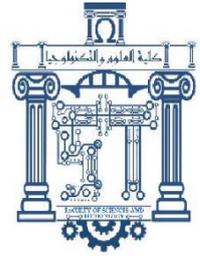




الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
**République Algérienne Démocratique Et
Populaire**



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère d'enseignement supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Echahid Chikh larbi tébessi

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du Diplôme de master

Etude analytique et numérique du contact entre came et galet appliqué à mécanisme réel

Spécialité : Construction Mécanique

Par : Taki Eddine BOUCHIHA & Fadhila MEHRAZ

Devant :

Dr. Hadj BELGHALEM

Président

Dr. Ramdane YOUNES

Examineur

Dr. Abdelhakim HADJEB

Encadreur

Année universitaire 2022/2023

Remerciement

Nous tiens à remercier sincèrement toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire.

En premier lieu , nous tiens à exprimer nos gratitude envers nos directeur de mémoire Dr. Hadjeb Abdelhakim , pour ses conseils éclairés , sa Patience et sa disponibilité tout au long de ce projet.

Nous souhaitons également remercier les membres de nos jury , Dr.El Hadj Belghalem et Dr. Younes Ramdane , pour leurs conseils avisés qui nous ont permis d'améliorer la qualité de notre travail.

Nous remercions également nos familles et nos amis pour leur soutien moral et leur encouragement constant pendant cette période de travail intense.

En fin , nous remercions l'ensemble du corps professoral de l'université de Cheikh El Arbi Tebessi.

Qui nous a permis d'acquérir les connaissances et les compétences nécessaires pour mener à bien ce projet .

Merci à tous pour votre précieuse contribution.

Dédicace

Du profond de mon Coeur , je dédie ce travail à tous ceux qui me sont chers,

A nos très chers parents , source de vie , d'amour et d'affection .

A mes chers frères Hazem, Oussama, Aziz et Ali source de joie et de Bonheur.

A nos soeurs , source d'espoir et de motivation.

A tous mes amis, Aimen, Islem et particulièrement Wahiba et souad

A Mouna , chère amie.

A vous cher lecteur.

Résumé

Ce mémoire explore le concept des cames, des dispositifs mécaniques largement utilisés dans de nombreux domaines industriels et techniques.

Il examine comment les cames sont utilisées pour convertir un mouvement rotatif en mouvement linéaire, pour contrôler le mouvement des soupapes dans les moteurs à combustion interne. Les avantages et les inconvénients de l'utilisation des cames dans les applications mécaniques sont également abordés.

Une étude cinématique et dynamique a été menée pour la détermination des forces élastique, et d'inertie qui agissent dans l'interface came galet.

La théorie de contact de Hertz nous a fourni la contrainte dans la zone de contact en fonction de la force normale appliquée et des rayons de courbure des deux corps.

Enfin un modèle paramétrique de l'ensemble came galet est modélisé à l'aide du logiciel SOLIDWORKS et pour ce modèle, une analyse statique par éléments finis est effectuée à l'aide du logiciel SOLIDWORKS SIMULATION.

Summary

This thesis explores the concept of cams, mechanical devices widely used in many industrial and technical fields. It examines how cams are used to convert rotary motion to linear motion, to control valve motion in internal combustion engines. The advantages and disadvantages of using cams in mechanical applications are also discussed. A kinematic and dynamic study was carried out to determine the elastic and inertial forces acting in the cam-roller interface. Hertz's contact theory gave us the stress in the contact area as a function of the applied normal force and the radii of curvature of the two bodies. Finally, a parametric model of the roller cam assembly is modeled using SOLIDWORKS software and for this model, a static finite element analysis is performed using SOLIDWORKS SIMULATION

ملخص

تستكشف هذه الرسالة مفهوم الكامات في الأجهزة الميكانيكية المستخدمة على نطاق واسع في العديد من المجالات الصناعية والتقنية. دراسة كيفية استخدام الكامات لتحويل الحركة الدورانية إلى حركة خطية ، و التحكم في حركة الصمامات في محركات الاحتراق الداخلي. كما تمت مناقشة مزايا و عيوب استخدام الكامات في التطبيقات الميكانيكية .

تم إجراء دراسة حركية وديناميكية لتحديد القوى المرنة والقصور الذاتي التي تعمل في واجهة الأسطوانة و الكامات. أعطتنا نظرية التلامس هيرتز الضغط في منطقة التلامس بدلالة القوة المطبقة ونصف قطر انحناء الجسمين.

أخيرًا ، تم تصميم نموذج حدودي لتجميع الكامات و الاطوانة باستخدام برنامج SOLIDWORKS ، وبالنسبة لهذا النموذج ، تم إجراء تحليل سكوني للعناصر المحدودة باستخدام برنامج محاكاة SOLIDWORKS.

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : Came à Disque.....	4
Figure I.2 : Came à Tambour.	4
Figure I.3 : La came à rainure.....	5
Figure I.4 : Came à sabot, à galet et à plateau.....	5
Figure I.5.a : Came disque à profil extérieur.....	6
b : came disque à profil intérieur.....	6
c : Came cylindrique.....	6
Figure I.6.a : Arbre à cames et Soupapes.....	8
b : Arbre à came.....	8

Chapitre II

Figure.II.1: Heinrich Rudolf Hertz.....	11
Figure.II.2: Schéma de la zone de contact entre un cylindre et une surface plane.....	12
Figure.II.3: Schéma de la zone de contact entre une sphère et une surface plane.....	15
Figure.II.4: L'élément fini a prédit la distribution des contraintes de von Mises dans un contact sphérique dans le régime élastique.....	16
Figure.II.5: Répartition de la pression en contact cylindrique.....	16
Figure.II.6: Zone de contact de deux sphères ou cylindres.....	17
Figure.II.7: Répartition de la pression sur la zone decontact.....	17
Figure.II.8: Répartition des contraintes principales maximales de von Mises pour les cylindres	19

Chapitre III

Figure III.1 : Nomenclature des cames.....	24
Figure III.2 : Came radiale traduisant la répartition de la force du galet suiveur.....	25
Figure III.3 : Angle de pression ϕ (degré) en fonction de θ	26
Figure III.4 : Cames en arc circulaires.....	29
a : Came à triple arc.	29

b : Came tangente.....	29
Figure III.5.a : Came en arc circulaire.....	30
b : rouleau suiveur en translation.....	30
Figure III.6.a: Arc de came circulaire.....	31
b : Translation suiveur a face plate.....	31
Figure III.7: Moteur deutz f3l 912 - type cylindre en ligne.....	32
Figure III.8: Mécanisme de commande des soupapes.....	33
Figure III.9: Dimensions de la came du moteur DEUTZ F3L 912.....	33
Figure III.10: Géométrie d'engagement de la came arquée avec le galet suiveur.	34
Figure III.11: Transmission entre le vilebrequin et l'arbre à cames.....	37
Figure III.12 : Déplacement y en fonction de θ	38
Figure III.13 : La vitesse \dot{y} en fonction de θ	38
Figure III.14 : L'accélération \ddot{y} en fonction de θ	39
Figure III.15 : Taux de variation de l'accélération \dddot{y} en fonction de θ	39
Figure III.16 : Chaine cinématique de la distribution des soupapes.....	40
Figure III.17 : La force d'inertie $Fk2$ en fonction de θ	41
Figure III.18 : La force d'élasticité Fa en fonction de θ	42
Figure III.19: La force totale F en fonction de θ	42
Figure III.20: La force normale Fn en fonction de θ	43
Figure III.21: demi largeur de contact en fonction de θ	43
Figure III.22: Rayon équivalente en fonction de θ	44
Figure III.23: La Préhension de contact PH en fonction de θ	44
Figure III.24: La Contrainte en fonction de θ	45

Chapitre IV

Figure IV.1 : Mise en plan de SOLODWORKS.....	49
Figure IV.2 : Assemblage des pièces au SOLIDWORKS.....	49
Figure IV.3 : Simulation numérique fréquentielle dans l'industrie.....	50
Figure IV.4 : Calcule des éléments finis.....	51
Figure IV.5 : Modélisation par éléments finis.....	52

Figure IV.6 : Calcul de structure par les éléments finis.....	53
Figure IV.7 : Ensemble Came-galet	54
Figure IV.8 : Corps volumiques.....	54
Figure IV.9 : Contrainte statique came-galet.....	60
Figure IV.10 : Déplacement statique de came-galet.....	60
Figure IV.11 : Déformation statique de came-galet.....	61
Figure IV.12: Contraintes statique de Came-galet.....	61

Symboles

Chap 2

a : Le demi-largeur de l'aire du contact

A : Zone de contact

b : Demi-largeur de contact cylindrique

b_c : largeur de contact critique

B : Constante géométrie cylindrique

C : Coefficient de limite d'élasticité critique

E : module d'élasticité

E' : Module élasticité équivalente

F : Force de contact

F_c : Force de contact critique

F_n : Force normale

L : Longueur de contact cylindrique

P_{max} : Pression maximale du contact

$P_{H max}$: Pression de hertz maximale

R : Rayon du cylindre ou de la sphère ou de la pointe d'aspérité

R_1 : Rayon du cylindre de came

R_2 : Rayon du cylindre de galet

S_y : Limite d'élasticité

δ : Déviation de la surface d'aspérité cylindrique ou sinusoïdale

ν : rapport de Poisson

ω : Interférence du contact sphérique

Chap 3

y'' = accélération mm/rad²

a = accélération constante mm/sec²

a_e = demi-grand axe d'ellipse, mm

b_e = demi-petit axe d'ellipse, mm

C, C_1, C_2 = constantes

h = hausse totale, mm

h_1 = déplacement au point de transition, mm

n = n'importe quel chiffre

$n_e = \frac{a_e}{b_e}$ rapport

V_0 = vitesse initiale, mm/sec

y = déplacement du suiveur, mm

y' = vitesse du suiveur, sans dimension

y'' = accélération du suiveur, sans dimension

y''' = taux de variation de l'accélération du suiveur, sans dimension

\dot{y} = vitesse du suiveur

\ddot{y} = accélération du suiveur

$\ddot{\ddot{y}}$ = taux de variation de l'accélération du suiveur

y_1, y_2 = déplacement pendant les périodes d'accélération 1 et 2, respectivement, mm

β = angle de came pour monter h , rad

β_1 = angle de rotation pour monter h_1 , rad

φ = angle de rotation pour la courbe cycloïdale, rad

v_0 = vitesse initiale, mm/rad

ω = vitesse de came, rad/sec

θ = angle de rotation de la came

l_1 = porte-à-faux suiveur

l_2 = longueur d'appui suiveur

F_n = Force normale au profil de la came,

F = charge externe sur le suiveur (comprend la charge de travail, le poids, la force du ressort, l'inertie et le frottement,)

N_1 et N_2 = Forces normales à la tige suiveuse,

W = rayon de la tige suiveuse,

α = Angle de pression, deg

α_m = Angle de pression maximal, deg

μ = Coefficient de frottement

Table des matières

Remerciement.....	II
Dédicace.....	III
Résumé.....	IV
Summary.....	V
ملخص	VI
Liste des figures.....	VII
Liste des Symbols.....	X
Introduction Générale	1

Chapitre I: Généralité sur les cames

I.1 Introduction	3
I.2 Définition de les cames.....	3
I.3 types de cames.....	4
I.3.1 came à disque.....	4
I.3.2 came à tambour.....	4
I.3.3 came à rainure.....	5
I.4. Domaine d'utilisation des cames	6
I.4.1. Les cames dans l'industrie.....	6
I.4.2 Les cames dans un moteur à combustion.....	7
I.4.3. Les cames de serrage dans la fabrication mécanique.....	8
I.5. Avantages	9
I.6. Inconvénients.....	9
I.7. Conclusion	9

Chapitre II : Théorie de Hertz

II.1 Introduction.....	11
II.2. Contact de crête unique.....	12
II.2.1. Contact cylindrique.....	12
II.2.2. Contact cylindrique élasto- plastique.....	14
II.2.3. Contact élastique sphérique et parabolique.....	15
II.3. Pression de contact et surface de contact en contact cylindrique parallèle.....	16
II.4. Distributions de contraintes statiques dans un contact cylindrique parallèle.....	18
II.5. Conclusion.....	20

Chapitre III : La cinématique et le chargement de l'interface came et suiveur

III.1. Introduction.....	21
III.2. Caractéristiques du suiveur.....	21
III.3. Angle de pression de la came.....	23
III.4. Forces d'angle de pression – Galet suiveur en translation.....	24
III.5. Phénomènes d'usure.....	27
III.6. Mécanisme a came spéciaux.....	29
III.6.1. Cames radiales en forme de contour.....	29
III.6.2. Cames à arc circulaire.....	30
III.6.3. Arc de came circulaire- Translation Rouleau Suiveur.....	30
III.6.4. Arc de came circulaire- Translation suiveur à face plate.....	31
III.7. Etude analytique et numérique d'une came de moteur (Deutz Diesel F3L912).....	31
III.7.1. Les caractéristiques du F3L912	31
III.7.2. Description.....	32
III.7.3. Mécanisme de commande des soupapes.....	32
III.7.4. Données de la came étudiée.....	33
III.7.5. Calcul cinématique.....	34
III.7.6. Calcul de la vitesse de rotation de l'arbre à cames.....	37
III.7.7. Calcul de chargement de l'interface came et suiveur.....	40
III.7.8. Force élastique.....	40

III.7.9. Force d'inertie.....	41
III.8. Conclusion.....	46
Chapitre IV : Modélisation et analyse des cames par simulation numérique avec SolidWorks	
IV.1. Introduction.....	48
IV.2. Notions de base	48
IV.2.1. Notion sur logiciel SOLIDWORKS.....	48
IV.2.2 .Méthode des éléments Finis.....	51
IV.2.2.1 Généralité.....	51
IV.2.2.2 Avantage de la méthode des éléments finis	51
IV.2.2.3 Procédures de base de la méthode des éléments finis.....	52
IV.2.2.3.1 Choix du type d'élément et discretisation.....	52
IV.2.2.3.2 Type d'élément.....	52
IV.2.2.3.3 Taille de l'élément	53
IV.3. Simulation Statique.....	54
IV.3.1. Informations sur le modèle.....	54
IV.3.2. Propriétés de l'étude.....	55
IV.3.3. Unités.....	56
IV.3.4. Propriétés du matériau.....	56
IV.3.5. Actions extérieures	57
IV.3.6. Informations sur le contact.....	58
IV.3.7. Forces résultantes	59
IV.3.7.1. Forces de réaction	59
IV.3.7.2. Moments de réaction.....	59
IV.3.7.3. Forces de corps libre.....	59
IV.3.8. Résultats de l'étude.....	59
IV.4. Conclusion.....	62
Conclusion Générale.....	63

Introduction Générale

Au Moyen Âge, les cames ont été utilisées dans les moulins à vent pour transformer le mouvement rotatif des pales en un mouvement linéaire pour moudre le grain. Les moulins à vent ont également été utilisés pour pomper de l'eau, actionner des soufflets et d'autres applications industrielles.

Au cours de la révolution industrielle, l'utilisation des cames s'est considérablement développée. Les cames ont été utilisées dans les machines à vapeur, les machines textiles et dans de nombreuses autres applications industrielles. L'invention de la voiture à essence et du moteur à combustion interne a également largement contribué à l'utilisation des cames. Les cames sont utilisées pour contrôler l'ouverture et la fermeture des soupapes dans le moteur, ce qui permet de contrôler l'admission d'air et de carburant dans le cylindre et d'évacuer les gaz d'échappement.

Aujourd'hui, les cames sont utilisées dans de nombreuses applications, de la production de papier et d'acier à la fabrication de jouets et de montres. Avec l'avènement des technologies numériques, la conception et la fabrication de cames ont également évolué pour répondre aux besoins de l'industrie moderne.

Les cames ont une longue histoire remontant à l'Antiquité. Les premières utilisations connues des cames remontent à l'Égypte antique, où elles étaient utilisées pour actionner les portes des temples et les mécanismes de levage. Les Grecs et les Romains ont également utilisé des cames dans des mécanismes de levage et pour actionner les portes et les portails.

Une came est un élément de machine apparié supérieur qui est utilisé pour communiquer un mouvement spécifié, par contact direct, à un autre élément de machine, appelé suiveur. Une came peut également être définie comme un dispositif pratique transformant un type de mouvement en un autre. Habituellement, la came oscille ou tourne tandis que le suiveur a le mouvement de translation ou d'oscillation. La came a une surface incurvée ou rainurée qui s'accouple avec le suiveur pour lui communiquer un mouvement spécifié.

Les mécanismes de suiveur-came sont simples et moins coûteux. Ils ont moins de pièces mobiles et nécessitent un très petit espace de travail. De nombreuses machines automatiques modernes dépendent des cames pour fournir une synchronisation correcte des composants de la machine. De nombreuses machines nécessitent un mouvement compliqué qui ne peut être obtenu qu'au moyen de mécanismes à suiveur-came. L'exigence d'un mouvement complexe, cependant, ne complique pas le processus de conception des cames. En raison des caractéristiques souhaitées, les mécanismes à

came sont utilisés dans les machines d'impression, les machines de découpe de papier, les machines d'emballage et de traitement, les machines textiles de filage et de tissage et les freins à chaussures à expansion interne.

Les cames sont également utilisées dans les machines à couper les vis automatiques, les mécanismes d'alimentation des tours automatiques, dans les presses et pour faire fonctionner les soupapes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Les mécanismes à came peuvent également être conçus avec possibilité de réglage, comme dans les machines à copier. Les mécanismes de Came trouvent souvent une application là où des liens seraient appropriés. Il s'agit notamment d'instruments, de machines à écrire, d'ordinateurs et d'appareils de mesure qui nécessitent souvent un mouvement oscillant dont la précision n'est pas critique.

Le galet de came est un roulement compact doté d'un arbre à haute rigidité et d'un roulement à aiguilles intégré. Il convient particulièrement bien en tant que roulement pour les commandes à cames et le mouvement linéaire des machines automatisées.

Comment concevoir et optimiser la géométrie des cames mécaniques pour maximiser l'efficacité et la durabilité des systèmes de transmission de mouvement ?

Est ce qu'il y'a risque de l'usure a partir le frottement et comment éviter ce problème ?

L'organisation des différents chapitres du mémoire traduit la démarche que nous avons suivie :

Le chapitre 1 se concentre sur les notions fondamentales concernant les cames mécaniques, qui sont largement utilisées dans le domaine de l'ingénierie pour convertir un mouvement rotatif en un mouvement linéaire ou vice versa. Nous explorerons également les avantages et les inconvénients associés à l'utilisation de cames dans les applications mécaniques.

Le chapitre 2 explore l'application de la théorie de Hertz dans le domaine des cames, mettant en évidence l'importance de cette théorie dans la conception et le fonctionnement des mécanismes de cames utilisés dans de nombreux dispositifs et machines.

Le chapitre 3 aborde le domaine de la cinématique et du chargement de l'interface came et suiveur. Dans ce chapitre, nous explorerons les lois de cette interface mécanique largement utilisée dans de nombreux systèmes industriels et mécanismes.

Le chapitre 4 se concentre sur l'importance de la simulation des cames, les méthodes utilisées pour simuler leur fonctionnement, ainsi que les avantages et les limitations de ces simulations.

Chapitre I: Généralité sur les cames

I.1.Introduction

Dans le domaine de l'ingénierie mécanique, les cames sont des éléments fondamentaux qui jouent un rôle crucial dans la transformation du mouvement. Ces mécanismes ingénieux sont utilisés dans une variété d'applications allant des machines industrielles aux dispositifs médicaux, en passant par les systèmes d'automatisation.

Ce chapitre se concentre sur l'étude approfondie des notions de cames, explorant leur conception, leur fonctionnement et leur utilisation. Nous allons plonger dans l'univers captivant des cames, en examinant leur impact sur le mouvement et leur capacité à convertir un mouvement de rotation en un mouvement linéaire, oscillant ou complexe.

I.2. Définition de les cames

Les cames sont des éléments mécaniques couramment utilisés pour convertir un mouvement rotatif en un mouvement linéaire ou pour contrôler la position ou la vitesse d'un objet en mouvement. Ils sont utilisés dans de nombreuses applications, notamment dans les machines-outils, les moteurs à combustion interne, les systèmes de levage et de manutention, les machines d'emballage et bien d'autres.

Les cames sont des éléments mécaniques largement utilisés dans de nombreuses applications industrielles. Elles sont utilisées pour convertir un mouvement rotatif en un mouvement linéaire ou pour contrôler la position ou la vitesse d'un objet en mouvement. Les cames ont été utilisées pendant des siècles dans diverses formes et tailles, depuis les cames rudimentaires en bois jusqu'aux cames sophistiquées fabriquées avec les dernières technologies de fabrication.

Les cames ont été utilisées depuis l'Antiquité pour diverses applications, notamment pour contrôler le mouvement des portes, des pont-levis et des machines d'emballage. Les premières cames étaient rudimentaires et étaient fabriquées en bois. Au fil des siècles, les cames ont été fabriquées à partir de matériaux tels que l'acier, l'aluminium et d'autres alliages. La conception des cames a également évolué, passant des cames simples aux cames complexes à plusieurs lobes et à spirales.

