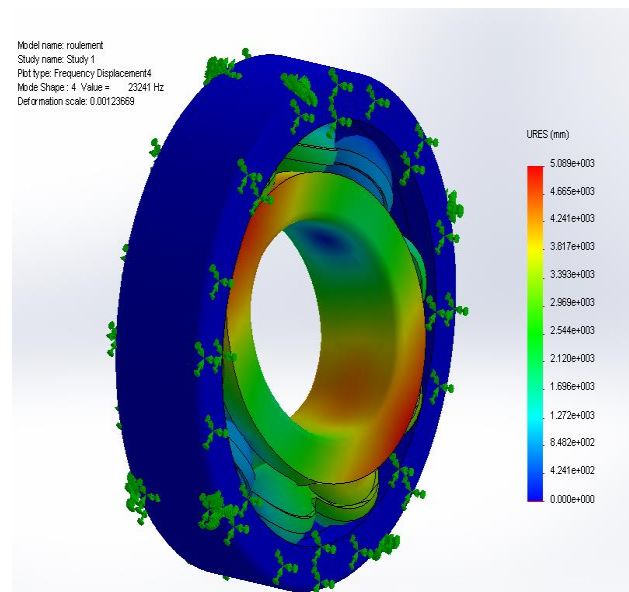


Figure IV.20: les valeurs des Déplacement
(mode 4)

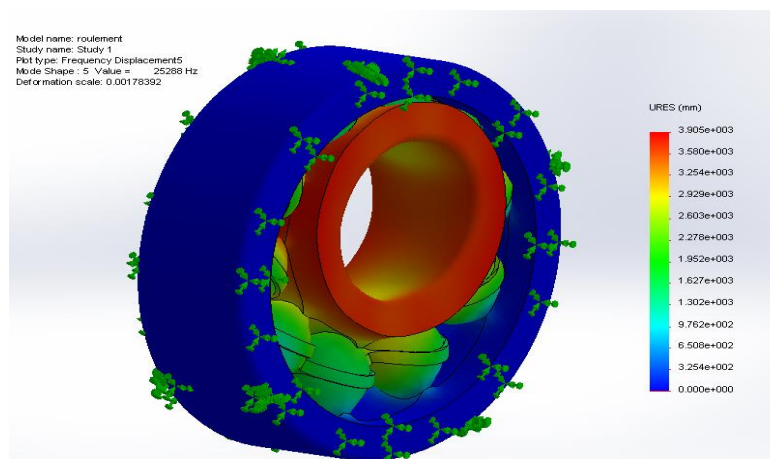


Figure IV.21: les valeurs des Déplacement (mode 5)

Les modes	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5
Les déplacements (mm)	3.844E+003	4.004E+003	5.012E+003	5.089E+003	3.905E003

Tableau IV.2: les valeurs max de déplacement

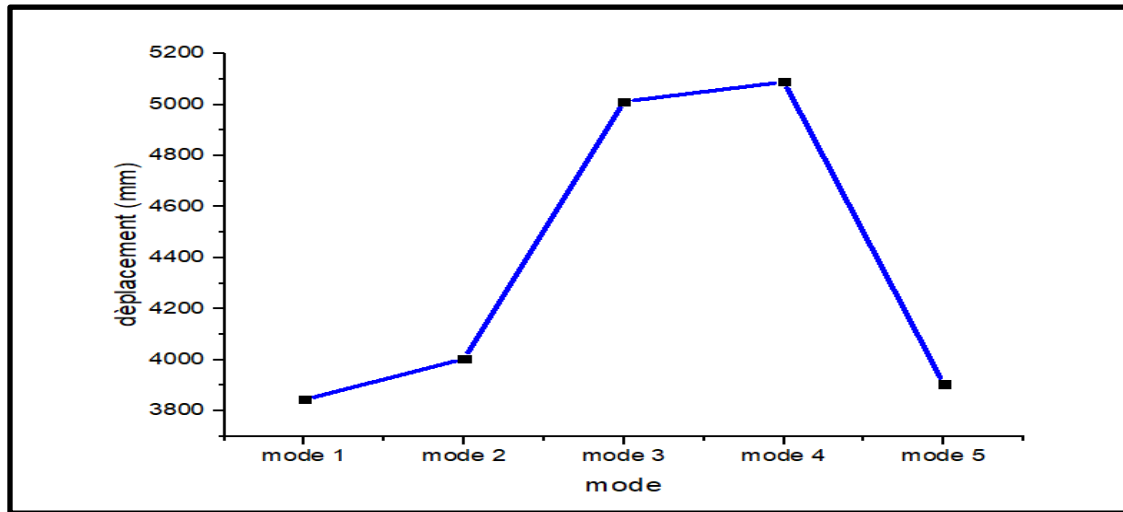


Figure IV.22: les valeurs max des déplacement de le roulement

Le roulement en mode 1.2 et 5 se déplace moins par rapport au mode 3 et 4 donc devient plus rigide dans la direction de sollicitation .donc les modes 1.2 et 5 en état de compression mais les modes 3 et 4 en détente.