Le fonctionnement des cames est basé sur le principe de la géométrie. Lorsque la came tourne, la surface profilée de la came est en contact avec le suiveur ou le galet. Le profil de la came contrôle la

position ou la vitesse du suiveur en mouvement. Les cames peuvent être conçues pour fournir un mouvement linéaire, un mouvement de rotation irrégulier ou un mouvement oscillatoire [1].

I.3.Types des cames

Il existe différents types de cames utilisés, chacun ayant ses propres avantages et inconvénients. Voici quelques-uns des types de cames les plus courants :

I.3.1.Came à Disque :

La came à disque se réfère spécifiquement à une came qui utilise un disque métallique plat avec des lobes usinés sur sa surface. Le disque tourne avec l'arbre à cames et les lobes soulèvent les poussoirs qui actionnent les soupapes.

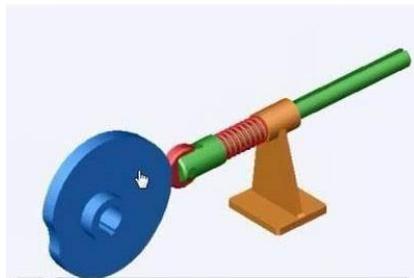


Figure I.1 : Came à Disque.

I.3.2.Came à Tambour:

utilise un tambour cylindrique avec des lobes usinés sur sa surface. Le tambour tourne avec l'arbre à cames et les lobes soulèvent les poussoirs qui actionnent les soupapes.

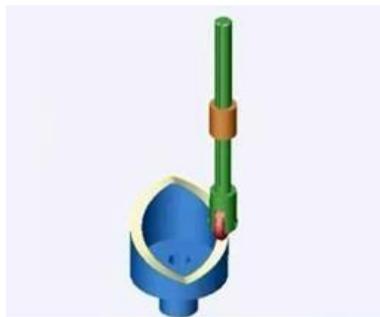


Figure I.2 : Came à Tambour.

I.3.3.Came à rainure:

La came à rainure, également appelée came à levée variable, est un type de came qui permet de contrôler la levée des soupapes d'admission et d'échappement dans les moteurs à combustion

interne. Contrairement aux cames traditionnelles à lobes fixes, la came à rainure est conçue avec des lobes en forme de rainure qui peuvent être déplacés axialement sur l'arbre à cames.

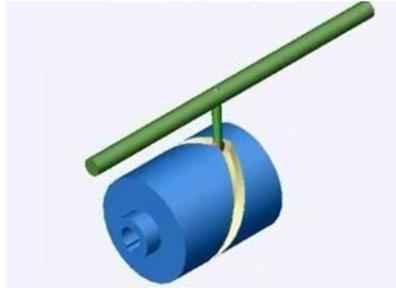


Figure I.3 : La came à rainure.

On peut classer les cames en plusieurs familles :

-Selon le système suiveur

- Came à sabot (tige arrondie) ;
- Came à galet ;
- Came à plateau.

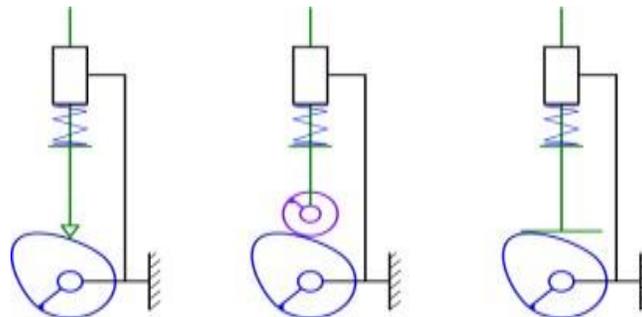


Figure I.4 : Came à sabot, à galet et à plateau.

-Selon la direction de l'effort

- **Came disque ou came à transmission radiale** : la came est en rotation par rapport au support du suiveur, l'effort est radial (perpendiculaire à l'axe de rotation) ;
- **Came à profil extérieur** : engendre un effort centrifuge ;
- **Came à profil intérieur** : engendre un effort centripète ;
- **Came cylindrique, came cloche, came à tambour, came à transmission axiale** : la came est en rotation par rapport au support du suiveur, et l'effort est parallèle à l'axe [2].

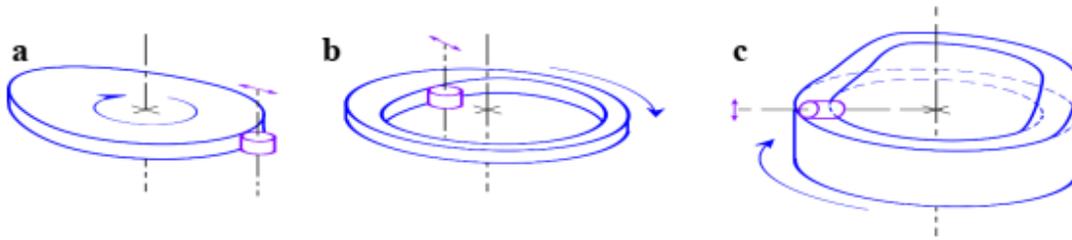


Figure I.5.a : Came disque à profil extérieur.

b : came disque à profil intérieur.

c : Came cylindrique.

I.4. Domaine d'utilisation des cames

I.4.1. Les cames dans l'industrie

1. **Machines de production automatisées :** Les cames sont utilisées pour contrôler le mouvement des outils et des pièces dans les machines de production automatisées. Cela permet d'assurer une production régulière et précise des pièces.
2. **Machines d'emboutissage :** Les cames sont utilisées dans les machines d'emboutissage pour contrôler le mouvement des poinçons et des matrices, ce qui permet de produire des pièces embouties avec une précision et une régularité élevées.
3. **Machines de moulage par injection :** Les cames sont utilisées dans les machines de moulage par injection pour contrôler le mouvement du piston, ce qui permet de produire des pièces en plastique avec une précision et une régularité élevées.
4. **Machines d'emballage :** Les cames sont utilisées dans les machines d'emballage pour contrôler le mouvement des pièces d'emballage, ce qui permet de produire des emballages avec une précision et une régularité élevées.
5. **Machines de soudage :** Les cames sont utilisées dans les machines de soudage pour contrôler le mouvement des électrodes, ce qui permet de produire des soudures avec une précision et une régularité élevées.
6. **Machines de découpe :** Les cames sont utilisées dans les machines de découpe pour contrôler le mouvement de la lame, ce qui permet de découper des pièces avec une précision et une régularité élevées [4].

1.4.2 Les cames dans un moteur à combustion:

L'arbre à cames est une pièce mécanique utilisée, principalement, dans des moteurs thermiques à combustion interne à 4 temps pour la commande synchronisée des soupapes. Il se compose d'une tige cylindrique disposant d'autant de cames que de soupapes à commander indépendamment ou par groupe, glissant sur la queue de soupape, ou sur un renvoi mécanique (ex. : le patin d'un culbuteur).

Il est placé au niveau du vilebrequin (moteur culbuté ou Moteur à soupapes latérales), ou sur la culasse (arbre à cames en tête).

Sa synchronisation, avec l'arbre moteur, se fait par l'intermédiaire de pignons, d'une chaîne ou en utilisant une courroie crantée (technique en vogue). Le montage et la conception du moteur détermine la position angulaire de l'arbre. Les dispositions possibles pour l'arbre à cames dépendent également de l'architecture du moteur et de ses performances. Dans les moteurs à combustion interne quatre temps le cycle complet nécessite deux tours de vilebrequin pour un tour de l'arbre à cames. Ce dernier tourne donc deux fois moins vite que le vilebrequin moteur.

L'élément suiveur des cames prend, selon les cas, différents noms:

- Lorsque ce dernier est soumis à un mouvement de translation rectiligne, il est nommé poussoir centré ou excentré suivant que son axe rencontre ou non celui de l'arbre à cames.
- S'il effectue un mouvement oscillant de rotation autour d'un axe, il porte le nom de culbuteur.

Comme cité précédemment, l'arbre contrôle l'ouverture des soupapes. Lorsque la came n'attaque pas, (directement ou par l'intermédiaire du poussoir ou du culbuteur), la queue de soupape, soumise aussi à l'action d'un ressort, reste fermée. Les ouvertures et fermetures se font donc totalement mécaniquement.

Les matériaux utilisés pour la fabrication des arbres à cames doivent être capables de résister à l'usure, vu les frottements importants avec les poussoirs ou les culbuteurs, surtout lors des démarrages à froid, lorsque la lubrification n'est pas encore assurée sous pression. On utilise en général, pour les moteurs de grande série, des fontes trempées sur les cames et les portées

Le dessin des cames est très important, leurs profils déterminent : le moment d'ouverture des soupapes, la durée d'ouverture et la levée des soupapes (diagramme de la distribution). Lorsque l'arbre à cames tourne, les cames poussent sur les linguets, qui sont reliés aux tiges de soupape, provoquant ainsi l'ouverture ou la fermeture des soupapes. La forme et la taille des cames déterminent le moment précis où les soupapes s'ouvrent et se ferment, et donc la quantité de

carburant et d'air qui est admise dans la chambre de combustion, ainsi que le moment où les gaz d'échappement sont évacués.

Les cames peuvent avoir des profils différents, selon les besoins du moteur. Elles à profil symétrique sont couramment utilisées dans les moteurs à bas régime, tandis que les cames à profil asymétrique sont utilisées pour les moteurs à haut régime. Les cames à lobes multiples sont également utilisées pour améliorer l'efficacité du moteur en permettant une meilleure gestion des flux d'air et de carburant.

Les cames sont une partie essentielle des moteurs à combustion interne et leur conception peut avoir un impact significatif sur les performances et l'efficacité du moteur [3].

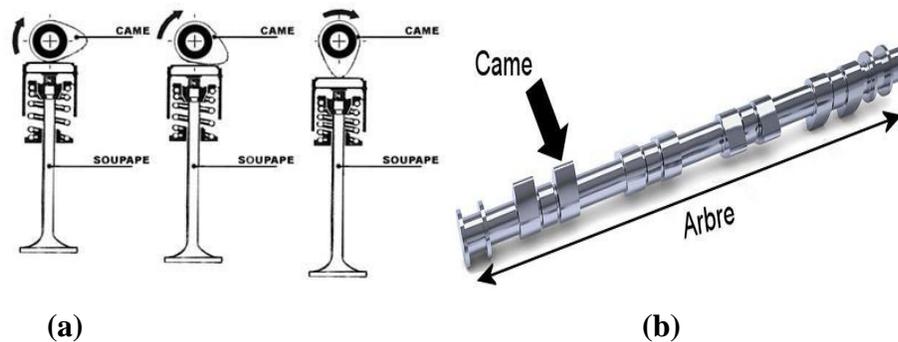


Figure I.6.a : Arbre à cames et Soupapes.

b : Arbre à came.

I.4.3. Les cames de serrage dans la fabrication mécanique

Les cames de serrage sont des éléments mécaniques utilisés dans la fabrication mécanique pour maintenir des pièces en place pendant des opérations d'usinage. Elles sont généralement des pièces cylindriques munies de dents qui se verrouillent autour de la pièce à maintenir. Elles sont utilisées dans une variété d'applications, notamment dans le fraisage, le tournage et le perçage de pièces.

Elles sont souvent utilisées avec des mandrins ou des plaques de serrage pour maintenir les pièces en place pendant l'usinage. Il existe plusieurs types de cames de serrage disponibles, chacun ayant des caractéristiques spécifiques en termes de taille, de forme et de fonctionnalité. Ils peuvent être manuelles ou pneumatiques, et peuvent être actionnés par une clé de serrage ou un système de commande numérique. L'utilisation de cames de serrage est importante car elle permet d'assurer la précision de l'usinage en maintenant la pièce en place et en minimisant les vibrations et les mouvements indésirables. Elle permet également d'accroître la sécurité des opérations d'usinage en évitant que la pièce ne se détache ou ne se déplace pendant l'opération.

Effectivement, les cames de serrage sont souvent utilisées dans des mécanismes de bridage pour le serrage des pièces à usiner dans la fabrication mécanique. Les brides de serrage sont des dispositifs mécaniques conçus pour maintenir les pièces à usiner en place pendant l'usinage, afin de garantir une précision et une qualité d'usinage optimales.

Les cames de serrage sont souvent utilisées dans les brides à action rapide, qui sont des mécanismes de bridage conçus pour permettre un serrage rapide et facile des pièces à usiner. Les brides à action rapide sont couramment utilisées dans les opérations de production en série, où un changement rapide et efficace des pièces à usiner est essentiel.

Elles peuvent être intégrées dans différents types de brides de serrage, tels que les brides à levier, les brides à vis, les brides hydrauliques, etc. Les cames de serrage peuvent être réglables en fonction de la taille et de la forme de la pièce à usiner, afin d'assurer un serrage optimal et une sécurité accrue [4].

I.5.Avantages

- On peut configurer la came de façon à faire varier le déplacement de la tige d'un mouvement de translation à un autre.
- Ce système permet une réduction considérable de la vitesse.
- Il permet des ajustements précis.
- Le système ne se desserre pas lorsqu'on relâche la tige.

I.6.Inconvénients

- Les pièces s'usent rapidement et elle nécessite un besoin constant de lubrification.
- Le risque de vibrations importantes est présent si la came tourne à grande vitesse.
- C'est un système difficile à construire car il nécessite un ajustement précis [5].

I.7.Conclusion

En conclusion, les cames sont des éléments mécaniques essentiels dans de nombreuses machines industrielles, car elles permettent de convertir un mouvement circulaire en un mouvement linéaire ou vice versa. Les cames sont utilisées dans une variété d'applications, allant des moteurs aux machines-outils en passant par les compresseurs et les pompes.

La conception et la fabrication de cames peuvent être complexes et requièrent une connaissance approfondie de la mécanique et de la physique. Les concepteurs de machines doivent prendre en

compte de nombreux facteurs, tels que les exigences de la machine, les matériaux disponibles et les contraintes budgétaires, lorsqu'ils choisissent le type de came à utiliser.

Malgré leur complexité, les cames ont des avantages importants en termes d'efficacité et de fiabilité des machines. En utilisant des cames bien conçues, les machines peuvent fonctionner de manière plus efficace et nécessiter moins d'entretien, ce qui peut réduire les coûts à long terme.

En fin de compte, la came est un élément clé de la mécanique industrielle et continueront d'être utilisée dans une variété d'applications pour améliorer l'efficacité et la fiabilité des machines.

Chapitre II : Théorie de hertz

II.1. Introduction

Bien que le frottement et l'usure aient été le sujet des pensées et des créations de l'homme depuis l'Antiquité, l'application de la mécanique aux problèmes de contact a probablement commencé avec Heinrich Hertz en résolvant le problème de la déformation élastique entre les surfaces paraboliques en contact. Beaucoup l'ont depuis appliqué au contact de surfaces sphériques. De nombreux autres chercheurs bien connus ont suivi les traces de Hertz. Cependant, K. L. Johnson est peut-être le contemporain le plus connu dans le domaine et est l'auteur du livre fondateur sur le sujet, "Mécanique de contact".

Le contact entre les solides est indéniablement important car il s'agit d'un événement si courant et critique dans notre vie quotidienne, notre santé, et dans l'industrie. Les contacts provoquent des contraintes très élevées entre les objets qui peuvent provoquer une défaillance sous forme de fracture, de plastification, de fatigue de surface et d'usure. La prévision de ces contraintes avec une grande résolution peut également être très difficile car les surfaces sont presque toujours très rugueuses et possèdent une géométrie compliquée et peut-être imprévisible. Au sein de ces interactions complexes, de nombreux phénomènes tels que le frottement, l'usure et la résistance de contact sont régis. Néanmoins, des progrès significatifs ont été réalisés dans la résolution pratique de ces problèmes, mais de nombreux obstacles subsistent.



Figure.II.1: Heinrich Rudolf Hertz.

Il existe des méthodes analytiques qui, dans certains cas, fournissent des solutions aux problèmes de mécanique des contacts. Des méthodes numériques sont également disponibles qui fourniront une solution approximative lorsqu'une solution analytique n'est pas possible. Nous nous concentrerons principalement sur les solutions analytiques existantes aux problèmes de contact. Cependant, des méthodes tel que les éléments finis peuvent être des outils très puissants pour les problèmes de contact qui ne peuvent pas être résolus analytiquement.

Dans ce chapitre, nous commencerons par citer certains de ces outils utiles de mécanique de contact en discutant d'abord du contact de surfaces courbes lisses élastiques comme Hertz l'a décrit pour la première fois [6].

II.2. Contact de crête unique

II.2.1. Contact cylindrique

Le contact cylindrique est courant dans les machines. Un suiveur à rouleaux cylindriques non bombés fonctionnant contre une came frontale en est un exemple. Les roulements à rouleaux sont une autre application. Les cylindres d'accouplement peuvent être à la fois convexes, un convexe et un concave (cylindre en creux), ou, à la limite, un cylindre sur plan. Dans tous ces contacts, il y a la possibilité de glisser ainsi que de rouler à l'interface. La présence d'efforts de glissement tangentiel a un effet significatif sur les contraintes par rapport au laminage pur. Nous considérerons d'abord le cas de deux cylindres en roulement pur.

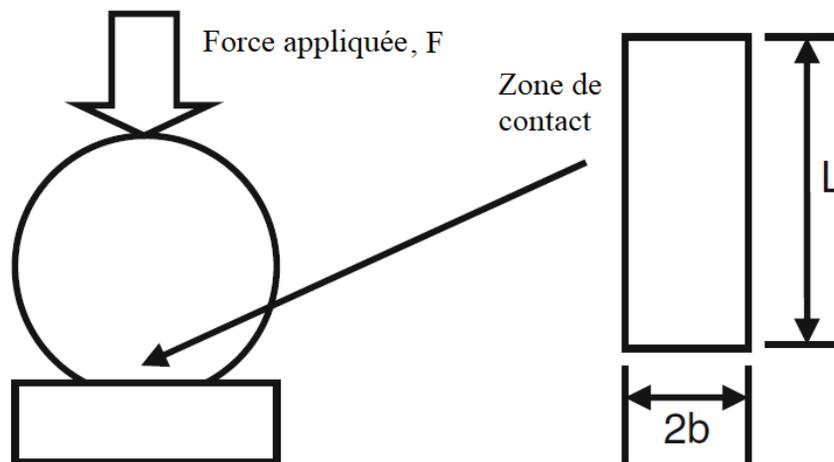


Figure.II.2: Schéma de la zone de contact entre un cylindre et une surface plane.

Lorsqu'un cylindre entre en contact avec une surface plane, la zone de contact est initialement une ligne jusqu'à ce qu'elle grandisse et devienne un rectangle. Il en est de même lorsque deux

cylindres entrent en contact et que leurs axes de symétrie sont parallèles. Par conséquent, les contacts cylindriques sont souvent appelés contacts de ligne. Une coupe transversale d'un contact cylindrique est illustrée à la Figure.II.2.

Hamrock [7] fournit la solution à la déflexion d'un contact cylindrique élastique :

$$\delta = \frac{F}{\pi E' L} \left[\ln \left(\frac{4\pi E' R L}{F} \right) - 1 \right] \quad (\text{II.1})$$

La demi-largeur de contact est (la surface de contact est la longueur du cylindre multipliée par deux fois la demi-largeur) :

$$b = \sqrt{\frac{4.F.R}{\pi.L.E'}} \quad (\text{II.2})$$

Notez que E' est souvent appelé module d'élasticité équivalent et peut être utilisé pour le contact de nombreuses géométries de surface différentes. E' est donné par :

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (\text{II.3})$$

$$E' = \frac{E_1 E_2}{E_1 (1-\nu_2^2) + E_2 (1-\nu_1^2)} \quad (\text{II.4})$$

De même, R est souvent appelé rayon de courbure équivalent et peut être utilisé pour considérer le contact de deux sphères de rayons de courbure différents, notés ici R_1 et R_2 , et calculés par

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (\text{II.5})$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (\text{II.6})$$

Notez que le contact entre une surface convexe et concave peut également être pris en compte, comme pour le contact entre un élément roulant et un chemin de roulement dans un roulement en rendant simplement la courbure de la surface concave négative.

Lorsque les cylindres entrent en contact, la pression suit un profil presque parabolique et est nulle au bord du contact et maximale au point de contact initial ou central. La contrainte normale maximale du contact cylindrique est bien sûr sur la surface au centre du contact et est également la pression de contact maximale donnée par

$$P_{max} = \frac{2F}{bL} \quad (\text{II.7})$$

Cependant, les contraintes reconnues comme provoquant la plastification, la contrainte de cisaillement et les contraintes de Von Mises, sont souvent maximales sous la surface, comme nous le verrons plus loin [8].

II.2.2. Contact cylindrique élasto-plastique

Si la force appliquée à un contact cylindrique augmente suffisamment, le matériau finira par céder ou céder. Cela se produit généralement sous la surface, car le cisaillement maximal et la contrainte de Von Mises ne sont parfois pas situés sur les surfaces en contact mais à une profondeur en dessous d'elles. on fournit les équations ajustées à la courbe suivantes pour la prédiction du rendement initial ou du point critique pour le contact cylindrique selon les critères de rendement de Von Mises. Pour le cas de la déformation plane, la force de contact critique pour provoquer la plastification est

$$\frac{F_c}{L} = \frac{\pi R (CS_y)^2}{E'} \quad (\text{II.8})$$

où C'est une équation par morceaux donnée par

$$C = \frac{1}{\sqrt{(1+4(\nu-1)\nu)}} \text{ si } \nu \leq 0.1938 \quad (\text{II.9})$$

$$C = 1.164 + 2.975\nu + 2.906\nu^2 \text{ si } \nu > 0.1938 \quad (\text{II.10})$$

De plus, la déflexion critique et la largeur de contact sont données par

$$\delta = R \left(\frac{CS_y}{E'} \right)^2 \left[2 \ln \left(\frac{2E'}{CS_y} \right) - 1 \right] \quad (\text{II.11})$$

$$b_c = \frac{2RCS_y}{E'} \quad (\text{II.12})$$

Notez que $\nu = 0,1938$ indique également un seuil où lorsque ν est supérieur à cela, le point de plastification initiale se produit sous la surface, et lorsqu'il est inférieur, la plastification initiale se produit à la surface. De plus, le cas d'une contrainte plane peut également être prédit en fixant simplement $\nu = 0$.

Malheureusement, très peu de travaux ont été effectués sur le contact cylindrique une fois la force critique dépassée et une déformation plastique importante se produit.

En fait, le cas du contact cylindrique glissant a été étudié en utilisant la méthode des éléments finis, mais pas le cas du chargement normal pur d'une manière approfondie qui peut être facilement appliquée [9].

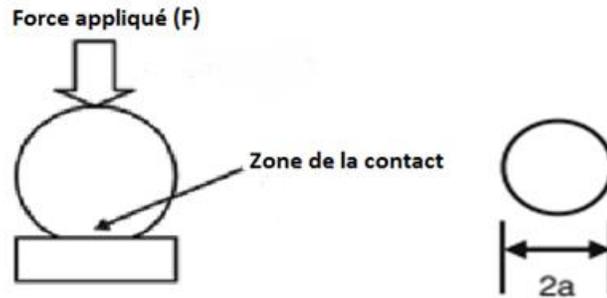


Figure.II.3: Schéma de la zone de contact entre une sphère et une surface plane.

II.2.3. Contact élastique sphérique et parabolique

Semblable au contact cylindrique ou linéaire, Hertz a également résolu le cas d'un contact parabolique axisymétrique, qui est souvent utilisé pour modéliser le contact élastique sphérique. Puisqu'une sphère n'entre initialement en contact avec une surface qu'en un seul point, ce cas est parfois également appelé contact ponctuel. C'est aussi probablement le modèle de contact le plus largement utilisé pour décrire un contact à aspérité unique se produisant entre deux surfaces rugueuses, comme nous le verrons plus tard. Ce modèle largement utilisé fournit la force de contact en fonction de l'interférence ou de la déviation comme:

$$F = \frac{4}{3} E' \sqrt{R} (\omega)^{3/2} \quad (\text{II.13})$$

et la zone de contact, qui est circulaire, est donnée par

$$A = \pi R \omega = \pi a^2 \quad (\text{II.14})$$

Notez que E' et R sont calculés en utilisant la même méthodologie décrite pour le contact cylindrique. Il convient également de noter que la contrainte de cisaillement maximale et la contrainte de Von Mises se produisent en dessous du centre de la zone de contact. La figure suivante montre la contrainte de Von Mises dans un contact sphérique telle que prédite par le logiciel d'éléments finis ANSYSTM. Cela provoque l'apparition d'une plastification initiale sous

la surface. De même, la fatigue de surface peut également s'amorcer sous la surface et permettre aux fissures de se propager à la surface et de provoquer le détachement de grosses particules d'usure et de laisser des piqûres profondes sur la surface (c'est-à-dire des piqûres).

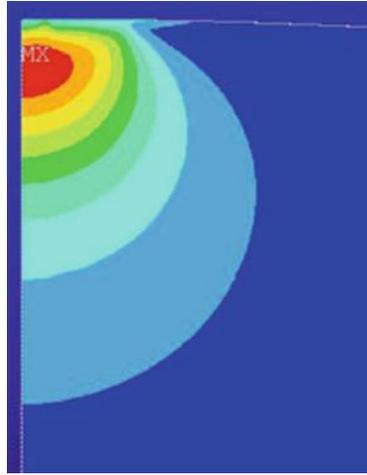


Figure.II.4: L'élément fini a prédit la distribution des contraintes de von Mises dans un contact sphérique dans le régime élastique.

II.3. Pression de contact et surface de contact en contact cylindrique parallèle

Lorsque deux cylindres roulent ensemble, leur zone de contact sera rectangulaire comme illustré à la **Figure III.5**. La distribution de pression sera un prisme semi-elliptique de demi-largeur a . La zone de contact ressemblera à celle illustrée à la **Figure III.6**. La pression de contact est maximale p_{max} au centre et nulle sur les bords, comme illustré à la **Figure III.7**. La charge F_n appliquée sur l'aire de contact est égale au volume du demi-prisme :

$$F_n = \frac{1}{2} \pi \cdot a \cdot L \cdot p_{max} \quad (\text{II. 15})$$

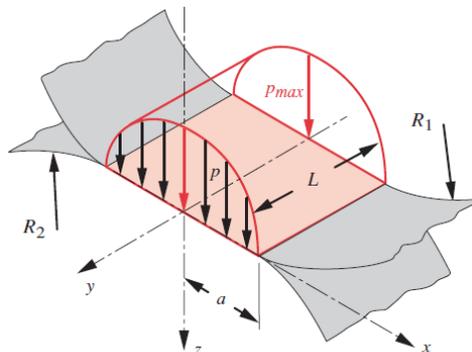


Figure.II.5: Répartition de la pression en contact cylindrique.

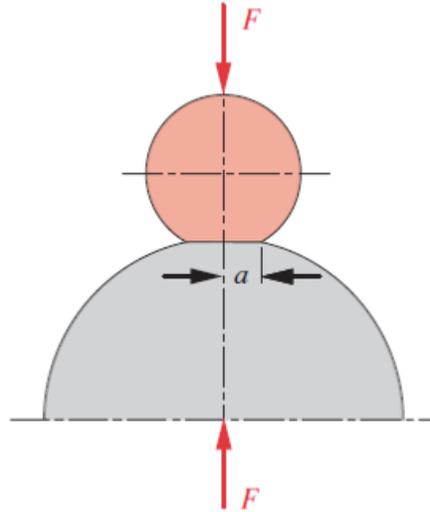


Figure.II.6: Zone de contact de deux sphères ou cylindres.

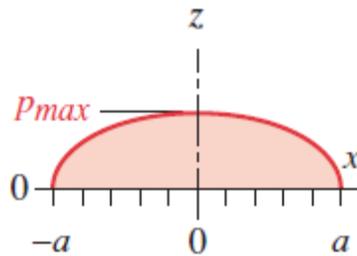


Figure.II.7: Répartition de la pression sur la zone de contact.

où F_n est la charge normale appliquée et L est la longueur de contact le long de l'axe du cylindre. Ceci peut être résolu pour la pression maximale :

$$P_{H \max} = \frac{2F_n}{\pi a L} \quad (\text{II. 16})$$

Nous définissons maintenant une constante de géométrie cylindrique qui dépend des rayons R_1 et R_2 des deux cylindres,

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{II. 17})$$

Pour tenir compte du cas d'un cylindre sur plan, R_2 devient infini, rendant $1/R_2$ nul. Pour un cylindre en auge, R_2 devient négatif. Sinon R_2 est fini et positif, tout comme R_1 . La demi-largeur de contact-patch a est alors trouvée à partir de

$$a = \sqrt{\frac{2m_1 F + m_2 F}{\pi B L}} \quad (\text{II. 18})$$

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (\text{II. 19})$$

Ou aussi

$$a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n \cdot R_{eq}}{\pi \cdot L \cdot E'}} \quad (\text{II. 20})$$

En supposant les surfaces géométriquement parfaites et le contact linéique, on calcule la pression maximale selon la formule de Hertz :

$$p_{Hz} = \left[\frac{F_n}{\pi l_g R_{eq}} \right]^{1/2} \times E_{eq}^{1/2} \quad (\text{II. 21})$$

Avec E_1, E_2 (MPa) : modules d'Young des matériaux en contact,

ν_1 et ν_2 : coefficients de Poisson des matériaux en contact,

F_n (N) effort de contact,

l_g (mm) largeur du contact,

p_{Hz} (MPa) pression maximale de Hertz,

II.4. Distributions de contraintes statiques dans un contact cylindrique parallèle

L'analyse des contraintes hertziennes concerne le chargement statique, mais s'applique également au contact de roulement pur. Les distributions de contraintes dans le matériau sont similaires pour le cas sphère sur sphère. Deux cas sont possibles : la contrainte plane, où les cylindres sont très courts axialement comme dans certains galets suiveurs, et la déformation plane, où les cylindres sont longs axialement comme dans les galets presseurs. Dans le cas des contraintes planes, l'une des contraintes principales est nulle. En déformation plane, les trois contraintes principales peuvent être non nulles. **La Figure.II.8** montre les distributions des contraintes de cisaillement principales et maximales sur la largeur du patch à la surface et le long de l'axe z (où elles sont les plus grandes) pour deux cylindres en contact de roulement statique ou pur. Les contraintes normales sont toutes compressives et maximales en surface. Ils diminuent rapidement

avec la profondeur dans le matériau et diminuent également en s'éloignant de la ligne médiane, comme le montre la figure. A la surface sur la ligne médiane, les contraintes normales maximales appliquées sont

$$\sigma_x = \sigma_1 = \sigma_z = \sigma_3 = -p_{H \max}$$

$$\sigma_y = \sigma_2 = -2\nu p_{H \max}$$

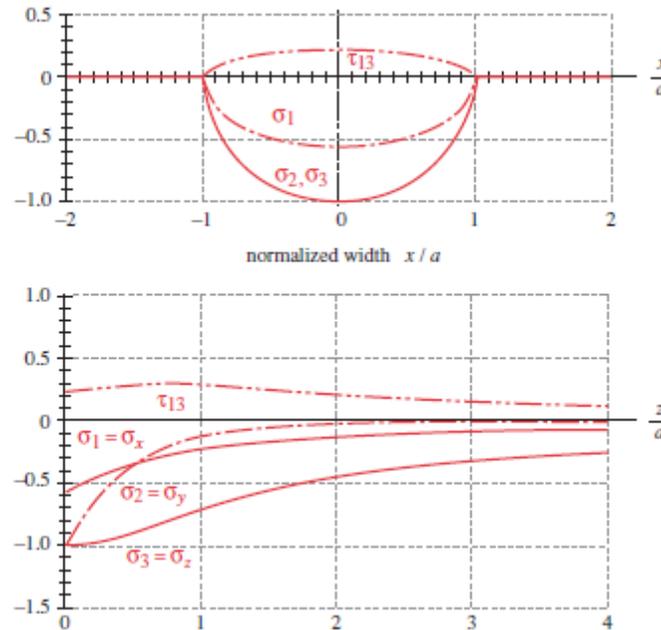


Figure.II.8: Répartition des contraintes principales maximales de von Mises pour les cylindres.

La contrainte équivalente de Von-mises est donnée par :

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \quad (\text{II. 22})$$

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-p_{H \max} + 2\nu p_{H \max})^2 + (-2\nu p_{H \max} + p_{H \max})^2} \quad (\text{II. 23})$$

$$\sigma_{vm} = (-1 + 2\nu) \cdot p_{H \max} = -0,4 \cdot p_{H \max} \quad (\text{II. 24})$$

II.5. Conclusion

La théorie de Hertz sur les contacts cylindriques offre une compréhension approfondie de l'interaction entre deux surfaces en contact. Cette théorie repose sur des principes mécaniques solides et permet d'évaluer avec précision les contraintes et les déformations résultant de ce type de contact.

L'application de la théorie de Hertz aux cames est particulièrement pertinente, car les cames sont souvent utilisées pour transmettre des mouvements de rotation et de translation dans les mécanismes. Les cames comportent généralement des surfaces de contact cylindriques qui interagissent avec d'autres éléments, tels que les galets ou les suiveurs. La théorie de Hertz permet d'analyser les contraintes qui se produisent au niveau de ces contacts et d'optimiser la conception des cames en fonction de ces résultats.

En utilisant la théorie de Hertz, il est possible de déterminer les contraintes maximales et les zones de contact critiques, ce qui permet de concevoir des cames capables de résister aux charges et aux contraintes imposées par le mouvement. Cela contribue à améliorer la durabilité et la fiabilité des systèmes mécaniques utilisant des cames.

Il convient de noter que la théorie de Hertz suppose des conditions idéales, telles que des surfaces parfaitement lisses et élastiquement déformables. Dans la réalité, d'autres facteurs tels que la rugosité de surface, la lubrification et les déformations plastiques peuvent influencer les performances réelles du contact. Par conséquent, il est important d'utiliser la théorie de Hertz comme un outil de base, tout en prenant en compte les considérations pratiques propres à chaque application.

Chapitre III : La cinématique et le chargement de l'interface came et suiveur

III.1. Introduction

Il est possible de construire une came en mélangeant des incréments bruts et en observant son apparence. Cette méthode n'est pas acceptable dans la conception des machines à cames d'aujourd'hui. Maintenant, il est nécessaire de fournir des informations mathématiques précises pour les caractéristiques de la came de la vitesse de déplacement, de l'accélération et parfois de la secousse. Ce faisant, on peut interpréter et contrôler les performances de conception ultimes. De plus, plus la vitesse de la came est élevée, plus l'investigation est critique. Cela est particulièrement vrai pour les données d'accélération qui sont le facteur déterminant important des charges dynamiques sur les systèmes à suiveur-came. Ce chapitre présente des courbes de base établies mathématiquement qui sont la première sélection pour établir l'action du suiveur. Ils sont faciles à analyser et à manipuler. Les cames peuvent être conçues pour n'importe quelle courbe ou forme acceptable.

III.2. Caractéristiques du suiveur

Une came peut être considérée comme similaire à un coin ayant une montée et une descente cyclique qui établit le mouvement du suiveur. Dans toutes les cames, le déplacement du suiveur est donné par la relation mathématique

$$y = f(\theta) \text{ mm} \tag{III. 1}$$

où θ = rotation de l'angle de la came en radians. Cependant, depuis la came tourne à une vitesse angulaire constante, le déplacement peut également être écrit comme

$$y = g(t) \text{ mm} \tag{III. 2}$$

et

$$\theta = \omega t \tag{III. 3}$$

où t = temps pour que la came tourne d'un angle θ , sec

ω = vitesse angulaire de la came, rad/sec

En utilisant l'Eq. (III. 1) les caractéristiques du suiveur peuvent être normalisées (sans dimension) comme suit :

Le profil de la came est généralement donné en fonction de l'angle θ . Ainsi

y = déplacement du suiveur.

Le taux angulaire instantané de changement de déplacement

$$y' = \frac{dy}{d\theta} \quad (\text{III. 4})$$

Le taux angulaire instantané de changement de vitesse

$$y'' = \frac{d^2y}{d\theta^2} \quad (\text{III. 5})$$

Le taux instantané d'angle de came de changement d'accélération

$$y''' = \frac{d^3y}{d\theta^3} \quad (\text{III. 6})$$

En utilisant l'Eq. (III. 4) les caractéristiques du suiveur peuvent être exprimées en fonction directe du temps comme suit :

La vitesse du suiveur peut s'écrire comme

$$\dot{y} = dy / dt = \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \left(\frac{dy}{d\theta} \right) = \omega \cdot \frac{dy}{d\theta} = \omega y' \quad (\text{III. 7})$$

L'accélération du suiveur

$$\ddot{y} = d^2y / dt^2 = \frac{d}{dt} \left(\omega \frac{dy}{d\theta} \right) = \omega \frac{d}{d\theta} \left(\frac{dy}{d\theta} \right) \left(\frac{d\theta}{dt} \right) = \omega^2 \cdot \frac{d^2y}{d\theta^2} = \omega^2 y'' \quad (\text{III. 8})$$

Le taux instantané de changement d'accélération

$$\ddot{\ddot{y}} = \omega^3 \cdot \frac{d^3y}{d\theta^3} = \omega^3 y''' \quad (\text{III. 9})$$

Ces équations facilitent la conversion d'une famille d'unités dimensionnelles à une autre. En ayant les profils de came sous la forme mathématique de l'Eq. (III. 1) ou Eq. (III. 2) on retrouve aussi facilement les autres caractéristiques, par différenciation.

D'après les équations précédentes, nous voyons que chaque dérivée successive peut être déterminée à partir des pentes de n'importe quel point de la courbe précédente. Ainsi, en tout point la pente de la courbe de déplacement donne la vitesse du suiveur. La pente de la courbe de vitesse est l'accélération du suiveur et la pente de la courbe d'accélération est le taux instantané de changement d'accélération du suiveur. Cette procédure s'appelle la méthode de différenciation graphique des pentes. Il est présenté pour une évaluation rapide des courbes de déplacement, de vitesse, d'accélération et d'à-coup. En utilisant la méthode de la pente graphique, la courbe de vitesse est raisonnablement précise et la courbe d'accélération n'est au mieux qu'une approximation.

Avec la méthode de la pente graphique, la détermination des signes (positifs ou négatifs) est essentielle pour une compréhension fondamentale du mouvement et de la dynamique du

suiveur. Établissons comme positif (+) le déplacement du suiveur au-dessus du point le plus bas du diagramme de déplacement (**Figure III.1**). Par conséquent, la vitesse est positive si le suiveur se déplace dans le sens du déplacement positif et négative s'il se déplace dans le sens opposé. Autrement dit, la vitesse est positive à la hausse et négative à la baisse. L'accélération suit une convention similaire. Donc l'accélération est positive quand sa direction est celle du déplacement positif. Tout au long de ce livre, le mot décélération n'est pas utilisé car il n'indique pas la direction de l'accélération et entraînerait donc une confusion quant à la direction de la charge d'inertie. La pente des courbes en tout point nous donne une autre méthode pour déterminer les signes. En montant vers le haut à droite, la pente est positive et en montant vers le haut à gauche, la pente est négative. De plus, une pente verticale en un point de l'une des courbes a une valeur infinie et est appelée discontinuité car elle a deux valeurs au point étudié.

III.3. Angle de pression de la came

L'angle de pression de la came indique la pente et les forces de la surface de la came. L'angle de pression est l'angle (en tout point) entre la normale au profil de tangage et la direction du mouvement du suiveur (**Figure III.1**).

La taille de la came affecte directement l'angle de pression, la courbure du profil de la came et les proportions de l'arbre à cames et du moyeu de support. Dans toutes les conceptions de machines, une taille minimale est souhaitée pour réduire le poids et les effets d'inertie de toutes les pièces mobiles. Il en va de même pour les systèmes à suiveur-came. Lorsque la came est rendue plus petite, l'angle de pression augmente et le rayon de courbure diminue. L'angle de pression est limité pour minimiser les forces et les déviations dans la machine et pour la fabrication par incréments CNC.

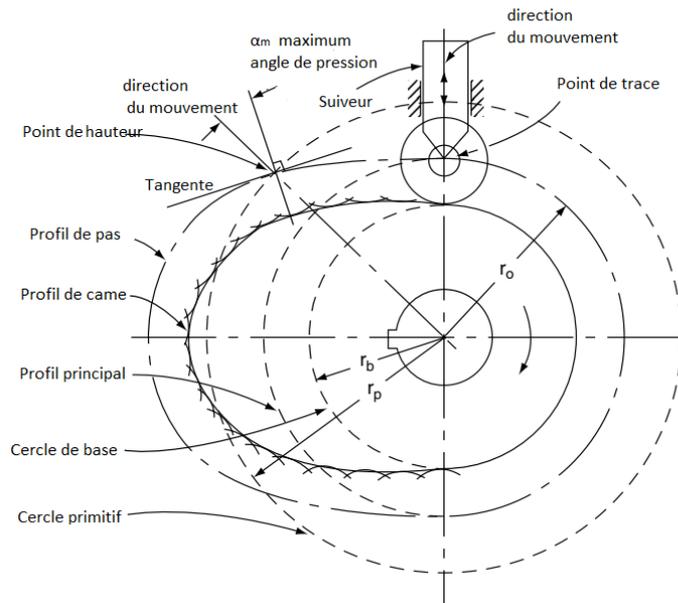


Figure III.1 : Nomenclature des cames.

III.4. Forces d'angle de pression – Galet suiveur en translation

Analysons la poussée latérale due à un angle de pression excessif sur un suiveur radial en translation. Il sera démontré que l'angle de pression admissible est limité par la longueur du porte-à-faux du suiveur, sa longueur d'appui de guidage, le coefficient de frottement du suiveur et la rigidité et le jeu de la tige du suiveur. Supposons d'abord que l'effet du roulement à rouleaux et de son roulement sur la came sont négligeables.