IV. 6.1.2 les fréquences naturelles de le roulement

Les fréquences naturelles de roulement sont présentée dans le tableau suivant :

Les modes	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5
Les frèquences(Hz)	17593	18861	23201	23241	25288

Tableau IV 3: les fréquences naturelles de roulement

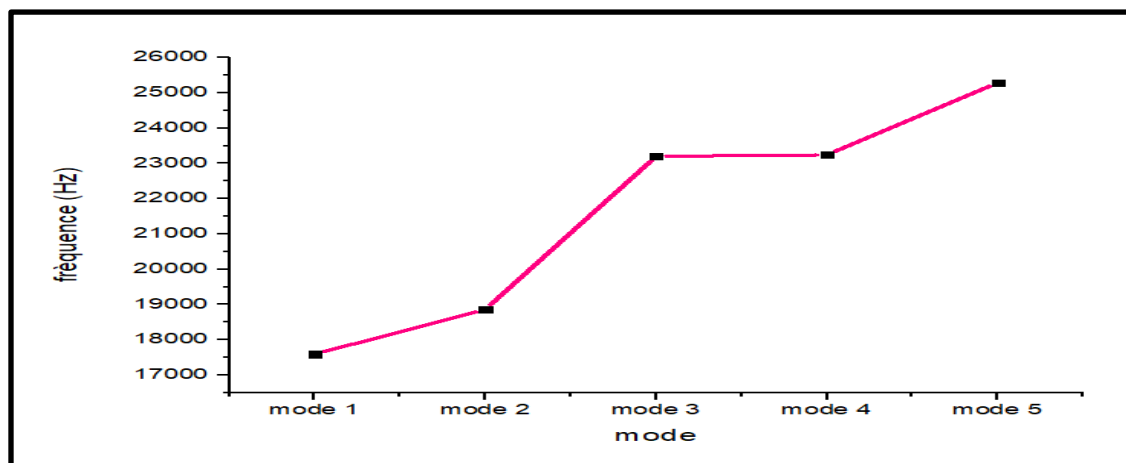


Figure IV 23: les valeurs des fréquences naturelles de le roulement

Les fréquences de roulement isotrope croisent provoque l'augmentation du model phisique

IV. 6.2 Analyse statique

L'objectif de cette étude est de déterminer les contraintes, les déplacements et les déformations de roulement.

IV.6.2.1 .Conditions aux limites

Les valeurs des forces appliquées dans notre étude, qui examinera le comportement de l'incision sont les suivantes :