La **Figure III.2** montre le sens de rotation de la came, les forces normales sur le suiveur et les forces de frottement s'opposant au mouvement du suiveur. Pour l'équilibre statique, la somme des forces le long de l'axe vertical est

$$\sum F_y = 0 = -F + F_n \cos \varphi - \mu N_1 - \mu N_2 \tag{III. 10}$$

Soit p et q l'intersection de N_1 et N_2 sur la ligne de mouvement suiveur. De la statique, la somme des moments est

Résolution de la force normale à la came

$$F_n = \frac{F}{\cos \varphi - \mu \left(\frac{2l_1 + l_2}{l_2} \right) \sin \varphi} \approx \frac{F}{\cos \varphi} \quad (\text{III. 17})$$

L'angle de pression est donné par la relation :

$$\varphi = \arctan \frac{y'}{y + R} \quad (\text{III. 18})$$

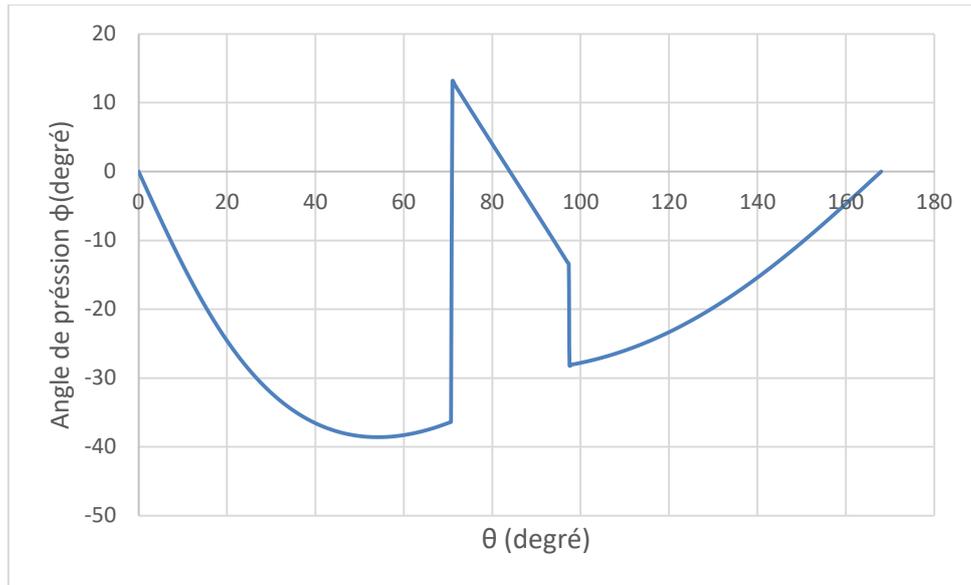


Figure III.3 : Angle de pression ϕ (degré) en fonction de θ .

La force normale F_n est maximale (égale à l'infini) ce qui signifie que le suiveur se bloquera dans son guide lorsque le dénominateur de l'Eq. (III. 17) est égal à zéro. Donc,

$$\cos \varphi_m - \mu \left(\frac{2l_1 + l_2}{l_2} \right) \sin \varphi_m = 0 \quad (\text{III. 19})$$

L'angle de pression maximal sans blocage du suiveur dans son guide est

$$\varphi_m = \tan^{-1} \frac{l_2}{\mu(2l_1 + l_2)} \quad (\text{III. 20})$$

Substituons quelques valeurs d'essai pour comparer l'ampleur des résultats. Si nous laissons $l_1 = l_2$ et supposons que les valeurs du coefficient de frottement du bronze sur l'acier sont $\mu(\text{Cinétique}) = 0.10$ et $\mu(\text{statique}) = 1.5$

En remplaçant dans l'Eq. (III. 19) on trouve l'angle de pression maximum pour chaque condition

$$\varphi_m = \tan^{-1} \frac{l_2}{(0.10)(2l_2 + l_2)} = 73^\circ \quad \text{pour } \mu = 0.1 \quad (\text{III. 21})$$

$$\varphi_m = \tan^{-1} \frac{l_2}{(0.15)(2l_2 + l_2)} = 66^\circ \quad \text{pour } \mu = 0.15. \quad (\text{III. 22})$$

Notez que ces valeurs et la dérivation de l'Eq. (III. 19) reposent sur l'hypothèse idéale que le suiveur est parfaitement rigide. Ainsi, le coefficient de frottement peut en fait atteindre une valeur de 0,25 ou plus en fonction de l'élasticité relative et du jeu du suiveur. Une tige flexible peut « creuser » dans le coin inférieur du roulement. Par conséquent, le guide suggéré dans la pratique est de conserver le coefficient de frottement μ , le porte-à-faux du suiveur l_1 et le jeu aussi petit que possible avec la longueur d'appui l_2 aussi grande que possible, dans la plage de $l_2 = 2l_1$. Généralement, l'angle de pression limite de sécurité dans la pratique est de 30 degrés. Cependant, pour les charges légères avec des roulements précis à faible frottement, l'auteur a réussi à utiliser un angle de pression aussi élevé que 48 degrés. Notez que les bagues à billes disponibles dans le commerce pour la tige mobile linéaire ont fourni un faible frottement et peu de jeu.

Nous pouvons observer que le blocage du suiveur n'est préoccupant que lorsque le suiveur se déplace dans la direction opposée à celle de la charge externe F . Comme le montre la Figure III.2 le blocage se produit uniquement pendant la période de montée. Pendant la période de chute, la taille de l'angle de pression maximal n'est généralement pas limitée dans une conception de came appropriée. Cependant, l'auteur a vu des installations de machines dans lesquelles le suiveur entraînait la came lors de l'action de chute. Cela s'est produit avec une came entraînée par chaîne et un suiveur à ressort. La force du ressort, agissant sur un angle de chute de pression excessif, a produit un choc préjudiciable et une action fluctuante en absorbant le jeu du système.

De plus, si la charge F varie en fonction de l'accélération d'inertie à la fois en montée et en descente, l'angle de pression doit être pris en compte dans les deux cas [10].

III.5. Phénomènes d'usure

L'interaction entre deux surfaces en contact est un processus complexe qui implique de nombreuses variables interdépendantes. Parmi ces paramètres, on trouve la rugosité de surface, les variations de forme, les contraintes antérieures d'usinage, les propriétés élastiques des matériaux, le frottement (roulis et glissement), la lubrification, la corrosion et les charges appliquées. L'usure, dans son sens le plus large, se réfère à l'élimination indésirable de matière

solide des surfaces en contact. Les mécanismes d'usure les plus couramment observés dans les systèmes de suiveur-came sont l'usure adhésive, l'usure abrasive, l'usure corrosive et l'usure de surface par fatigue. D'autres formes d'usure moins courantes, telles que l'usure par érosion, l'usure par cavitation et l'usure par corrosion de contact, ne sont pas incluses dans ces catégories principales. Lors de la conception de matériaux pour les systèmes de suiveur-came, il est essentiel d'utiliser des données de tests et d'envisager différentes perspectives de conception. Cependant, il est important de faire preuve de discernement lors de l'interprétation du contenu des sections suivantes, car des tests spécifiques d'usure et une expérience pratique sont nécessaires pour optimiser les performances du mécanisme. Pour les ingénieurs, l'étude des mécanismes d'usure sur une machine spécifique peut être réalisée par trois méthodes : l'examen des débris d'usure présents dans l'huile de lubrification, l'analyse de la surface usée et l'examen métallographique de la structure des surfaces, à la fois en surface et en profondeur. Les débris d'usure recueillis révèlent des informations précieuses : de gros grumeaux indiquent une usure adhésive, des particules fines indiquent une usure oxydative, des particules en forme de copeaux indiquent une usure abrasive, et des particules en forme de flocons indiquent une usure par délaminage. L'analyse de la surface usée permet de déterminer le type d'usure : une déchirure importante indique une usure adhésive, des rayures indiquent une usure abrasive, et un brunissage indique une usure non adhésive. Enfin, l'examen métallographique de la structure de surface permet de détecter les déformations résultant du glissement, la formation de fissures sous la surface et le début du délaminage, entre autres caractéristiques. Lorsqu'on étudie une surface tribologique, il est essentiel de comprendre que celle-ci n'est pas plane ni lisse. Au microscope électronique ou au moyen d'un profilomètre de surface, on peut observer des irrégularités appelées aspérités. Les surfaces d'aspérité contiennent des films de surface qui les rendent non propres. Dans le cas des métaux, ces films sont composés d'oxydes et de gaz absorbés, tels que la vapeur d'eau, le monoxyde de carbone et le dioxyde de carbone. Les matériaux non métalliques peuvent contenir d'autres adsorbats. Ces films de surface ont une influence significative sur le comportement mécanique et métallurgique des solides en contact. De plus, les couches superficielles du solide peuvent différer de la masse du matériau lui-même, notamment en termes de recristallisation et d'écrouissage pour les métaux. Ces couches superficielles sont généralement riches en impuretés et sont produites lors des opérations de polissage ou de finition de la surface.

III.6. Mécanisme a came spéciaux

III.6.1. Cames radiales en forme de contour

Les caractéristiques de déplacement souhaitées sont initialement établies, puis la forme de la came est déterminée mathématiquement. L'analyse de la forme comprend également l'étude de l'angle de pression géométrique et de la courbure de la came. Ensuite, la dynamique de suiveur-came est étudiée si nécessaire.

Dans cette section, nous établirons les contours de la came à partir de formes géométriques connues (parfois mélangées à d'autres formes) avec un contrôle limité de la dynamique du système came-suiveur. Ces formes sont rarement utilisées dans la conception. Lors de la production d'une came radiale, nous pouvons appliquer n'importe quelle courbe ou combinaison de courbes telles que des lignes droites, des arcs de cercle, des spirales d'Archimède, des développantes, des spirales logarithmiques, des ellipses, des paraboles et des hyperboles. En tant que mécanismes de suiveur-came, les courbes peuvent être utilisées comme corps rotatifs partiels ou complets en contact avec le suiveur.

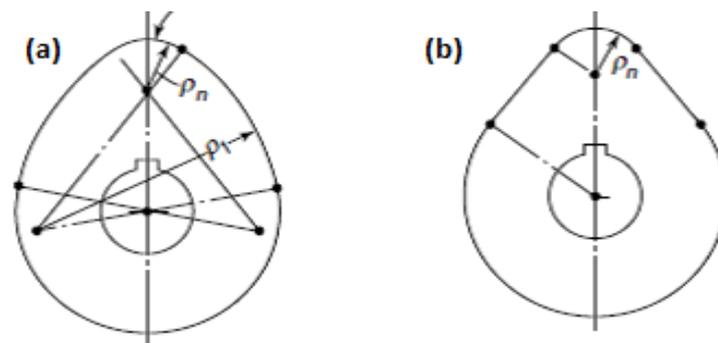


Figure III.4 : Cames en arc circulaires.

a : Came à triple arc.

b : Came tangente.

Autres courbes précitées. Ce mélange de courbes n'est pas acceptable pour une action à grande vitesse, car les caractéristiques dynamiques sont médiocres en raison des discontinuités soit de la vitesse, soit de l'accélération du suiveur. Notez que les coniques les moins complexes appliquées aux cames telles que les ellipses, les paraboles et les hyperboles ont une développée continue, c'est-à-dire un lieu continu du centre de courbure, pour donner la continuité de la courbe d'accélération. Cela garantit des caractéristiques à grande vitesse plus acceptables.

Cependant, des discontinuités dans les courbes d'évolution et d'accélération existent lorsqu'elles sont mélangées avec des nez et des flancs circulaires. De plus, la spirale

d'Archimède, la spirale logarithmique et la développante commencent par une pente abrupte peu pratique dans laquelle une « bosse » se produit avec une discontinuité dans la vitesse du suiveur. Des courbes de mélange ont été utilisées pour corriger cette accélération infinie théorique. Dans le passé, les "cames à triple courbe" ayant un nez en arc de cercle, des flancs en développante et un mélange harmonique ou parabolique dans le cercle de base étaient populaires dans le domaine automobile. Notez que la spirale logarithmique a des qualités inhérentes qui la rendent souhaitable pour toutes sortes de corps en contact.

III.6.2. Cames à arc circulaire

Dans le passé, les cames étaient une combinaison d'arcs de cercle avec ou sans lignes droites tangentes. Même maintenant, certains concepteurs utilisent ces cames indépendamment de leurs mauvaises propriétés dynamiques. Sur **Figure III.4.a**, nous voyons le mélange d'une came en arc de cercle ayant trois cercles de tailles différentes avec ρ le rayon de courbure des cercles. Sur la **Figure III.4.b**, les cercles sont fusionnés avec des lignes droites (came tangente). Toutes les cames peuvent fournir un mouvement aux suiveurs à rouleaux ou aux suiveurs convexes à face incurvée.

III.6.3. Arc de came circulaire-Translation Rouleau Suiveur

Sur la Figure III.4, nous voyons une came circulaire typique composée d'arcs ayant des centres en A , B_1 , B_2 et B_3 . Les **Figures III.5.a** et **III.5.b** montrent le suiveur de came en contact sur l'arc de flanc et son mécanisme de manivelle de coulisseau équivalent. Ce mécanisme équivalent a une manivelle, rayon.

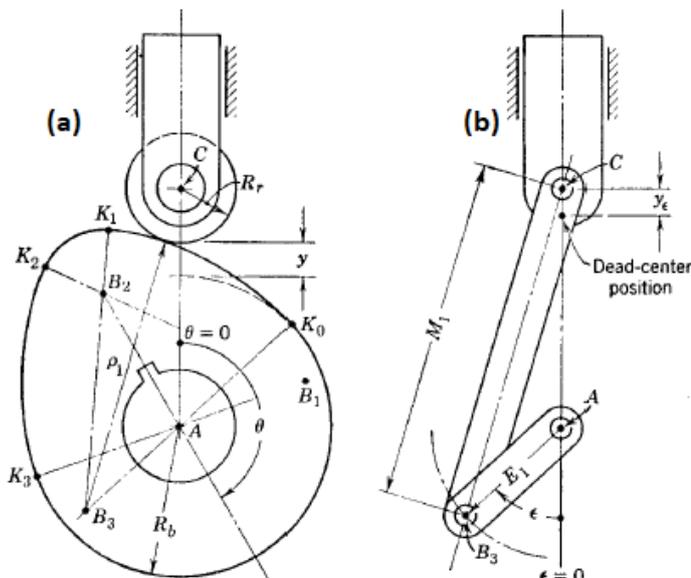


Figure III.5.a : Came en arc circulaire.

b : rouleau suiveur en translation.

E_1 égale à la distance AB_3 et une longueur de bielle M_1 égale à B_3C .

III.6.4. Arc de came circulaire-Translation suiveur à face plate

Nous allons maintenant utiliser une came en arc de cercle mais avec un suiveur à face plate. Dans la **figure III.6**, nous voyons le mécanisme équivalent Scotch Yoke. Comme précédemment, il existe deux équivalents différents

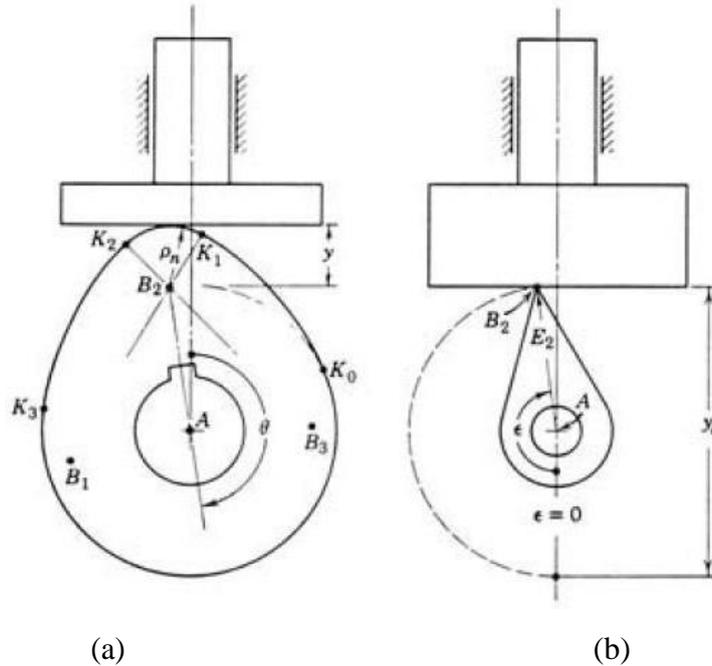


Figure III.6.a: Arc de came circulaire.

b : Translation suiveur a face plate.

Mécanismes pour chaque arc de contact K_0K_1 et K_1K_2 . Par exemple, en contact sur l'arc de nez K_1K_2 figure III.6.a, le centre de courbure B_2 donne un mécanisme équivalent ayant une longueur de manivelle E_2 [11].

III.7. Etude analytique et numérique d'une came de moteur (Deutz Diesel F3L912)

Le Deutz F3L912 est un moteur diesel 3 cylindres. Ce modèle est destiné aux applications mobiles de type agricole ou de chantier, on le retrouve par exemple sur des grues de levages, des nacelles ou des tracteurs [12].

III.7.1. Les caractéristiques du F3L912

- ✓ Cylindres : 3
- ✓ Injection directe
- ✓ Vitesse de rotation: 2300 tr/min

- ✓ Puissance : 38 kW - 52 cv
- ✓ Injection directe.
- ✓ Système d'injection et de combustion évolué.
- ✓ Conception extrêmement compacte.
- ✓ Couple élevé en bas régime.

III.7.2. Description

1. Turbine de refroidissement
2. Cylindre à ailettes de refroidissement
3. Piston à évidement formant chambre de combustion (injection directe)
4. Culasse en alliage léger, recevant soupapes d'admission et d'échappement
5. Culbuteur
6. Rampe d'air d'admission
7. Collecteur d'échappement
8. Tige de poussoir dans son tube protecteur
9. Arbre à cames
10. Couronne du démarreur montée au volant-moteur
11. Vilebrequin et masses d'équilibrage
12. Cuve à huile
13. Pompe à huile-moteur
14. Pignonnerie de distribution
15. Galet tendeur de courroie meneuse

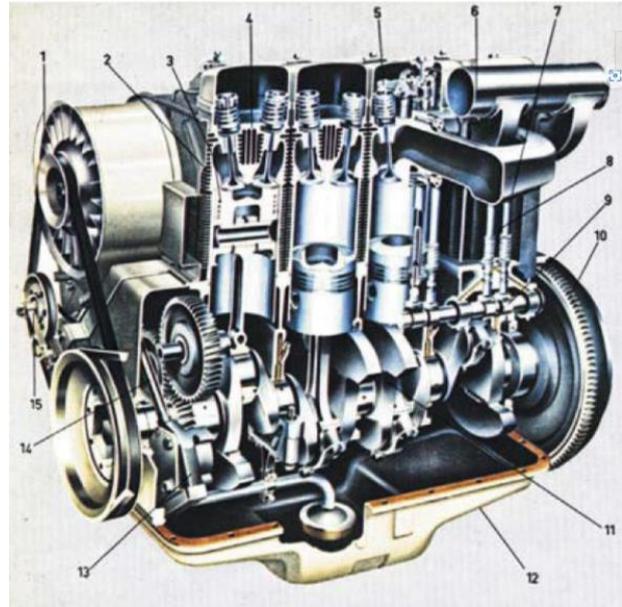


Figure III.7: Moteur deutz f31 912 - type cylindre en ligne.

III.7.3. Mécanisme de commande des soupapes

Pour qu'un moteur alternatif fonctionne correctement, chaque soupape doit s'ouvrir au bon moment, rester ouverte pendant une durée requise. Les soupapes d'admission sont ouvertes juste avant que le piston atteigne le point mort haut, et les soupapes d'échappement restent ouvertes après le point mort haut. À un instant donné, par conséquent, les deux soupapes sont ouvertes en même temps (fin de la course d'échappement et au début de la course d'admission). Ce calage des soupapes est commandé par un mécanisme de commande (**Figure III.8**).

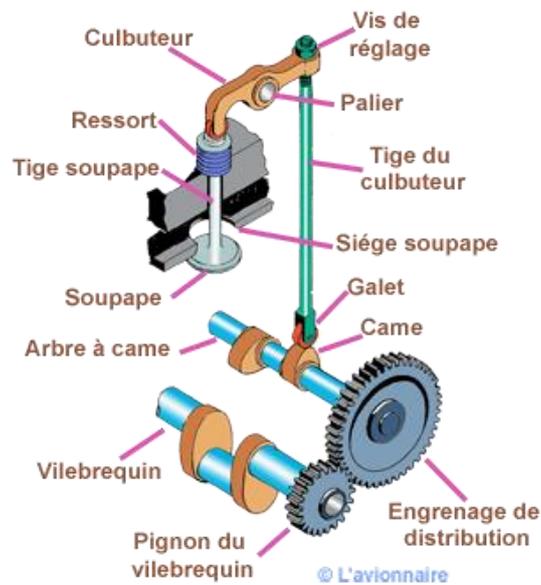


Figure III.8: Mécanisme de commande des soupapes.

III.7.4. Données de la came étudiée

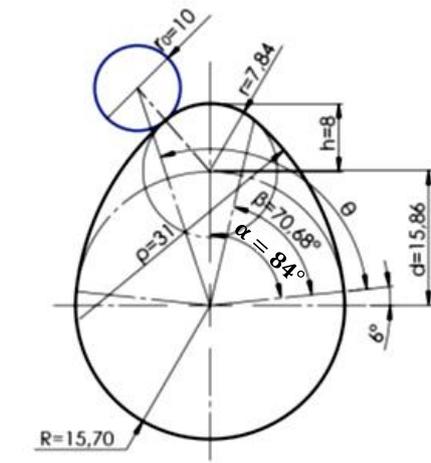


Figure III.9: Dimensions de la came du moteur DEUTZ F3L 912.

Hauteur levée de la came : $h = d + r - R = 8 \text{ mm}$

Rayon de base $R = 15,70 \text{ mm}$

Rayon du galet suiveur $r_0 = 8 \text{ mm}$

$d = 15,86 \text{ mm}$

$r = 7,84 \text{ mm}$

$\rho = 31 \text{ mm}$

$\alpha = 84^\circ$

$\beta = 70,68^\circ$

Longueur de contact entre came et galet : $L = 8 \text{ mm}$

III.7.5. Calcul cinématique

Dans cette section, les relations liées au changement de position du suiveur par une came convexe sont présentées. Figure III.10 montre la géométrie d'engagement de la came convexe avec le galet suiveur. Dans la came convexe, les côtés ont la forme d'un arc convexe avec un rayon spécifique (ρ) [13].

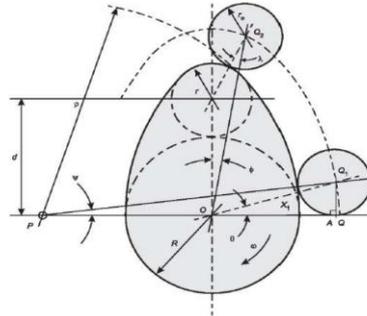


Figure III.10: Géométrie d'engagement de la came arquée avec le galet suiveur.

Zone du coté droite de la came $0 \leq \theta \leq \beta$

$$\text{Déplacement : } y_1 = (\rho - R) \left(\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R} \right)^2} - 1 \right) - \cos \theta - \frac{R + r_0}{\rho - R} \quad (\text{III. 23})$$

$$y_1 = 15,3 \left(\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{39}{15,3} \right)^2} - 1 \right) - \cos \theta - \frac{23,7}{15,3}$$

$$y'_1 = (\rho - R) \left(\sin \theta - \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R} \right)^2} - 1} \right) \quad (\text{III. 24})$$

$$y'_1 = 15,3 \left(\sin \theta - \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{39}{15,3} \right)^2} - 1} \right)$$

$$\text{Vitesse : } \dot{y}_1 = \omega \cdot y'_1 \quad (\text{III. 25})$$

$$y''_1 = (\rho - R) \left(\frac{-\cos 2\theta}{\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2 - 1}} - \frac{1}{4} \frac{\sin^2 2\theta}{\sqrt{\left(\cos^2 \theta + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2 - 1\right)^3}} + \cos \theta \right) \quad (\text{III. 26})$$

$$y''_1 = 15,3 \left(\frac{-\cos 2\theta}{\sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2 - 1}} - \frac{1}{4} \frac{\sin^2 2\theta}{\sqrt{\left(\cos^2 \theta + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2 - 1\right)^3}} + \cos \theta \right)$$

Accélération : $\ddot{y}_1 = \omega^2 \cdot y''_1$ (III. 27)

- Zone du côté gauche de la came $\beta \leq \theta \leq 2\alpha - \beta$

Déplacement : $y_2 = d \left(\cos(\theta - \alpha) + \sqrt{\left(\frac{r + r_0}{d}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)} \right) - (R + r_0)$ (III. 28)

$$y_2 = 15,86 \left(\cos(\theta - \alpha) + \sqrt{\left(\frac{15,84}{15,86}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)} \right) - 23,70$$

$$y'_2 = d \left(-\sin(\theta - \alpha) - \frac{1}{2} \frac{\sin 2(\theta - \alpha)}{\sqrt{\left(\frac{r + r_0}{d}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)}} \right) \quad (\text{III. 29})$$

$$y'_2 = 15,86 \left(-\sin(\theta - \alpha) - \frac{1}{2} \frac{\sin 2(\theta - \alpha)}{\sqrt{\left(\frac{15,84}{15,86}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)}} \right)$$

Vitesse : $\dot{y}_2 = \omega \cdot y'_2$ (III. 30)

$$y''_2 = -d \left(\cos(\theta - \alpha) + \frac{\cos 2(\theta - \alpha)}{\sqrt{\left(\frac{r + r_0}{d}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)}} + \frac{1}{4} \frac{\sin^2(2(\theta - \alpha))}{\sqrt{\left(\left(\frac{r + r_0}{d}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)\right)^3}} \right) \quad (\text{III. 31})$$

$$y''_2 = -15,86 \left(\cos(\theta - \alpha) + \frac{\cos 2(\theta - \alpha)}{\sqrt{\left(\frac{15,84}{15,86}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)}} + \frac{1}{4} \frac{\sin^2(2(\theta - \alpha))}{\sqrt{\left(\left(\frac{15,84}{15,86}\right)^2 - \sin^2(\theta - \alpha)\right)^3}} \right)$$

Accélération : $\ddot{y}_2 = \omega^2 \cdot y''_2$ (III. 32)

- Zone du côté gauche de la came $2\alpha - \beta \leq \theta \leq 2\alpha$

Déplacement : $y_3 = (\rho - R) \left(\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2} - 1 - \cos(2\alpha - \theta) - \frac{R + r_0}{\rho - R} \right)$ (III. 33)

$$y_3 = 15,3 \left(\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2} - 1 - \cos(2\alpha - \theta) - \frac{23,7}{15,3} \right)$$

$$y'_3 = (\rho - R) \left(\frac{1}{2} \frac{\sin 2.(2\alpha - \theta)}{\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2} - 1} - \sin(2\alpha - \theta) \right)$$
 (III. 34)

$$y'_3 = 15,3 \left(\frac{1}{2} \frac{\sin 2.(2\alpha - \theta)}{\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2} - 1} - \sin(2\alpha - \theta) \right)$$

Vitesse : $\dot{y}_3 = \omega \cdot y'_3$ (III. 35)

$$y''_3 = (\rho - R) \left(\frac{-\cos(2(2\alpha - \theta))}{\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2} - 1} + \frac{1}{4} \frac{\sin^2(2.(2\alpha - \theta))}{\sqrt{\left(\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R}\right)^2 - 1\right)^3}} + \cos(2\alpha - \theta) \right)$$
 (III. 36)

$$y_3'' = 15,3 \left(\frac{-\cos(2(2\alpha - \theta))}{\sqrt{\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2 - 1}} + \frac{1}{4} \frac{\sin^2(2(2\alpha - \theta))}{\sqrt{\left(\cos^2(2\alpha - \theta) + \left(\frac{39}{15,3}\right)^2 - 1\right)^3}} + \cos(2\alpha - \theta) \right)$$

Accélération : $\ddot{y}_3 = \omega^2 \cdot y_3''$ (III. 37)

Dans le cas de la came étudiée on a :

$$\left(\frac{r + r_0}{d} \right)^2 = 0,44mm$$

$$\left(\frac{\rho + r_0}{\rho - R} \right)^2 = \left(\frac{31 + 8}{31 - 15,75} \right)^2 = 6,54mm$$

$$\frac{R + r_0}{\rho - R} = \frac{15,70 + 8}{31 - 15,70} = 1,54mm$$

$$\rho - R = 31 - 15,70 = 15,20mm$$

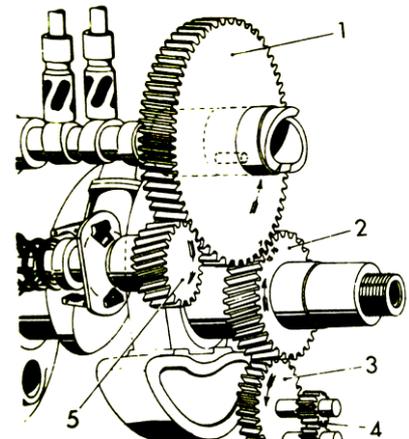


Figure III.11: Transmission entre le vilebrequin et l'arbre à cames.

III.7.6. Calcul de la vitesse de rotation de l'arbre à cames

1. Roue menante solidaire du vilebrequin $Z_2=32$ dents
2. Roue menée solidaire de l'arbre à cames $Z_1=64$ dents

$$u = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{32}{64} = \frac{1}{2}$$

$$\omega_e = \frac{2300 \times 2 \times \pi}{60} = 240 \text{ rad / s}$$

Donc:

$$\omega_s = \frac{Z_2}{Z_1} \times \omega_e = \frac{1}{2} \times \frac{2300 \times 2 \times \pi}{60} = 120 \text{ rad / s}$$

$$\dot{\theta} = \omega = \omega_s = 120 \text{ rad / s}$$

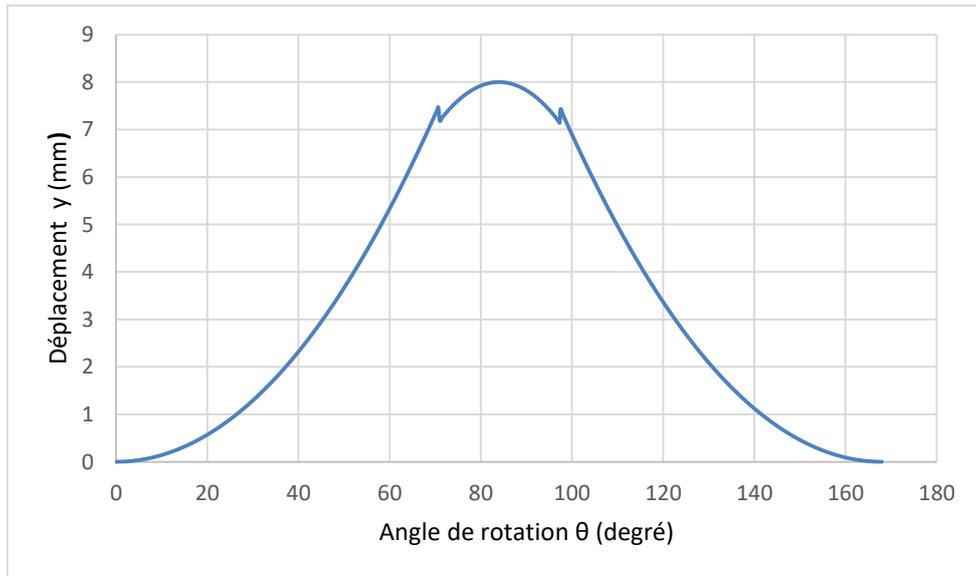


Figure III.12 : Déplacement y en fonction de θ .

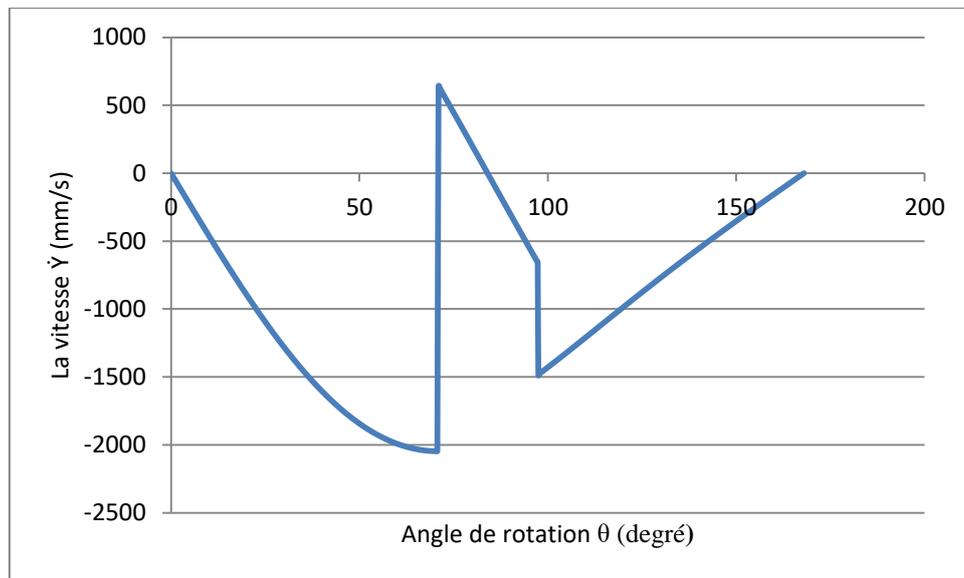


Figure III.13 : La vitesse \dot{y} en fonction de θ .

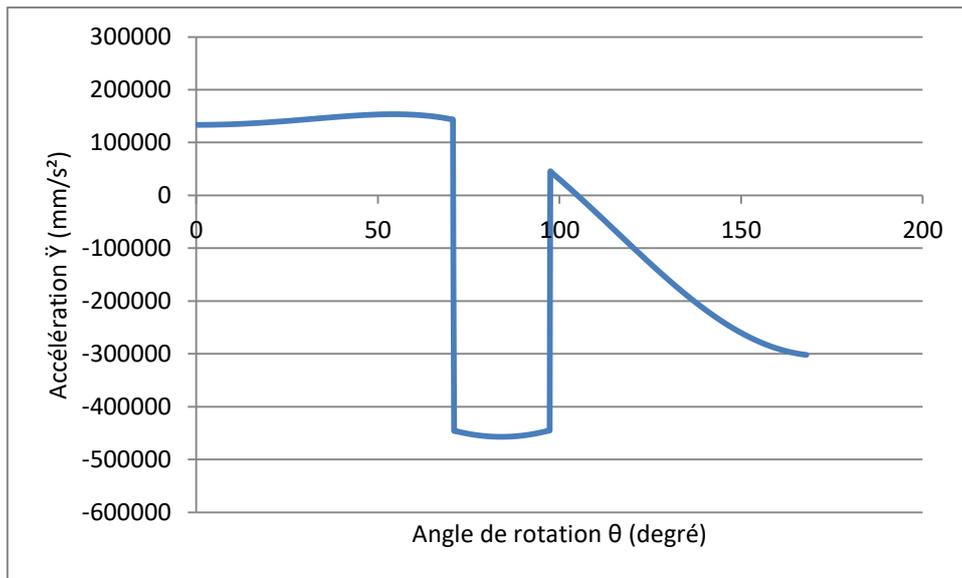


Figure III.14 : L'accélération \dot{y} en fonction de θ .

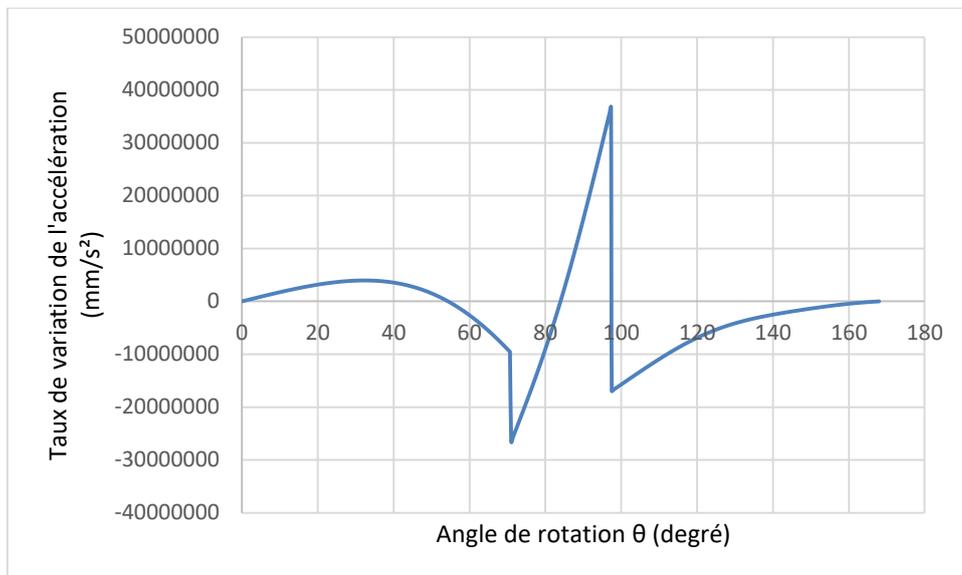


Figure III.15 : Taux de variation de l'accélération \ddot{y} en fonction de θ .

III.7.7. Calcul de chargement de l'interface came et suiveur

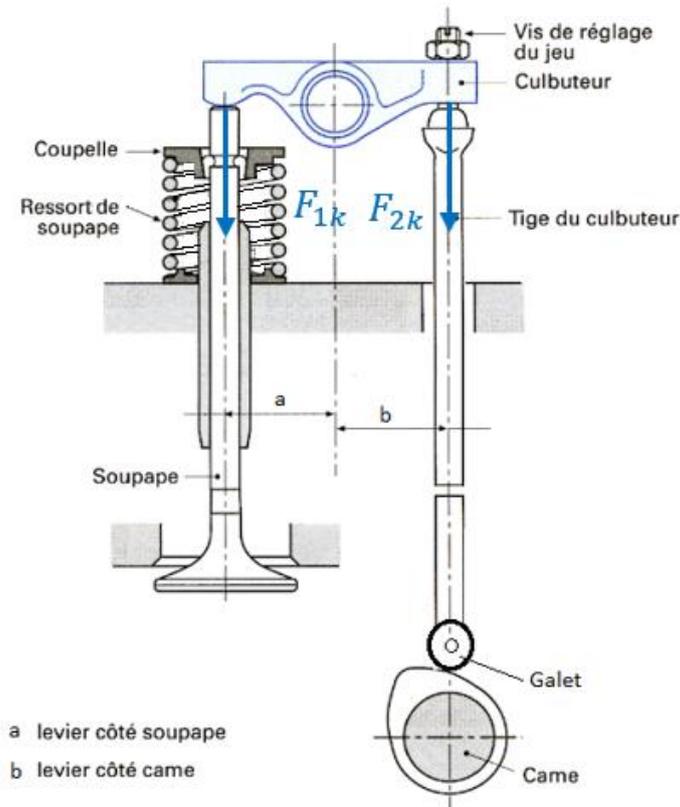


Figure III.16 : Chaine cinématique de la distribution des soupapes.

III.7.8. Force élastique

La force élastique du ressort de la soupape F_{1k} est transmise à la tige par la force F_{2k}

Pour que le culbuteur soit en équilibre sous l'effet de ces efforts il faut satisfaire la condition suivante

$$F_{1k}a = F_{2k}b \tag{III. 38}$$

$$F_{1k} = ky_s \tag{III. 39}$$

Les déplacements y_s de la soupape et y de la tige sont proportionnels suivant l'équation :

$$\frac{y}{b} = \frac{y_s}{a} \tag{III. 40}$$

$$y_s = \frac{a}{b} y = \frac{36.5}{58} y = 0.629 y \tag{III. 41}$$

$$F_{1k} = \frac{a}{b} k.y = \frac{36.5}{58} k.y = 0,629 k.y \tag{III. 42}$$

A partir des équations (III. 38) et (III. 39)

$$\text{Donc :} \quad k \frac{a^2}{b} y = F_{2k} b \quad (\text{III. 43})$$

$$F_{2k} = k \left(\frac{a}{b} \right)^2 y = k \left(\frac{36.5}{58} \right)^2 y = 0,396.k.y \quad (\text{III. 44})$$

III.7.9. Force d'inertie

$$F_a = m\ddot{y} = m\omega^2 y'' = 0,763.\omega^2 .y'' \quad (\text{III. 45})$$

$$m = m_t + m_g = 558 + 205 = 763\text{g} = 0,763 \text{ kg}$$

Déplacement (y_s de la soupape et y du galet)

La force de pression F

La raideur k

La masse $m = m_t + m_g$

La masse de la tige m_t

La masse du galet m_g

La force totale agissant sur la come

$$F = F_{2k} + F_a \quad (\text{III. 46})$$

$$F = 0,396.k.y + 0,763.\omega^2 .y''$$

$$F_n = \frac{1}{2} \pi .a.L.p_{max} \quad (\text{III. 47})$$

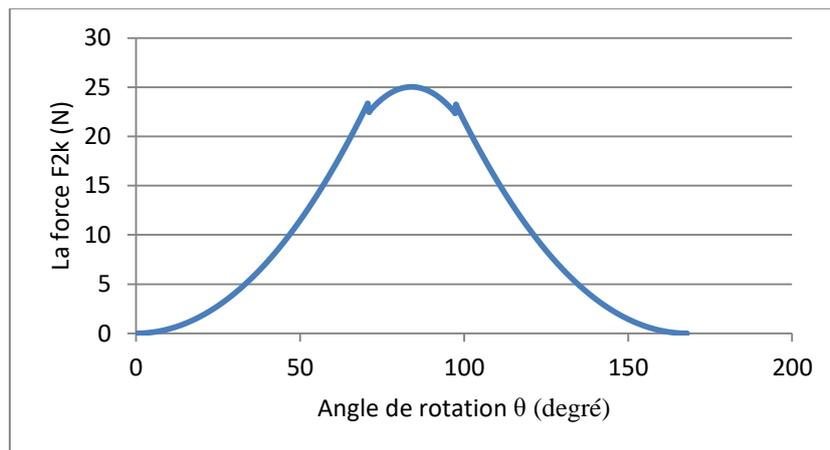


Figure III.17 : La force d'inertie F_{k2} en fonction de θ .