$F = 1374\text{N}$, $F = 60881.94\text{N}$, $F = 6402.84\text{N}$

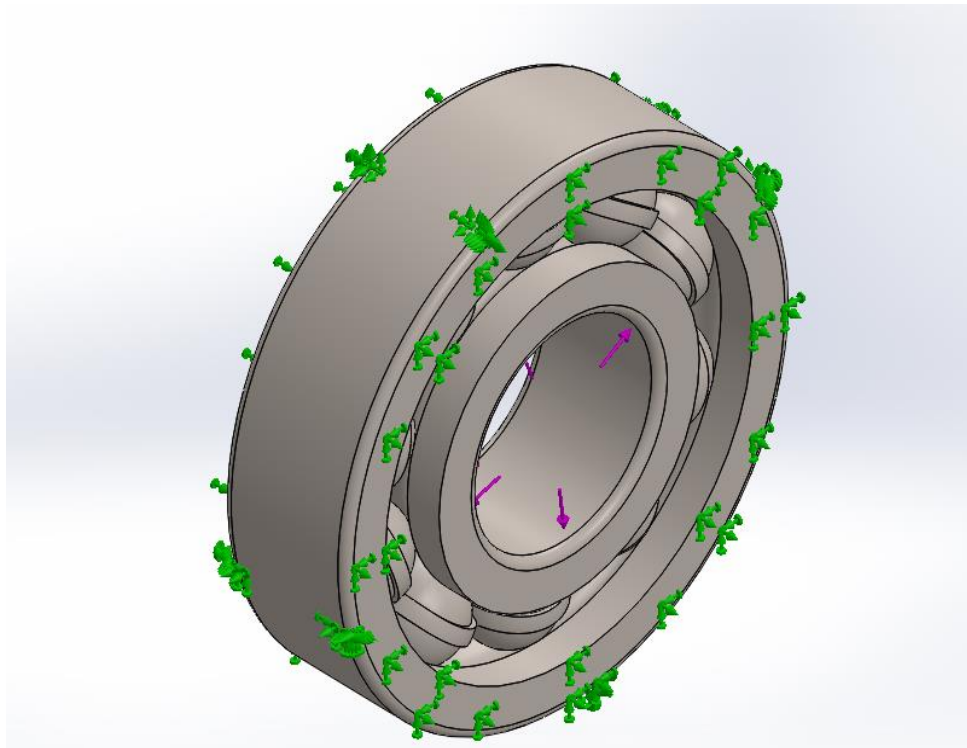


Figure IV .24: la force appliquè sur le roulement

IV.6.2.2 Contrainte

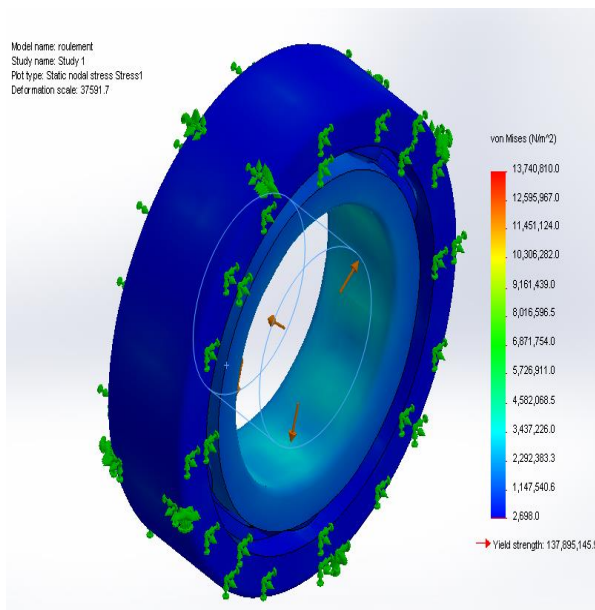


Figure IV.25: contrainte du roulement

(1374 N)

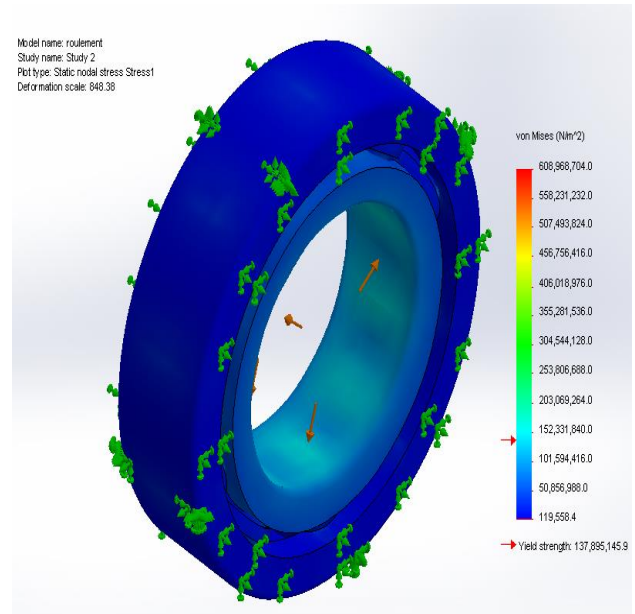


Figure IV.26: contrainte du roulement

(60881.94 N)

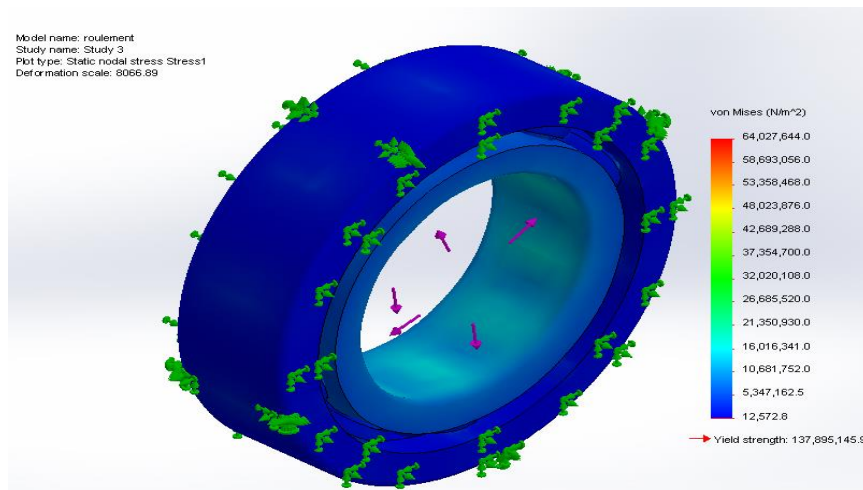


Figure IV.27: contrainte du roulement (6402.84N)

Les forces (N)	1374	60881.94	6402.84
Les contraintes max (N/ m ²)	13740810	608968704	64027644