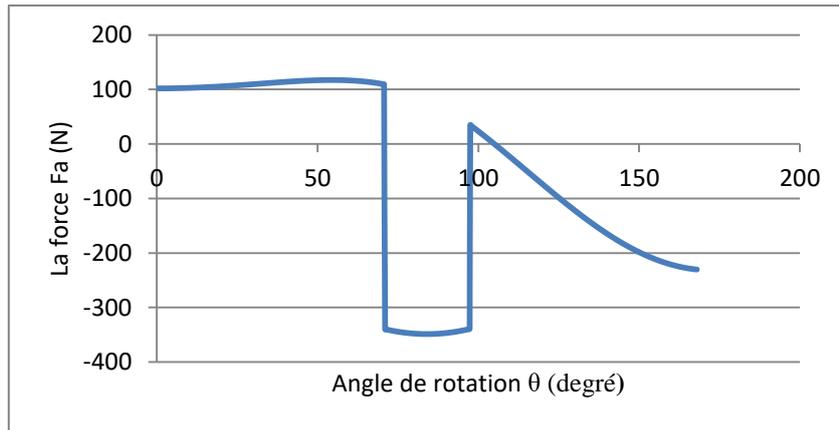


Figure III.18 : La force d'élasticité F_a en fonction de θ .

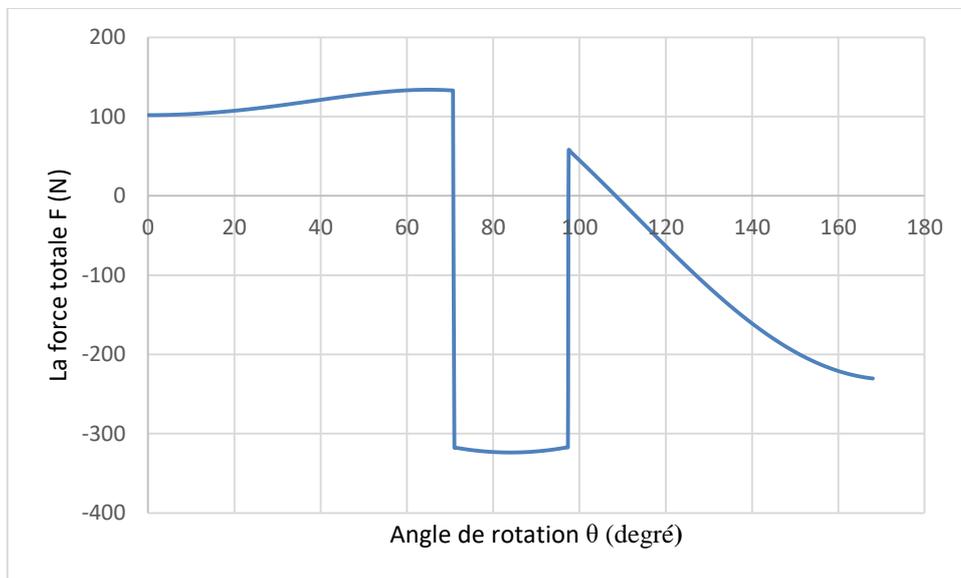


Figure III.19: La force totale F en fonction de θ .

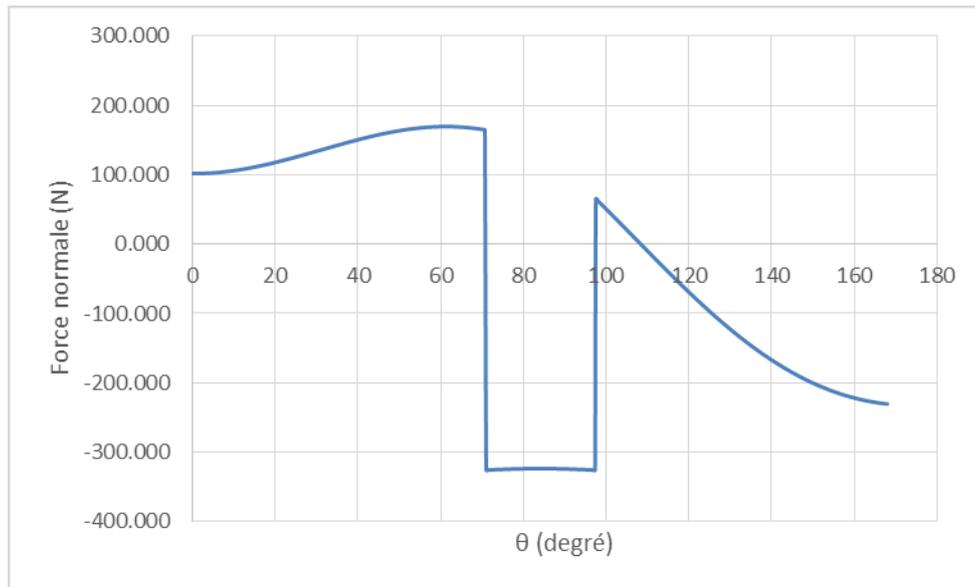


Figure III.20: La force normale F_n en fonction de θ .

On a :
$$a = \sqrt{\frac{2m_1 + m_2 F}{\pi BL}} \quad (\text{III. 48})$$

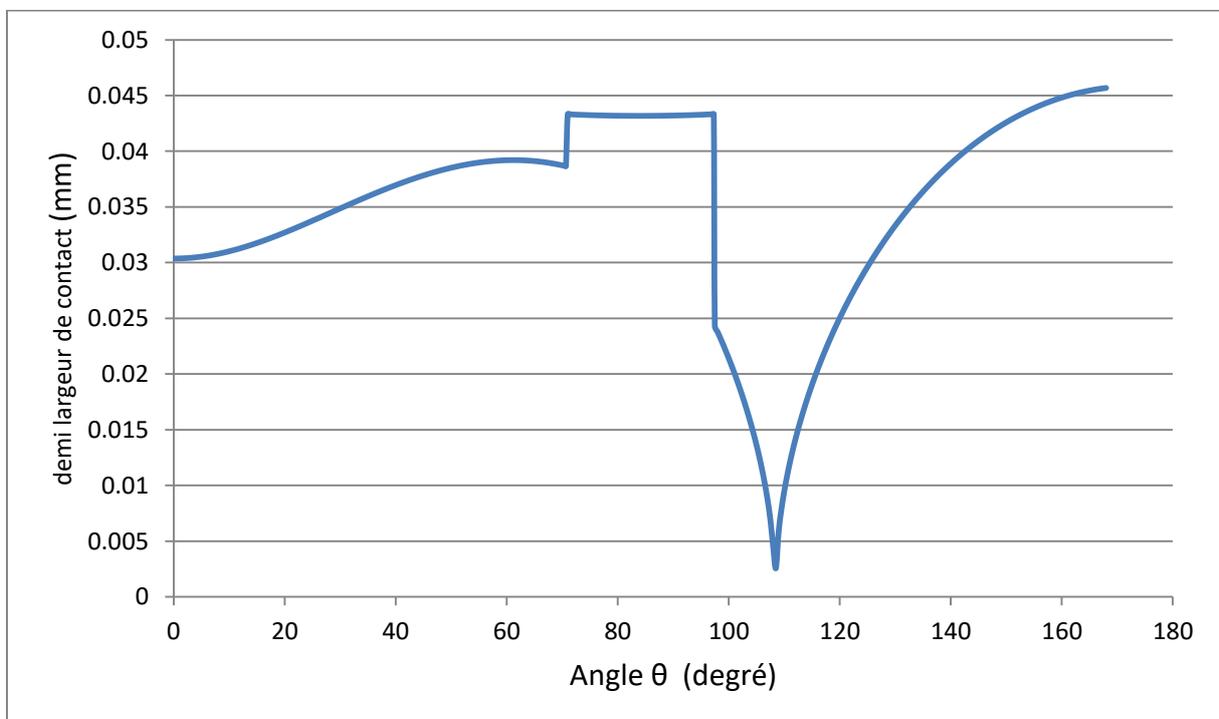


Figure III.21: demi largeur de contact en fonction de θ .

On a :

$$R_{eq} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (III. 49)$$

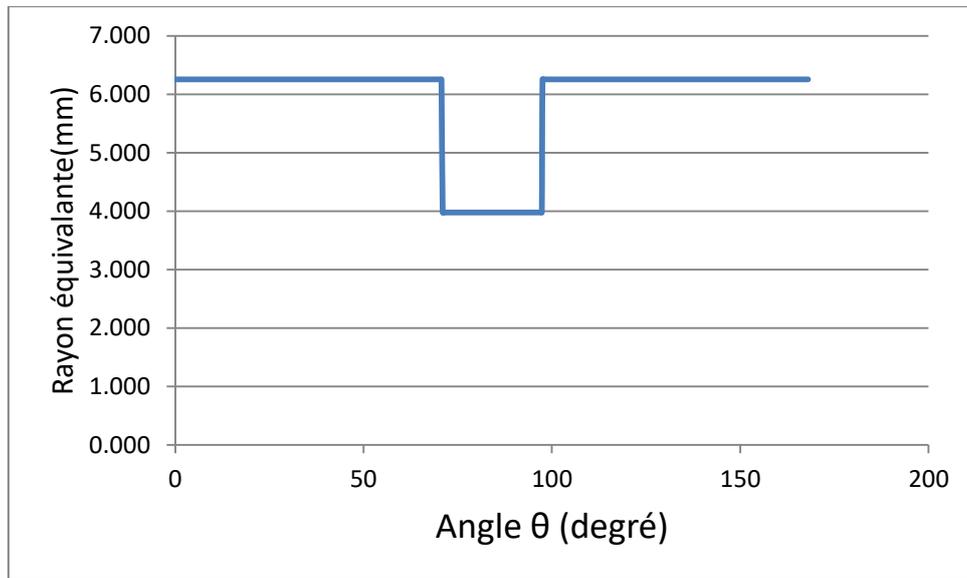


Figure III.22: Rayon équivalente en fonction de θ .

La Pression de contact est :

$$p_{Hmax} = \frac{2F_n}{\pi aL} \quad (III. 50)$$

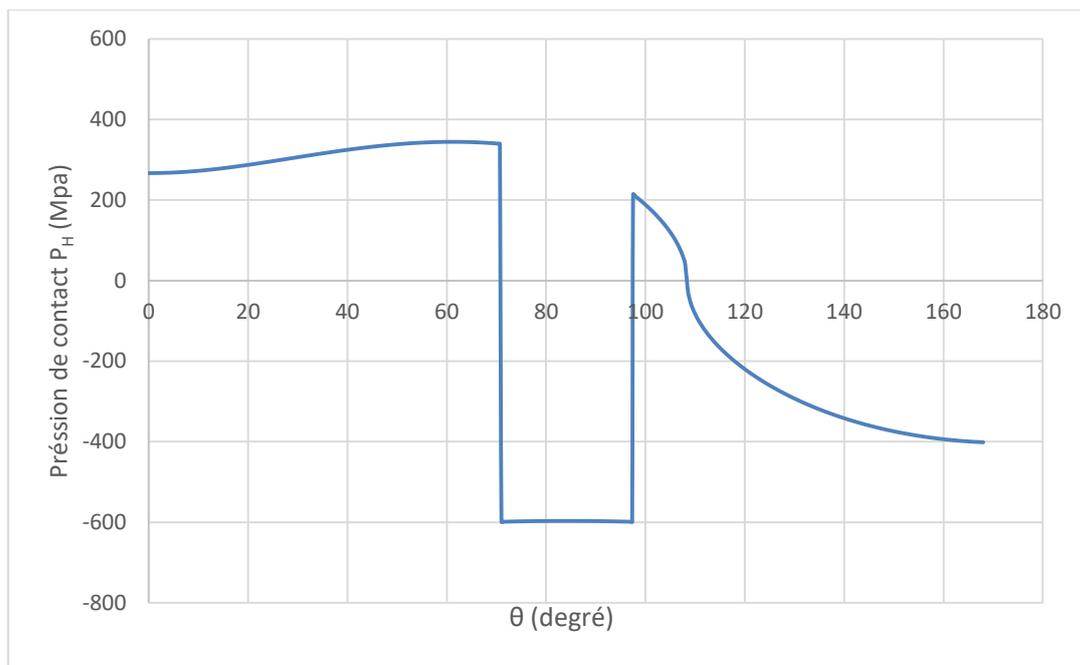


Figure III.23: La Pression de contact P_H en fonction de θ .

$$\sigma_{vm} = (-1 + 2\nu) \cdot p_{Hmax} = -0,4 \cdot p_{Hmax} \quad (\text{III. 51})$$

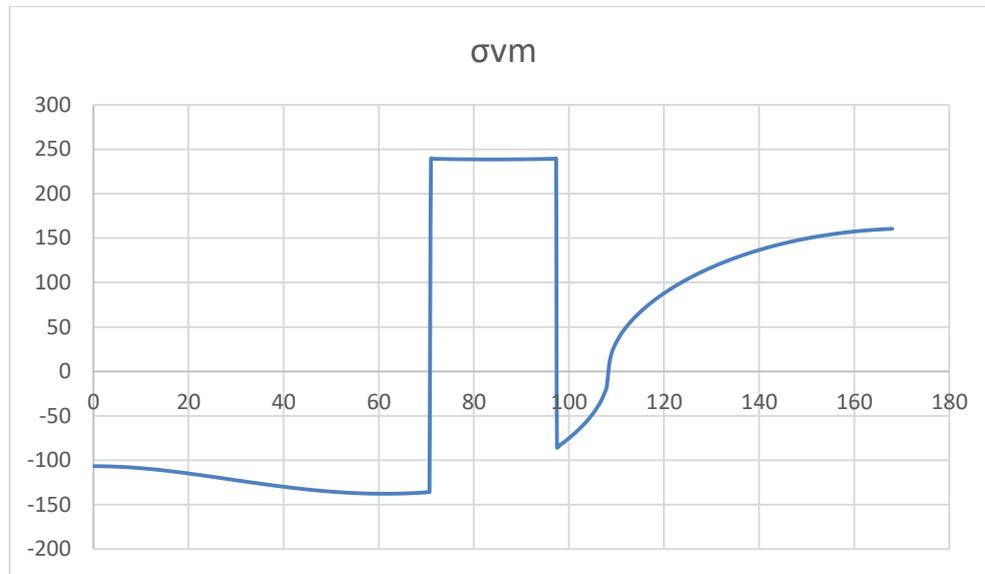


Figure III.24: La Contrainte en fonction de θ .

Module d'élasticité équivalent :

$$E' = \frac{E_1 E_2}{E_1 (1 - \nu_2^2) + E_2 (1 - \nu_1^2)} \quad (\text{III. 52})$$

Dans notre cas, la came et galet sont en acier :

Donc : $E_1 = E_2 = 2.10^5 \text{ MPa}$

Et: $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$

$$E' = \frac{(2.10^5)^2}{2 \cdot ((2.10^5)(1 - 0,3^2))} = 109890,11 \text{ MPa}$$

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} = \frac{1 - 0,3^2}{2 \cdot 10^5} = 5 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^2 / \text{N}$$

Avec $m_1 = m_2$

Zone du côté droite de la came $0 \leq \theta \leq \beta$

Rayon de came $R_1 = 31\text{mm}$

Rayon de galet $R_2 = 8\text{ mm}$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{III. 53})$$

Donc $B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{8} \right) = 0,7863$

Zone du côté gauche de la came $\beta \leq \theta \leq 2\alpha - \beta$

Rayon de came $R_1 = 7,84\text{mm}$

Rayon de galet $R_2 = 8\text{ mm}$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{7,84} + \frac{1}{8} \right) = 0,1263$$

Zone du côté gauche de la came $2\alpha - \beta \leq \theta \leq 2\alpha$

Rayon de came $R_1 = 31\text{mm}$

Rayon de galet $R_2 = 8\text{ mm}$

Donc $B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{8} \right) = 0,7863$

III.8. Conclusion

En conclusion, la cinématique et au chargement de l'interface came et suiveur, nous pouvons affirmer que cette configuration offre une solution efficace pour la transmission du mouvement entre deux éléments mécaniques. La came, en tant que pièce avec une forme spécifique, guide le mouvement du suiveur de manière précise et reproductible.

La cinématique de l'interface came et suiveur repose sur des principes fondamentaux tels que la géométrie des profils de la came, la vitesse angulaire de rotation et le mouvement relatif entre la came et le suiveur. Grâce à ces éléments, il est possible de concevoir des systèmes à came qui répondent aux exigences spécifiques de diverses applications.

L'analyse du chargement de l'interface came et suiveur est également cruciale pour assurer un fonctionnement fiable et une durabilité optimale. Les forces de contact entre la came et le suiveur, ainsi que les contraintes mécaniques induites, doivent être soigneusement évaluées afin d'éviter les défaillances prématurées.

De plus, il est important de considérer les facteurs tels que la lubrification, l'usure et les tolérances de fabrication lors de la conception et de l'utilisation d'une interface came et suiveur. Ces aspects influencent directement les performances et la durée de vie du système.

Chapitre IV

Modélisation et analyse des cames par simulation numérique avec SolidWorks

IV.1. Introduction

Le quatrième chapitre constitue une exploration approfondie de l'importance capitale de la simulation des cames par SolidWorks et méthode des élément finis et de son rôle dans divers domaines. Nous nous penchons sur les différentes méthodes employées pour simuler avec précision le fonctionnement des cames, en analysant en détail leurs avantages, leurs inconvénients et leurs limites. En mettant l'accent sur cette simulation, nous nous efforçons de comprendre comment elle peut améliorer la conception et l'efficacité des systèmes de cames, tout en évaluant les contraintes et les défis qui y sont associés.

IV.2. Notions de base

IV.2.1. Notion sur logiciel SOLIDWORKS

Le Solidworks est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles. SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des côtes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de cote entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception. Un modèle SOLIDWORKS est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle.

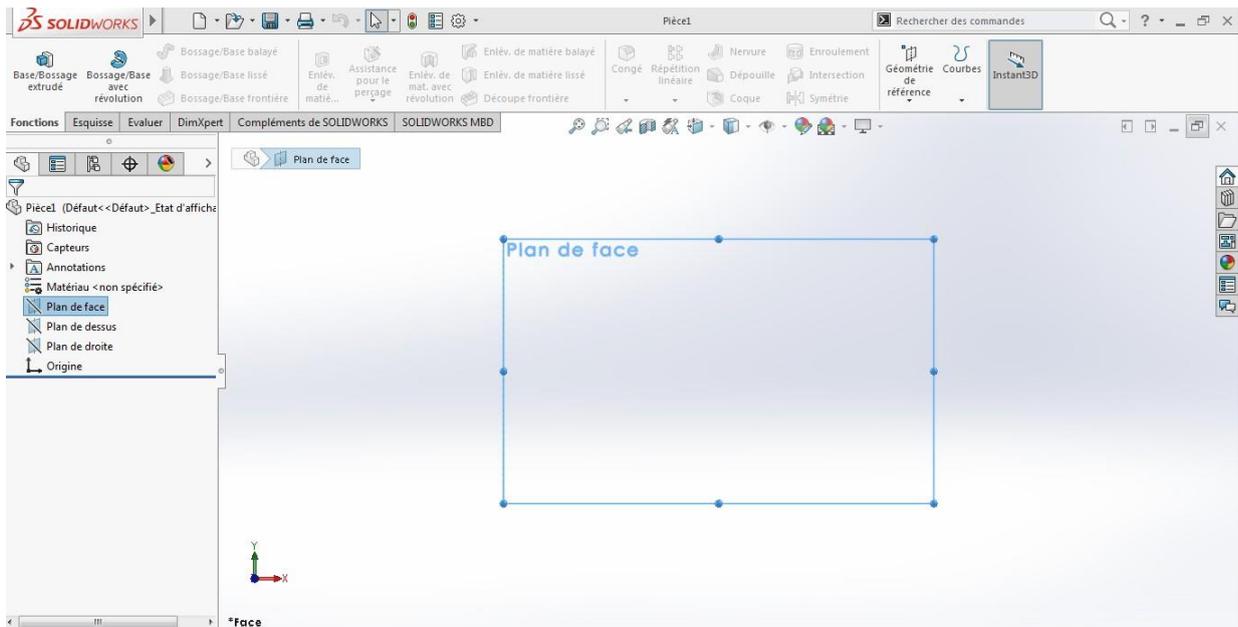


Figure IV.1 : Mise en plan de SOLODWORKS.

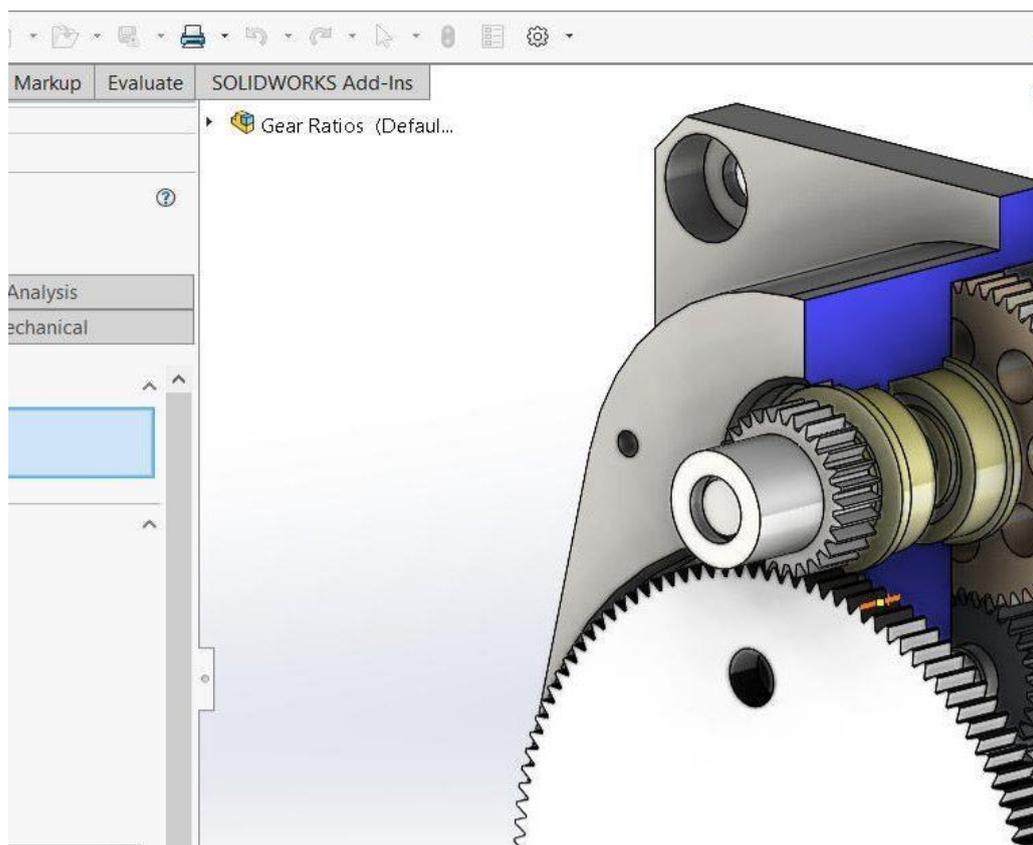


Figure IV.2 : Assemblage des pièces au SOLIDWORKS.

On Comprend Trois modules élémentaires : Pièce, Assemblage, Mise en plan (Figure IV.1).En fonction du type de licence, d'autres compléments peuvent être implémenté. Dans la version SOLIDWORKS Premium sont disponible les compléments suivants : SOLIDWORKS

Simulation, SOLIDWORKS FLOWSIMULATION, PHOTO VIEW 360, SOLIDWORKS Motion. SOLIDWORKS

- LE MODULE PIÈCE : Le module pièce est le premier module élémentaire de SOLIDWORKS, servant à élaborer le modèle numérique

- LE MODULE ASSEMBLAGE : Le module assemblage est le deuxième module élémentaire de SOLIDWORKS, permettant d'effectuer l'assemblage des pièces que l'on a élaboré préalablement dans le module pièce (Figure IV.2)

- LE MODULE MISE EN PLAN : Le module Mise en Plan est le troisième module élémentaire de SOLIDWORKS, servant à effectuer la mise en plan d'une pièce ou d'un assemblage, que l'on a élaboré préalablement dans le module Pièce ou le module Assemblage

La barre d'outils d'annotation permet d'insérer des cotes diverses, du texte, des hachures et des axes à la mise en plan

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire.

SOLIDWORKS Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SOLIDWORKS. SOLIDWORKS Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire)

PHOTO VIEW 360 permet de créer des rendus d'images au réalisme photographique des pièces et assemblages de SOLIDWORKS. Pour un rendu d'image réaliste d'un modèle de SOLIDWORKS, vous pouvez choisir parmi un nombre d'effets avancés de rendu, et vous pouvez préciser vos préférences de traitement, y compris: Matériaux, lumière, image de fond, qualité de l'image, format de sortie du rendu. Ces informations sont groupées pour former une scène PHOTO VIEW 360 [14].

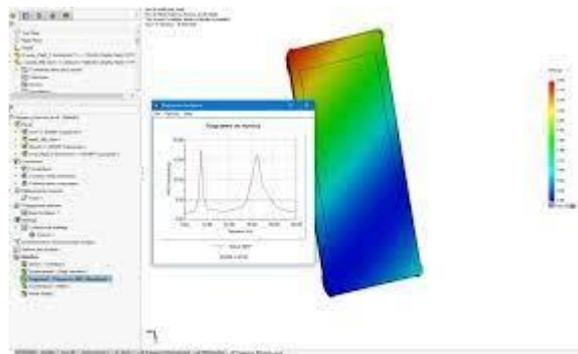


Figure IV.3 : Simulation numérique fréquentielle dans l'industrie.

SOLIDWORKS Motion avec SOLIDWORKS Motion, vous pouvez animer et capturer le mouvement d'assemblages SOLIDWORKS. SOLIDWORKS Motion peut générer des animations basées sur Windows (fichiers .avis). Conjointement avec PHOTO VIEW 360, SOLIDWORKS Motion peut produire des animations au réalisme photographique. Après avoir créé votre animation, SOLIWORKS Motion vous permet d'enregistrer l'animation en tant que fichier .avis pour être ensuite jouée séparément du logiciel SOLIDWORKS.

IV.2.2 .Méthode des éléments finis

IV.2.2.1 Généralités

La méthode des éléments finis est une méthode numérique de résolution approchée des équations différentielles décrivant les phénomènes physiques de l'ingénierie. Elle connaît, depuis 1970 environ, une extension fantastique, qui va de pair avec le développement et l'accroissement de puissance des ordinateurs. Elle est devenue un outil de travail, calcul et conception quotidien, voir familier, de l'ingénieur, dans des domaines aussi variés que l'analyse des structures, le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l'électromagnétisme, les écoulements souterrains, la combustion ou encore la diffusion des polluants

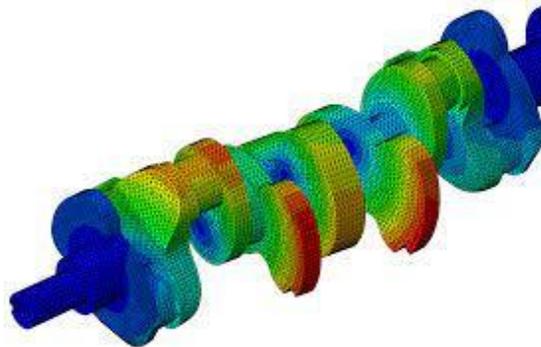


Figure IV.4 : Calcul des éléments finis.

IV.2.2.2 Avantage de la méthode des éléments finis

- On peut représenter un grand nombre de formes de structures à l'aide du modèle analytique général commun.
- La faculté de définir des maillages très irréguliers et depuis l'origine est l'un des grands avantages de la méthode des éléments finis.
- On peut accepter des lois complexes de propriétés intrinsèques des matériaux si on compare aux possibilités des méthodes classiques de résolution, et offrent plus vastes perspectives en analyse non linéaire.

IV.2.2.3 Procédures de base de la méthode des éléments finis

Les différentes étapes pour l'application de la méthode des éléments finis seront décrites d'une manière générale.

IV.2.2.4 Choix du type d'élément et discrétisation

La première étape consiste à choisir le type d'élément le plus adapté au problème donné, ensuite on discrétise le milieu continu en un certain nombre d'éléments. En général, les points suivants sont à prendre en considération dans la sélection du type d'élément.

IV.2.2.5 Type d'élément

* La sélection de l'élément sera fonction du type de problème à résoudre, généralement : ils sont groupés en quatre classes :

- 1- les contraintes planes ; les déformations planes ; axisymétriques (problème à deux dimensions).
- 2- la flexion des plaques.
- 3- les coques.
- 4- l'analyse des solides tridimensionnels.

* On distingue plusieurs classes d'éléments finis suivant leur géométrie :

* Les éléments unidimensionnels (**1D**) : sont utilisés de façon individuelle ou associée des plaques pour modéliser les raidisseurs. Exemple : barre, poutre rectiligne ou courbe-

* Les éléments bidimensionnels (**2D**) : Élasticité plane : (déformation ou contrainte plane). Exemple : plaque en flexion, coques courbes, de forme triangulaire ou quadrangulaire.

* Les éléments tridimensionnels (**3D**) : élément de volume, ou coques épaisses. Les éléments axisymétriques : qui constituent une classe bien particulière.

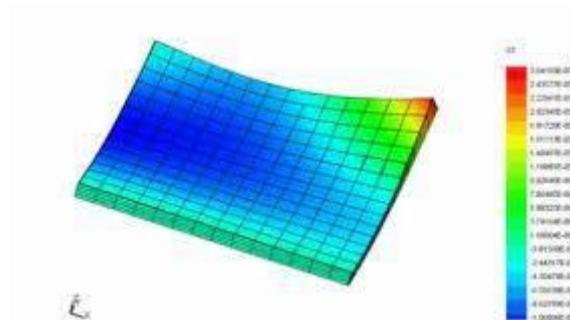


Figure IV.5 : Modélisation par éléments finis.

* Dans chaque groupe des différents niveaux de précision peuvent être atteints. Ceci dépend du nombre de degrés de liberté associée avec le type d'élément. Les points nodaux se trouvent généralement sur les frontières des éléments bien que des nœuds internes peuvent aussi être

inclus dans certains éléments pour augmenter leur efficacité. Généralement, avec l'augmentation de l'ordre de l'élément, celui-ci devient plus précis et plus coûteux. Cependant certaines conditions doivent être satisfaites dans la sélection du type d'élément pour assurer une bonne convergence (Convergence vers la solution exacte). Ces conditions sont :

*le champ des déplacements à l'intérieur de l'élément doit être continu.

* Le modèle du déplacement doit inclure un état de déformation constante

(L'élément doit être capable de reproduire un champ de déformation constant, si les déplacements nodaux le requièrent).

* L'élément doit être capable de reproduire un mouvement de corps rigide : par exemple quand les degrés de liberté nodaux correspondent à un mouvement de corps rigide, l'élément doit avoir une déformation égale à zéro et des forces nodales nulles. Ceci est un cas particulier du critère de la déformation constante.

* L'élément doit être compatible, il ne doit pas y avoir de vide entre deux éléments. l'élément qui ne remplit pas cette condition est dit incompatible ou non conforme.

Cependant un élément incompatible peut être valide et sa convergence maintenue si

Les incompatibilités disparaissent en augmentant le maillage et si l'élément se rapproche d'un état de déformation constante.

* L'élément n'a pas une direction privilégiée, c'est-à-dire que l'élément doit être géométriquement invariant et donne les mêmes résultats pour n'importe quelle orientation de l'élément.

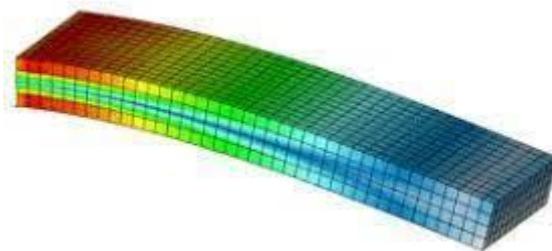


Figure IV.6 : Calcul de structure par les éléments finis.

IV.2.2.6 Taille de l'élément

En général plus le maillage est fin plus les résultats obtenus sont meilleurs, mais en même temps un grand effort de programmation est requis. Le nombre d'éléments utilisés sera la fonction du type de la structure à analyser, mais généralement plus d'éléments sont requis dans les régions où les contraintes varient rapidement que dans les régions où elles varient graduellement

Cependant pour les éléments complexes les maillages grossiers donneront des résultats aussi bons que ceux des maillages fins ayant des éléments simples [15].

IV.3. Simulation Statique

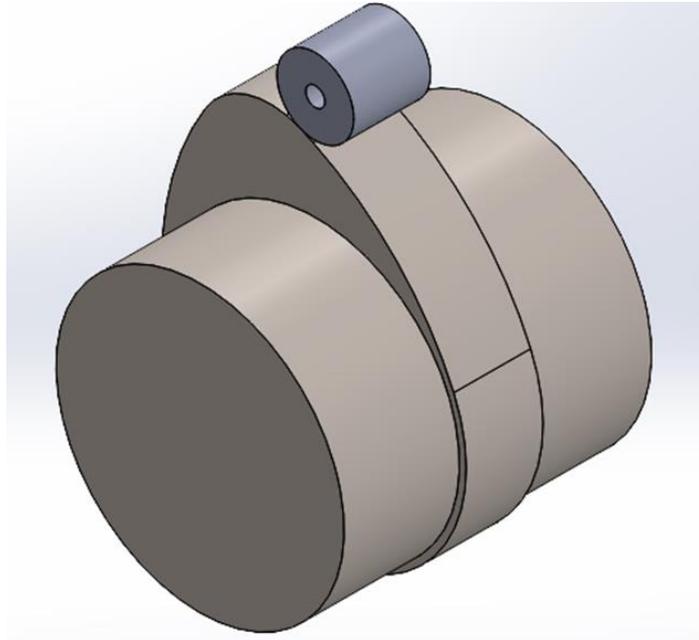
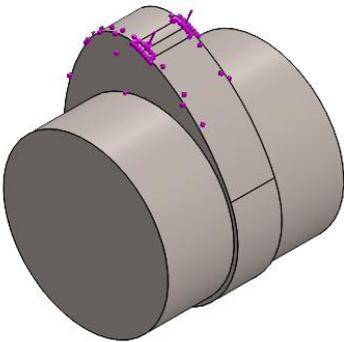


Figure IV.7 : Ensemble Came-galet.

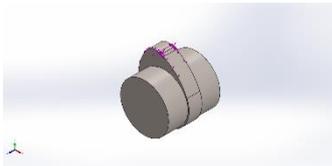
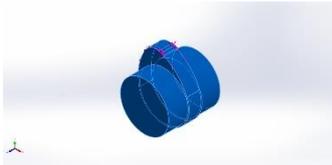
IV.3.1. Informations sur le modèle

A 3D CAD model of the cam-follower assembly, similar to Figure IV.7, but with a mesh applied to the cam's surface. The mesh is represented by a grid of small purple squares. A small 3D coordinate system (X, Y, Z) is visible in the bottom left corner of the model area.

Nom du modèle: Came-galet

Configuration actuelle: Défaut

Figure IV.8 : Corps volumiques.

Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques	Chemin/Date de modification du document
<p>Boss.-Extru.1</p> 	Corps volumique	<p>Masse:0,00275204 kg</p> <p>Volume:3,76991e-07 m³</p> <p>Masse volumique:7 300 kg/m³</p> <p>Poids:0,0269699 N</p>	<p>C:\Users\Dell\Desktop\came\Galet.SLDPRT</p> <p>Jun 21 18:36:44 2023</p>
<p>Ligne de séparation1</p> 	Corps volumique	<p>Masse:0,188269 kg</p> <p>Volume:2,44505e-05 m³</p> <p>Masse volumique:7 700 kg/m³</p> <p>Poids:1,84503 N</p>	<p>C:\Users\Dell\Desktop\came\Came.SLDPRT</p> <p>Jun 22 06:20:06 2023</p>

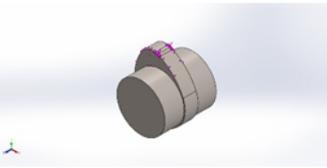
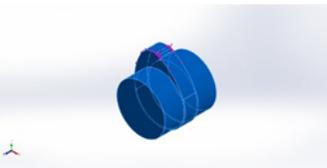
IV.3.2. Propriétés de l'étude

Nom d'étude	Statique 1
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Grand déplacement	Activé(e)
Vérifier les forces externes	Activé(e)
Dossier de résultats	Document (C:\Users\Dell\Desktop\came) SOLIDWORKS

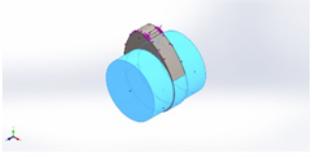
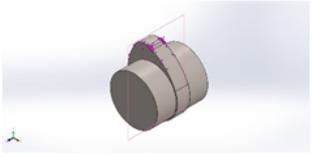
IV.3.3. Unités

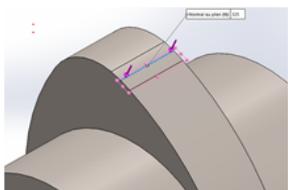
Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Pression/Contrainte	N/mm ²

IV.3.4. Propriétés du matériau

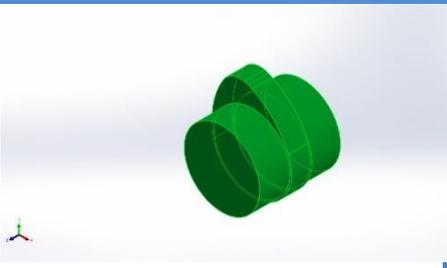
Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: Acier allié inoxydable Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max. Limite d'élasticité: 2,41275e+08 N/m² Limite de traction: 4,48083e+08 N/m² Module d'élasticité: 1,9e+11 N/m² Coefficient de Poisson: 0,26 Masse volumique: 7 300 kg/m³ Module de cisaillement: 7,8e+10 N/m² Coefficient de dilatation thermique: 1,5e-05 /Kelvin</p>	Corps volumique 1(Boss.-Extru.1)(Galet-1)
Données de la courbe:N/A		
	<p>Nom: Acier allié Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par défaut: Inconnu Limite d'élasticité: 6,20422e+08 N/m² Limite de traction: 7,23826e+08 N/m² Module d'élasticité: 2,1e+11 N/m² Coefficient de Poisson: 0,28 Masse volumique: 7 700 kg/m³ Module de cisaillement: 7,9e+10 N/m² Coefficient de dilatation thermique: 1,3e-05 /Kelvin</p>	Corps volumique 1(Ligne de séparation1)(Came-1)
Données de la courbe:N/A		

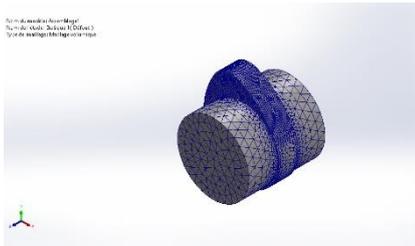
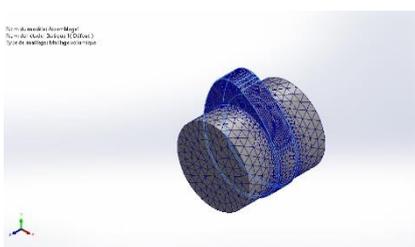
IV.3.5. Actions extérieures

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé		
Fixe-1		Entités: 5 face(s) Type: Géométrie fixe		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	130,358	297,711	-1,62199e-05	325
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0
Géométrie de référence-1		Entités: 1 face(s), 1 plan(s) Référence: Plan de droite Type: Utiliser une géométrie de référence Translation: 0; ---; 0 Unités: mm		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	6,1947e-08	0	-1,03483e-08	6,28054e-08
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		Entités: 1 arête(s), 1 plan(s) Référence: PLAN1 Type: Force Valeurs: ---; ---; - 325 N

IV.3.6. Informations sur le contact

Contact	Image du contact	Propriétés contact
Contact global		<p>Type: Pas de pénétration (Surface à surface)</p> <p>Composants: 2 Corps volumique (s)</p>

Nom du contrôle de maillage	Image du contrôle de maillage	Détails du contrôle de maillage
Contrôle-2		<p>Entités: 1 Corps volumique (s)</p> <p>Unités: mm</p> <p>Taille: 0,804358</p> <p>Rapport: 0,804358</p>
Contrôle-3		<p>Entités: 3 arête(s), 6 face(s)</p> <p>Unités: mm</p> <p>Taille: 0,620505</p> <p>Rapport: 0,620505</p>

IV.3.7. Forces résultantes

IV.3.7.1. Forces de réaction

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N	130,358	297,711	-1,62199e-05	325

IV.3.7.2. Moments de réaction

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N.m	0	0	0	0

IV.3.7.3. Forces de corps libre

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N	0	0	0	0

IV.3.8. Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON : contrainte de von Mises	2,556e-10N/mm ² (MPa) Noeud: 2597	1,950e+02N/mm ² (MPa) Noeud: 10409

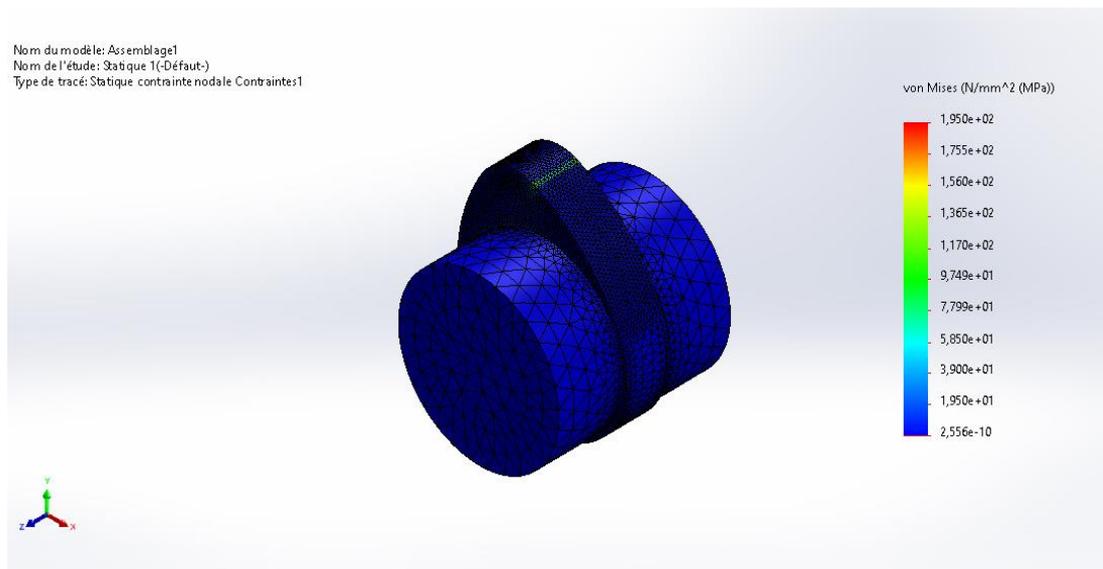


Figure IV.9 : Contrainte statique came-galet.