Tableau IV.4: les valeurs max de contrainte

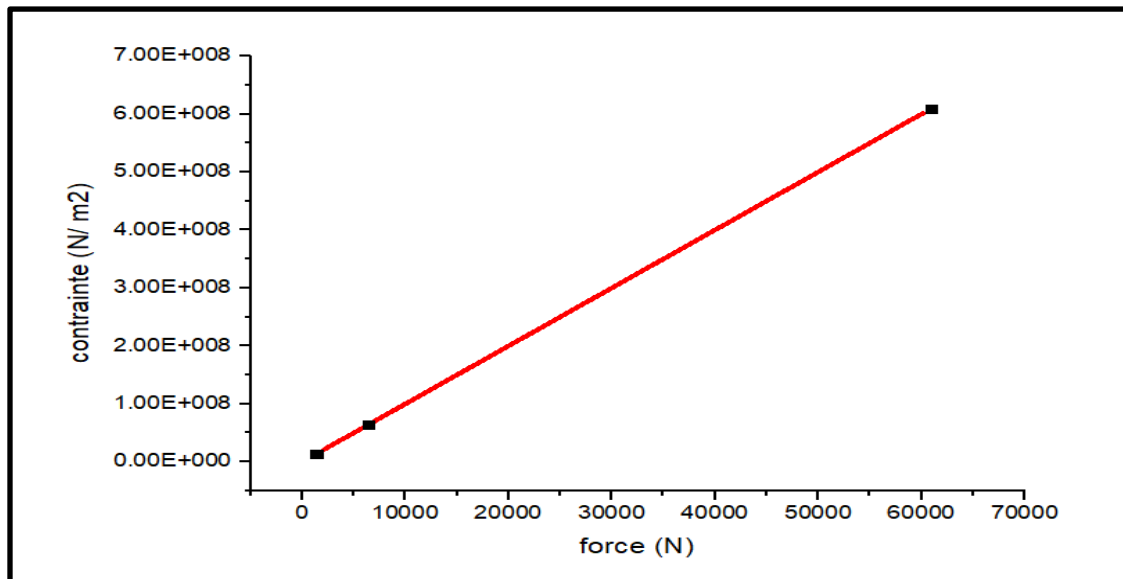


Figure IV.28: les valeurs max du contraintes en fonction des forces

Les valeurs des résultats montrent les différences entre la application des forces agissent sur la tête du piston cette déference est apparait au niveau de contrainte.

Donc devient plus rigide dans la direction de sollicitation par contre devient plus ductile le sens axes.

IV.6.2.3 Déplacement

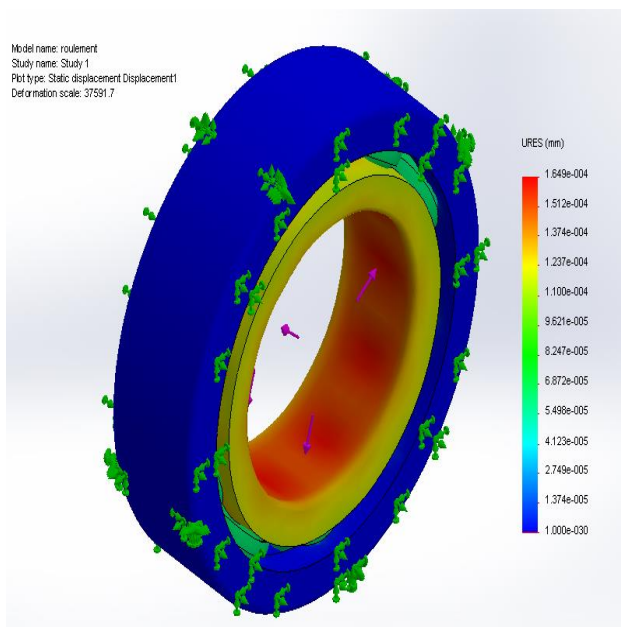


Figure IV.29: Dèplacement du roulement

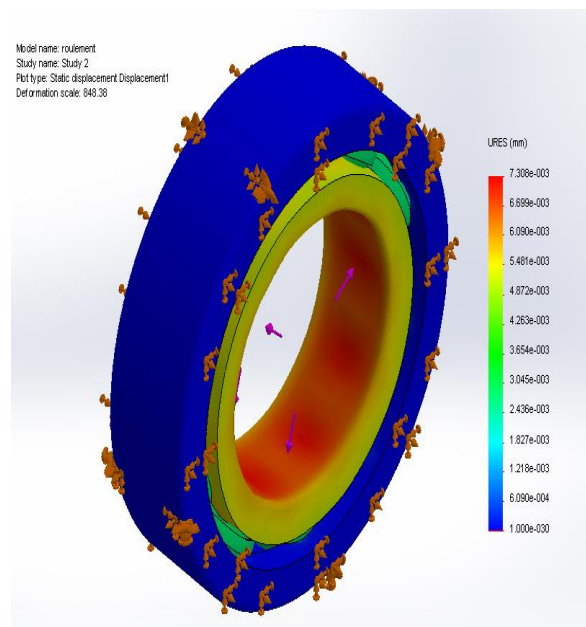


Figure IV.30: Dèplacement du roulement

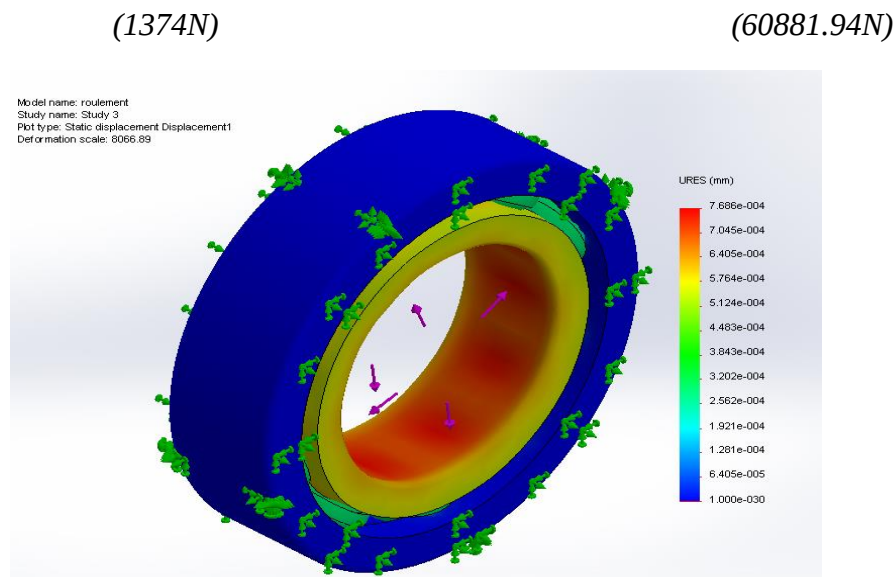


Figure IV.31: *Déplacement du roulement (6402.84N)*

les forces (N)	1374	60881.94	6402.84
Déplacement max (mm)	1.649E-004	7.308E-003	7.686E-004

Tableau IV.5: *les valeurs max de déplacement*

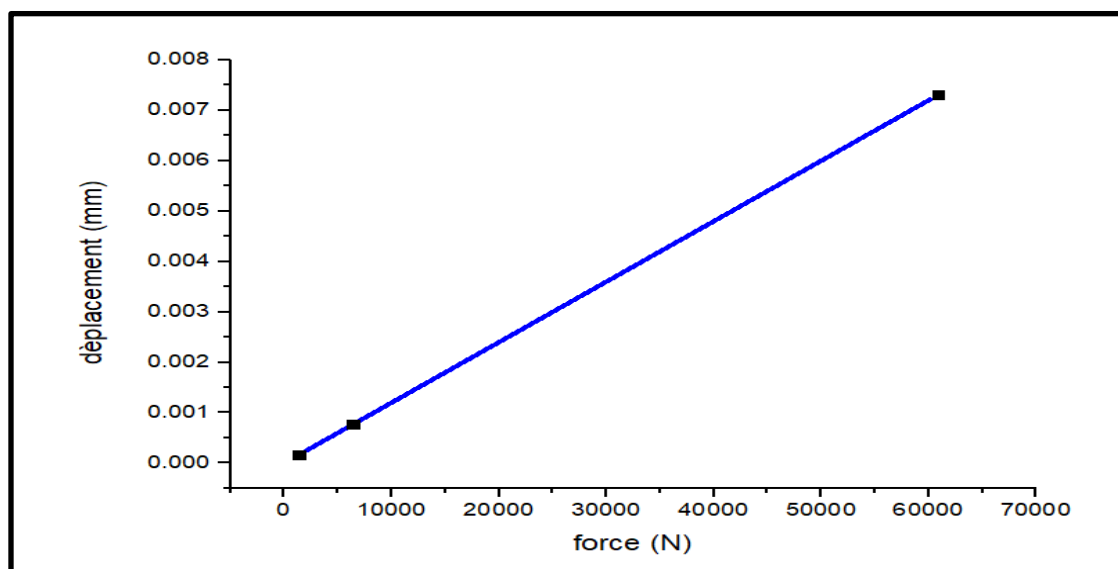


Figure IV.32: *les valeurs de déplacement en fonction de les forces*

Le roulement sous effet de force petite se déplace moins par rapport au le roulement sous effet de force grande donc devient plus rigide dans la direction de sollicitation