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES : Déplacement résultant	0,000e+00mm	1,110e-03mm
		Noeud: 10406	Noeud: 10409

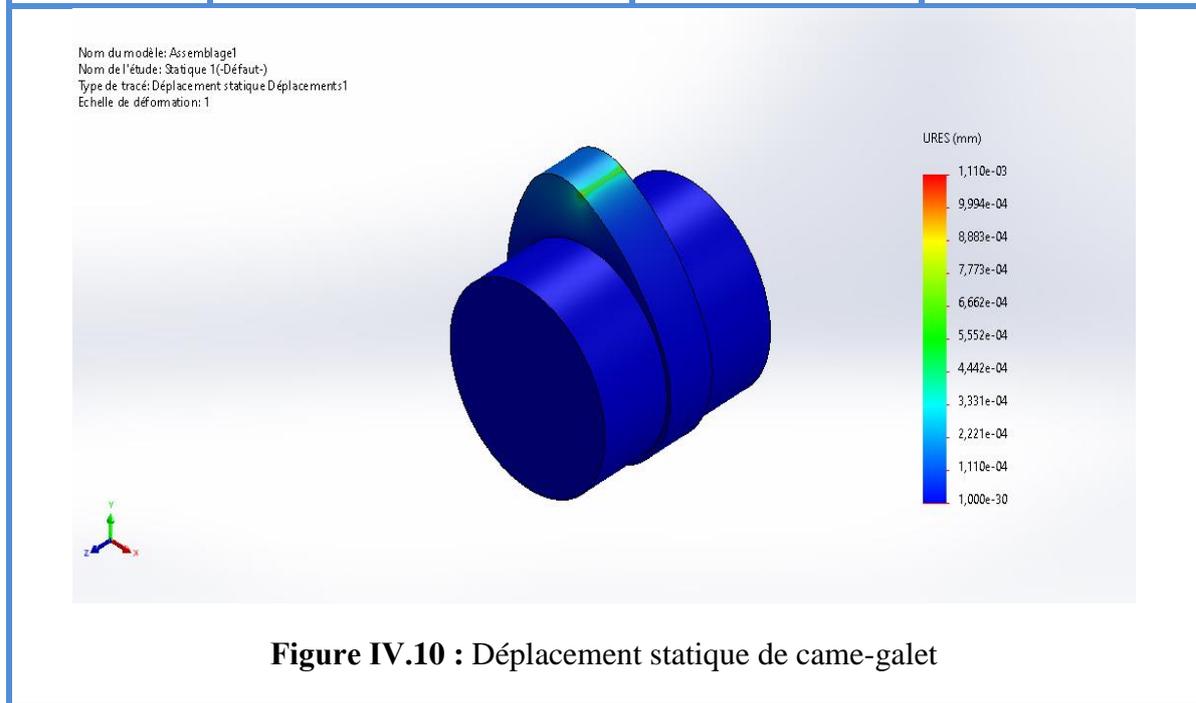
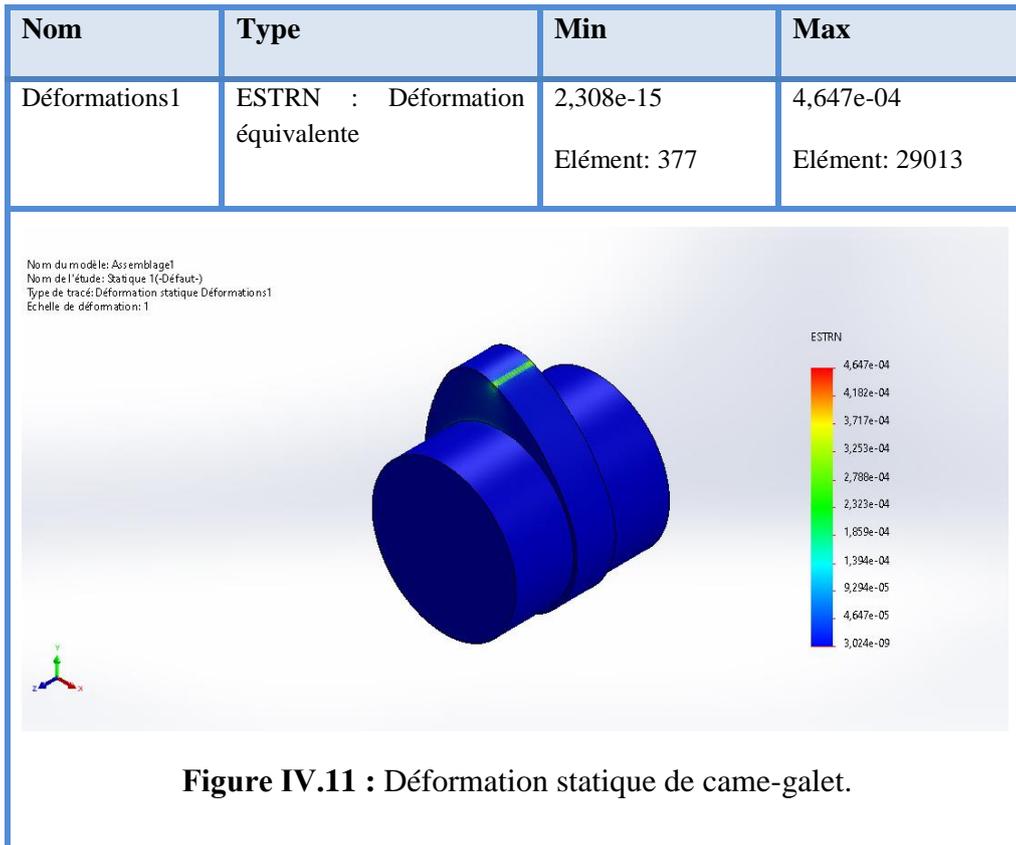


Figure IV.10 : Déplacement statique de came-galet



Nom	Type	Min	Max
Contraintes 2	PC: Pression de contact	0,000e+00N/mm ² (MPa) Noeud: 1	1,335e+02N/mm ² (MPa) Noeud: 10613

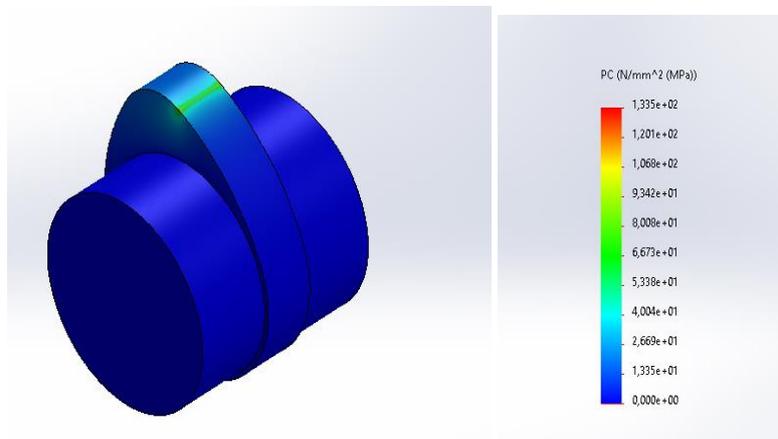


Figure IV.12: Contraintes statique de Came-galet.

III.4. Conclusion

La simulation de cames par l'utilisation de SolidWorks s'avère être une approche précieuse et efficace pour comprendre le fonctionnement et optimiser la performance des systèmes à cames. Grâce aux fonctionnalités avancées de SolidWorks, il est possible de modéliser avec précision les profils de came, d'analyser les mouvements et les forces impliqués, et d'obtenir des résultats fiables et représentatifs.

la comparaison des résultats obtenus par simulation et par analyse analytique pour l'étude des contraintes d'une came montre que la simulation offre une approche plus précise et détaillée, tandis que l'analyse analytique offre une approche plus rapide et moins coûteuse. Il est donc recommandé d'utiliser ces deux méthodes de manière complémentaire tout au long du processus de conception pour obtenir des résultats fiables et efficaces. Cela permettra d'optimiser la conception de la came, d'améliorer sa durabilité et d'assurer un fonctionnement optimal dans les applications réelles.

Conclusion Générale

En conclusion, les cames sont des éléments mécaniques essentiels présents dans de nombreux dispositifs et machines, offrant un contrôle précis du mouvement. Leur conception et leur utilisation sont fondamentales pour assurer le bon fonctionnement de mécanismes variés tels que les moteurs, les systèmes de levage, les machines-outils et bien d'autres.

Grâce aux avancées technologiques, les cames sont devenues plus sophistiquées, avec des profils optimisés pour améliorer l'efficacité, la précision et les performances des machines. De plus, l'utilisation de matériaux plus résistants et de techniques de fabrication avancées permet d'augmenter leur durabilité et leur fiabilité.

On constate dans notre étude que toutes les courbes des résultats obtenus présentent une zone de transition dans l'intervalle $0 \leq \theta \leq 84^\circ$ à cause du changement brusque du rayon de courbure

Les valeurs max sont dans la zone de transition la pression de Hertz est maximale sur la surface

Les résultats de simulation SOLIDWORKS sont en concordances avec celles obtenue par le résultat analytique.

Finalement l'effet de la pression de contact sur l'usure et la fatigue nécessite une étude future et approfondie du phénomène

Références

- [1]. SITE : <https://learnmechanical.com/cam-and-follower/> ,consulté le : 03/03/2023
- [2]. SITE : <https://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2019/09/>,
consulté le : 12/03/2023
- [3]. SITE : <https://www.theengineerspost.com/camshaft-parts-and-function/>
- [4]. SITE : <https://www.norelem.fr/fr/fr/Produits/THE-BIG-GREEN-BOOK/norelem>
- [5]. SITE : <http://pedagogie.ac>
- [6]. Robert L. Jackson Contact Mechanics Springer Science+Business Media New York 2013
- [7]. Hamrock BJ (1994) Fundamentals of fluid film lubrication. Mcgraw-Hill, Inc., New York
- [8]. SITE : <https://wp.optics.arizona.edu/optomech/wp-content/uploads/sites/53/2016/12/Tutorial-Taylor-Brian.pdf>
- [9]. SITE : https://www.researchgate.net/publication/324585793_A_Review_of_Elastic-Plastic_Contact_Mechanics
- [10]. Rothbart, H. A. (2004). Cam design handbook. McGraw-Hill Education.
- [11]. Jensen, P. W. (2020). Cam design and manufacture. CRC Press.
- [12]. <https://www.alberto-motors.fr/moteur/deutz-f31912>
- [13]. Laboratoire de dynamique et vibrations des machines, Test de came, www.jamilnia.ir/dynlab
- [14] Dassault systemes,introduction SolidWorks, https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_FR.pdf
- [15] Dhatt, Gouri, Gilbert Touzot, and Emmanuel Lefrançois. Méthode des éléments finis. Lavoisier, 2005.

Annexe

θ (deg.)	θ (rad)	$\beta = \alpha - \theta$	$\gamma = \beta - \alpha$	A	B	C	y	\dot{y}	\ddot{y}	y''	\ddot{y}	y'''	JerK	FKz	Fa	F	ϕ (rd)	$\dot{\phi}$ (degré)	F _n	Req	a	PH	σ_m
0	0	0	2.93215	-1.46608	2.54902		0	0	0	9.26731	133449	0	0	0	101.822	101.822	0	0	101.822	6.254	0.030368744	266.811	-106.724
0.5	0.00873	2.92343	-1.45735	2.549			0.0035	-0.1927	-23.1237	9.26753	133452	0.05164	89242.3	0.00111	101.824	101.825	-0.01227	-0.70318	101.833	6.254	0.030370422	266.826	-106.73
1	0.01745	2.9147	-1.44862	2.54896			0.0142	-0.38537	-46.2444	9.26821	133462	0.10327	178448	0.00443	101.832	101.836	-0.02454	-1.40597	101.867	6.254	0.030375455	266.87	-106.748
1.5	0.02618	2.90597	-1.4399	2.54889			0.0319	-0.57799	-69.3591	9.26934	133478	0.15485	267582	0.00997	101.844	101.854	-0.03679	-2.10795	101.923	6.254	0.030383835	266.944	-106.777
2	0.03491	2.89725	-1.43117	2.54878			0.0566	-0.77054	-92.4647	9.27091	133501	0.20637	356606	0.01772	101.861	101.879	-0.04902	-2.80875	102.002	6.254	0.030395554	267.047	-106.819
2.5	0.04363	2.88852	-1.42244	2.54865			0.0885	-0.96298	-115.558	9.27294	133530	0.25738	445485	0.02769	101.884	101.911	-0.06123	-3.50796	102.103	6.254	0.030410598	267.179	-106.872
3	0.05236	2.87979	-1.41372	2.54848			0.1275	-1.1553	-138.367	9.27594	133566	0.30913	534182	0.03988	101.911	101.951	-0.07339	-4.2052	102.226	6.254	0.030428949	267.34	-106.936
3.5	0.06109	2.87107	-1.40499	2.54829			0.1735	-1.34747	-161.697	9.27833	133608	0.36034	622661	0.05428	101.943	101.997	-0.08552	-4.90008	102.371	6.254	0.030450587	267.53	-107.012
4	0.06981	2.86234	-1.39626	2.54806			0.2266	-1.53947	-184.736	9.28117	133656	0.41139	710884	0.0709	101.98	102.051	-0.0976	-5.59223	102.539	6.254	0.030475487	267.749	-107.1
4.5	0.07854	2.85361	-1.38754	2.54781			0.2869	-1.73126	-207.751	9.28551	133711	0.46228	798815	0.08974	102.022	102.112	-0.10963	-6.28127	102.728	6.254	0.030503621	267.996	-107.198
5	0.08727	2.84489	-1.37881	2.54753			0.3542	-1.92283	-230.739	9.28977	133773	0.51297	886417	0.1108	102.069	102.179	-0.12159	-6.96685	102.939	6.254	0.030534956	268.271	-107.309
5.5	0.09599	2.83616	-1.37008	2.54722			0.4286	-2.11414	-253.697	9.29446	133840	0.56346	973653	0.13408	102.12	102.254	-0.13349	-7.64861	103.172	6.254	0.030569458	268.575	-107.43
6	0.10472	2.82743	-1.36136	2.54688			0.5101	-2.30518	-276.622	9.2996	133914	0.61371	1060485	0.15958	102.177	102.336	-0.14532	-8.3262	103.426	6.254	0.030607088	268.905	-107.562
6.5	0.11345	2.81871	-1.35263	2.5465			0.5987	-2.49592	-299.51	9.30517	133995	0.6637	1146875	0.1873	102.238	102.425	-0.15707	-8.99928	103.702	6.254	0.030647804	269.263	-107.705
7	0.12217	2.80998	-1.3439	2.5461			0.6944	-2.68633	-322.359	9.31118	134081	0.71342	1232786	0.21725	102.304	102.521	-0.16873	-9.66755	103.998	6.254	0.030691562	269.647	-107.859
7.5	0.1309	2.80125	-1.33518	2.54568			0.7973	-2.87639	-345.167	9.31763	134174	0.76284	1318179	0.24942	102.375	102.624	-0.1803	-10.3307	104.315	6.254	0.030738314	270.058	-108.023
8	0.13963	2.79253	-1.32645	2.54522			0.9073	-3.06607	-367.929	9.3245	134273	0.81193	1403016	0.28382	102.45	102.734	-0.19178	-10.9884	104.653	6.254	0.03078801	270.495	-108.198
8.5	0.14835	2.7838	-1.31772	2.54473			1.0243	-3.25536	-390.643	9.33179	134378	0.86068	1487259	0.32045	102.53	102.851	-0.20316	-11.6403	105.010	6.254	0.030840596	270.957	-108.383
9	0.15708	2.77507	-1.309	2.54421			1.1486	-3.44422	-413.306	9.33952	134489	0.90907	1570868	0.35931	102.615	102.974	-0.21444	-12.2862	105.388	6.254	0.030896018	271.444	-108.577
9.5	0.16581	2.76635	-1.30027	2.54367			1.2799	-3.63263	-435.915	9.34766	134606	0.95706	1653803	0.4004	102.705	103.105	-0.2256	-12.9259	105.786	6.254	0.030954026	271.955	-108.782
10	0.17453	2.75762	-1.29154	2.5431			1.4184	-3.82056	-458.467	9.35622	134730	1.00464	1736025	0.44373	102.799	103.242	-0.23665	-13.5591	106.202	6.254	0.031015133	272.49	-108.996
10.5	0.18326	2.74889	-1.28282	2.5425			1.564	-4.008	-480.96	9.36519	134859	1.05179	1817494	0.48929	102.897	103.387	-0.24758	-14.1854	106.638	6.254	0.031078704	273.049	-109.219
11	0.19199	2.74017	-1.27409	2.54187			1.7168	-4.19491	-503.389	9.37458	134994	1.09848	1898170	0.53709	103	103.537	-0.25839	-14.8048	107.093	6.254	0.031144867	273.63	-109.452
11.5	0.20071	2.73144	-1.26536	2.54112			1.8768	-4.38128	-525.753	9.38436	135135	1.14468	1978010	0.58713	103.108	103.695	-0.26908	-15.417	107.566	6.254	0.031213555	274.233	-109.693
12	0.20944	2.72271	-1.25664	2.54053			2.0439	-4.56707	-548.048	9.39455	135282	1.19038	2056975	0.63942	103.22	103.859	-0.27963	-16.0218	108.057	6.254	0.031284702	274.858	-109.943
12.5	0.21817	2.71399	-1.24791	2.53981			2.2182	-4.75226	-570.272	9.40514	135434	1.23554	2135021	0.69395	103.336	104.03	-0.29006	-16.619	108.565	6.254	0.031358239	275.505	-110.202
13	0.22689	2.70526	-1.23918	2.53907			2.3997	-4.93684	-592.421	9.41612	135592	1.28016	2212108	0.75072	103.457	104.207	-0.30035	-17.2085	109.091	6.254	0.031434095	276.171	-110.468
13.5	0.23562	2.69653	-1.23046	2.53831			2.5884	-5.12077	-614.492	9.42748	135756	1.32418	2288191	0.80975	103.582	104.391	-0.3105	-17.7901	109.634	6.254	0.031512199	276.857	-110.743
14	0.24435	2.68781	-1.22173	2.53751			2.7843	-5.30403	-636.484	9.43923	135925	1.36761	2363228	0.87104	103.711	104.582	-0.3205	-18.3636	110.193	6.254	0.031592486	277.563	-111.025
14.5	0.25307	2.67908	-1.213	2.53669			2.9874	-5.4866	-658.392	9.45135	136099	1.404	2437175	0.93457	103.844	104.778	-0.33037	-18.9289	110.769	6.254	0.031674864	278.286	-111.315
15	0.2618	2.67035	-1.20428	2.53585			3.1977	-5.66845	-680.214	9.46384	136279	1.45254	2509988	1.00037	103.981	104.981	-0.34009	-19.4859	111.360	6.254	0.031759277	279.028	-111.611
15.5	0.27053	2.66163	-1.19555	2.53497			3.4153	-5.84956	-701.948	9.4767	136464	1.49399	2581622	1.06843	104.122	105.191	-0.34967	-20.0344	111.966	6.254	0.031845644	279.787	-111.915
16	0.27925	2.65291	-1.18682	2.53407			3.6401	-6.02991	-723.589	9.48991	136655	1.53474	2652031	1.13875	104.268	105.406	-0.35909	-20.5745	112.588	6.254	0.031933891	280.562	-112.225
16.5	0.28798	2.64417	-1.1781	2.53315			3.8721	-6.20947	-745.137	9.50348	136850	1.57475	2721169	1.21135	104.417	105.628	-0.36837	-21.106	113.223	6.254	0.032023942	281.353	-112.541
17	0.29671	2.63545	-1.16937	2.5322			4.1115	-6.38822	-766.597	9.51739	137050	1.614	2788991	1.28621	104.57	105.856	-0.37749	-21.6288	113.873	6.254	0.032115721	282.16	-112.864
17.5	0.30543	2.62672	-1.16064	2.53122			4.358	-6.56614	-787.937	9.53165	137256	1.65246	2855448	1.36335	104.726	106.089	-0.38647	-22.1429	114.537	6.254	0.032209152	282.98	-113.192
18	0.31416	2.61799	-1.15191	2.53022			4.6119	-6.7432	-809.184	9.54623	137466	1.6901	2920494	1.44277	104.886	106.329	-0.39528	-22.6482	115.214	6.254	0.032304159	283.815	-113.526
18.5	0.32289	2.60927	-1.14319	2.52919			4.8731	-6.91937	-830.325	9.56114	137680	1.7269	2984079	1.52447	105.05	106.575	-0.40395	-23.1446	115.903	6.254	0.032400666	284.663	-113.865
19	0.33161	2.60054	-1.13446	2.52814			5.1415	-7.09465	-851.358	9.57637	137900	1.76282	3046156	1.60945	105.218	106.826	-0.41246	-23.6322	116.605	6.254	0.032498596	285.523	-114.209
19.5	0.34034	2.59181	-1.12574	2.52707			5.4173	-7.269	-872.28	9.59191	138123	1.79784	3106674	1.69472	105.388	107.083	-0.42082	-24.1109	117.318	6.254	0.032597873	286.396	-114.558

Tableau : Les caractéristique du suiveur.