IV.6.2.4 Déformation

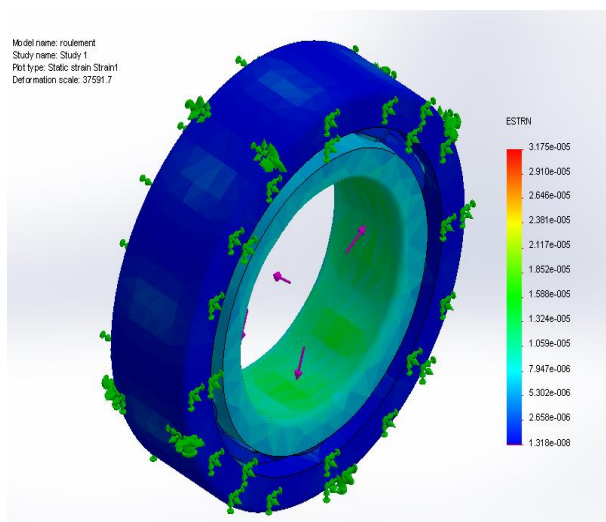


Figure IV.33: *Dèformation du roulement*
(1374N)

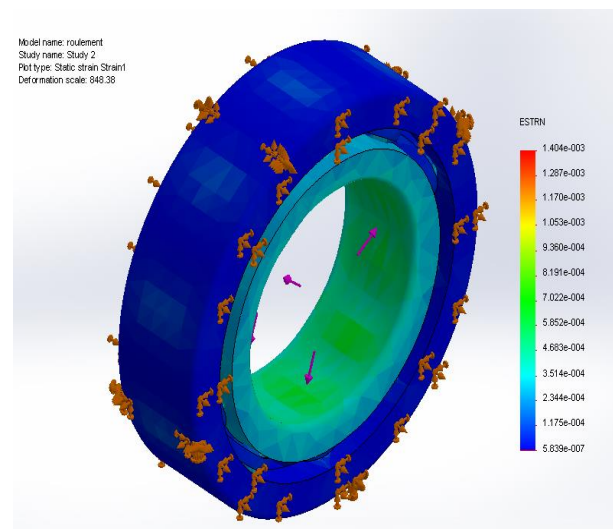


Figure IV.34: *Dèformation du roulement*
(60881.94N)

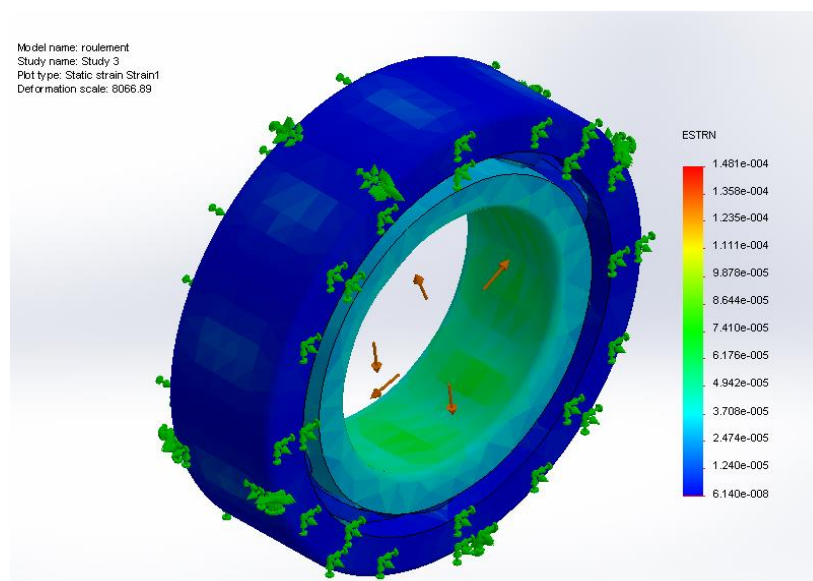


Figure IV.35: *Dèformation du roulement* (6402.84N)

Les forces (N)	1374	60881.94	6402.84
	3.175E-005	1.404E-003	1.481E-004

Tableau IV.6: les valeurs max de dèformation

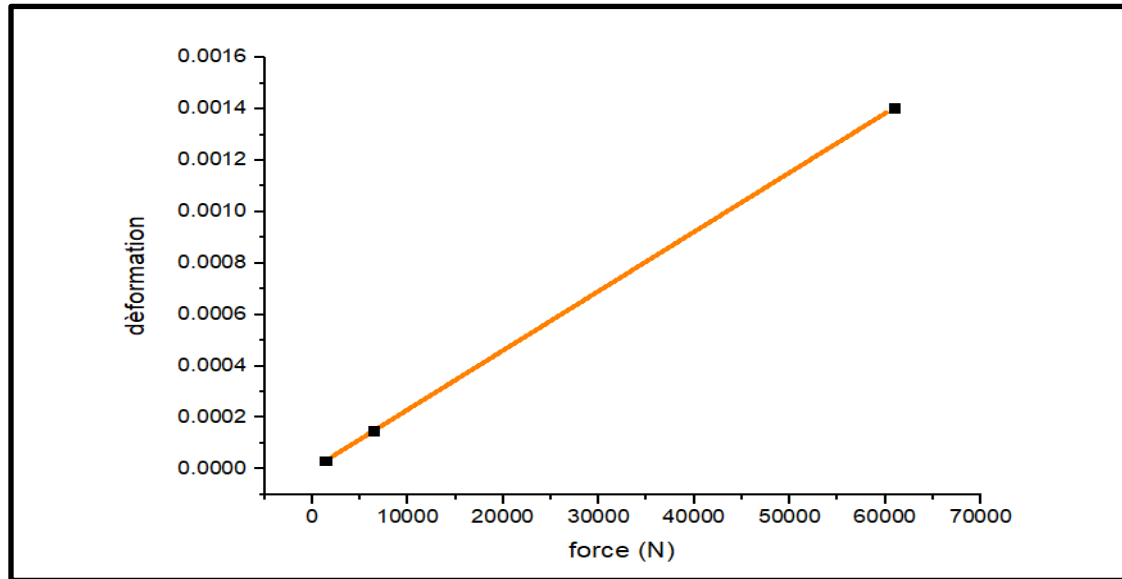


Figure IV.36: les valeurs max des déformation en fonction de les forces

Les figures ci-dessus illustrent les cinq premiers modes de vibration de la roulement. La visualisation de ces modes montre que le centre de la roulement est la zone la plus sollicitée par les déformations quelque soit les types des modes.

IV.7 Conclusion

Dans ce chapitre, on a représenté les résultats numériques obtenus par la méthode des éléments finis appliquée à la roulement. Les différents modes et distributions de contraintes dans le corps de la roulement sont représentés dans le but de déterminer les zones de fonctionnement critique.

Le modèle éléments finis de la roulement a été conçu à partir d'une géométrie bien déterminée. Une extraction efficace des fréquences et des déformées modales du modèle a été effectuée de roulement

L'injection des charges thermomécanique dans le modèle éléments finis de roulement permet de déterminer les fréquences propres et les modes de vibration de la roulement en battement, traînée et torsion. Les résultats montrent que les différentes sollicitations et les déplacements et déformation .contrainte maximaux.

Conclusion générale

Le travail effectué dans ce mémoire se rapporte à la modélisation par la méthode des éléments finis d'un roulement sous chargement thermomécanique.

Les réponses à différentes excitations en amplitude des déplacements, des vitesses sont déterminées. Ces résultats présentent des augmentations brutales d'amplitude de vibration lors du passage à la vitesse critique.

Pour mieux interpréter les phénomènes qui gèrent le comportement dynamique de roulement, une modélisation est proposée via des approches analytiques et numériques, les calculs des différentes énergies et travaux virtuels du roulement ont été développés. Aussi nous avons développé un modèle simple qui a été obtenu à l'aide de la méthode d'Hamilton, il est utilisé pour mettre en évidence les phénomènes de base en raison de sa simplicité, mais l'inconvénient de ce modèle c'est qu'il considère le roulement comme disque rigide.

La méthode des éléments finis est employée pour modéliser les systèmes réels, car elle est précise et permet d'étudier l'ensemble des modes de vibration de roulement, la précision de calcul augmente avec le raffinement de maillage.

Pour mener notre étude par simulation numérique, on a utilisé le code numérique "SolidWorks", qui est l'un des codes de calcul basé sur la méthode des éléments finis.

Au futur, on souhaite pour approfondir la recherche sur ce sujet à considérer la force de frottement non linéaire distribuée sur la surface du roulement sans oublier l'écoulement de l'air, cela ouvre la voie à la continuation de cette recherche dans le domaine de thermomécanique.

References et bibliographiques

- [1] Zhang, X., et al., Torque variations of ball bearings based on dynamic model with geometrical imperfections and operating conditions. *Tribology International*, 2019. **133**: p. 193-205.
- [2] Qin, Y., et al., Dynamics modelling for deep groove ball bearings with local faults based on coupled and segmented displacement excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 2019. **447**: p. 1-19.
- [3] Bhardwaj, V., R.K. Pandey, and V.K. Agarwal, Experimental investigations for tribo-dynamic behaviours of conventional and textured races ball bearings using fresh and MoS₂ blended greases. *Tribology International*, 2017. **113**: p. 149-168.
- [4] Sharma, A., et al., Nonlinear dynamic investigations on rolling element bearings: A review. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018. **10**(3): p. 1687814018764148.
- [5] Shah, D.S. and V.N. Patel, Theoretical and experimental vibration studies of lubricated deep groove ball bearings having surface waviness on its races. *Measurement*, 2018. **129**: p. 405-423.
- [6] Wu, W., et al., Numerical and experimental investigation of the stratified air-oil flow inside ball bearings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016. **103**: p. 619-626.
- [7] Yang, Y., W. Yang, and D. Jiang, Simulation and experimental analysis of rolling element bearing fault in rotor-bearing-casing system. *Engineering Failure Analysis*, 2018. **92**: p. 205-221.
- [8] Saruhan, H., et al., Vibration Analysis of Rolling Element Bearings Defects. *Journal of Applied Research and Technology*, 2014. **12**(3): p. 384-395.
- [9] Popescu, T.D. and D. Aiordachioaie, Fault detection of rolling element bearings using optimal segmentation of vibrating signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019. **116**: p. 370-391.
- [10] Han, T., X. Liu, and A.C.C. Tan, Fault diagnosis of rolling element bearings based on Multiscale Dynamic Time Warping. *Measurement*, 2017. **95**: p. 355-366.
- [11] Samir, D., *Maintenance des Moteurs Diesel*. 2006.
- [12] Tonicello, E., *Rolling contact fatigue of dented surfaces for all steel and hybrid rolling bearings*. 2012, INSA de Lyon.

- [13] *mécanique générale roulements - engrenages réducteurs éditeur responsable : Brigitte REMACLE, Bld Reyers 80, 1030-Bruxelles édition septembre 2014.*
- [14] Jeng Y.R., Huang P.Y. *"Prediction of temperature rise for ball bearings."* Tribology Transactions, 2003, vol 46, p 49 – 56.
- [15] Brown J. R., Forster N. H., *"Carbon phenolic cages for high speed bearings. Part III - Development of numerical models for heat generation and temperature prediction in lightly lubricated bearings."* Air Force Research Laboratory Report, AFRL-PR-WP-TR-2003-2033, 2003, pp 23.
- [16] Wang L. Q., Chen G. C., Zheng D. Z., *"Operating temperature in high speed ball bearing.Proc."* IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.2007, Vol 221, p 353 - 359.
- [17] Coe H. H., *"Thermal analysis of a planetary transmission with spherical roller bearings operating after complete loss of oil."* Nasa Technical Paper, 1984.
- [18] Rumbarger J. H., Filetti E. G., Gubernick D., *"Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis."* Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1973, p 401 - 416.
- [19] Parker R. J., *"Comparison of predicted and experimental thermal performance of angular contact ball bearings."* Nasa Technical Paper. 1984, pp 16.
- [20] Winer W. O., Bair S., Gecim B., *"Thermal resistance of a tapered roller bearing."* Proc. American Society of Lubrication Engineers, Atlanta, 1985, p 1 - 8.
- [21] Jan F., *« Transferts énergétiques dans une transmission à trains planétaires. » Société d'études de l'industrie de l'engrenage, 1982, Bulletin n°79, pp 94.*
- [22] Burton R. A., Staph H. E., *"Thermally activated seizure of angular contact bearing."* ASLE Transactions, 1967, Vol 10, p 408 - 417.
- [23] Pirvics J., *"The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems."* Proceedings of the Royal Society, London, 1980, p 259 - 282.
- [24] Harris T. A. *"How to predict temperature increases in rolling bearings."* Product Engineering, 1963, Vol 9, p 89 – 98.

- [25] Andreason S., "Computer calculation of transient temperatures." *The ball bearing journal*, 1970, n°163, p 9 - 12.
- [26] Blok H., "La méthode des réseaux thermiques pour le calcul des température de masse dans les transmissions à engrenages." *Société d'études de l'industrie de l'engrenage*, 1970, N° 59
- [27] Sun G., Palazzolo A., Provenza A., Lawrence C., Carney K., "Long duration blade loss simulations including thermal growths for dual-rotor gas turbine engine." *Journal of Sound and Vibration*, 2008, Vol 316, p 147 - 163.
- [28] Changenet C., Oviedo-Marlot X., Vex P., "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks applications to a six speed manual gear box." *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, 2006, Vol 126, p 618 - 625.
- [29] Coe H. H., "Comparison of predicted and measured temperatures of UH- 60A helicopter transmission." *Nasa Technical Paper*, 1989.
- [30] Dowson D., Mian A. O., Taylor C. M. "Thermal network analysis of a ring-oiled bearing and comparison with experimental results." *Proc. 13th Leeds-Lyon Symp.*, Leeds, 1986, p 579 – 586.
- [31] Fernlund I., Andreason S., "Bearing temperature calculated by computer." *The ball bearing journal*, 1969, n° 156, p 3 – 8.
- [32] Manin L., "Modèles de comportement multiniveaux pour la Conception Mécanique assistée par ordinateur : application à la prévision du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages." *Thèse : INSA de Lyon*, 1999, pp 140.
- [33] Pirvics J., Kleckner R. J., "Prediction of ball and roller bearing thermal and kinematic performance by computer analysis." *Nasa Conference Publication*. 1983, p 185 - 201.
- [34] Decolon. Estimation a posteriori et adaptation de malliages .coordinateur Michel Fortin, Hermes, 2000.
- [35] Batoz J.L. et Dhatt G. *Modélisation des structures par éléments finis volume 2 : poutres et plaque* .Hermès ,paris,1990.