

République Algérienne Démocratique et Populaire
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Simulation Numérique Du Système Bielle Manivelle
Du Moteur à Combustion Interne**

Devant le jury composé de :

.....

Président

.....

Examineur

.....

Examineur

GHERBI Mohamed Tahar Encadreur

Présenté par :

DRIHEM Thabet

BOURAS Abd Errezzak

BEN ALI Abdelkerim

Année Académique 2020-2021

Dédicace

Nous dédions de ce modeste travail :

Pour nos mères et nos pères

A nos frères et sœurs et à toutes nos familles, chacun en son nom

Pour tous les professeurs du Département de génie mécanique

Notamment monsieur Dr. Gharbi Mohammad Taher

Pour le chef du département de génie mécanique

À tous les membres du comité d'évaluation, professeurs et docteurs

À mes meilleurs amis et à tous les camarades de promotion

REMERCIEMENTS

Tout d'abord nous remercions Dieu qui nous a aidés à terminer le mémorandum et a éclairé pour nous notre chemin et notre réussite dans notre mission scientifique

Nous remercions les aimables parents qui nous ont fourni toutes les incitations pour compléter cette note

*Nous remercions également le **Dr. GHERBI MED TAHER** pour son aide dans la préparation de ce mémorandum, car il nous a fourni tout ce qui correspond à notre recherche*

Nous remercions tous les professeurs et travailleurs de l'Université Hamma Lakhdar pour ce qu'ils ont fourni pour l'éducation dans notre université, en particulier le doyen et les professeurs de la Faculté des sciences et technologie, en particulier le département de mécanique du chef du département à tous les professeurs

N'oubliez pas non plus nos sincères remerciements à tous vos camarades de classe

Résumé

La fonction principale du piston d'un moteur CI est de recevoir l'impulsion du gaz en expansion et de transmettre l'énergie au vilebrequin à travers la bielle c'est ce qu'on appelle le système de bielle manivelle, l'objectif actuel de ce projet est d'assembler le piston, la bielle et le vilebrequin pour moteur essence à 4 temps, les pièces sont conçues et assemblées à l'aide du logiciel de modélisation 3D SolidWorks, où a été le matériau choisi pour les trois pièces (Alliage d'aluminium) pour piston et bielle, et (acier) pour vilebrequin, le maillage et L'analyse par éléments finis se fait dans programme ANSYS et deux types de simulations se fait dans ce programme (analyse modale et analyse statique), l'analyse modale est utilisée pour déterminer les caractéristiques de vibration (fréquences naturelles et formes de mode) des trois composants comme c'était la valeur maximale de la fréquence naturelle élevée au mode 6, L'analyse structurelle est utilisée pour déterminer les déplacements et les contraintes et la déformation, facteur de sécurité sous statique.

Mots clés : moteur CI, système bielle manivelle, éléments finis, transmettre l'énergie, moteur essence, 4 temps.

Abstract

The main function of the piston of an IC engine is to receive the pulse of the expanding gas and transmit the energy to the crankshaft through the connecting rod this is called the crank connecting rod system, the current goal of this project is to assemble the piston, connecting rod and crankshaft for 4-stroke gasoline engine, the parts are designed and assembled using SolidWorks 3D modeling software, where was the material chosen for the three parts (Aluminum alloy) for piston and connecting rod, and (steel) for crankshaft, the mesh and finite element analysis is done in ANSYS program and two types of simulations are done in this program (modal analysis and static analysis), l modal analysis is used to determine the vibration characteristics (natural frequencies and mode shapes) of the three components as it was the maximum value of the natural frequency high at mode 6, Structural analysis is used to determine the shifts elements and stresses and deformation, safety factor under statics.

Key words: IC engine, crank connecting rod system, finite elements, transmit energy, gasoline engine, 4 strokes.

ملخص

تتمثل الوظيفة الرئيسية لمكبس محرك الاحتراق الداخلي في استقبال نبضة الغاز المتوسع ونقل الطاقة إلى العمود المرفقي من خلال قضيب التوصيل وهذا ما يسمى نظام قضيب توصيل الكرنك ، والهدف الحالي لهذا المشروع هو تجميع المكبس ، قضيب التوصيل والعمود المرفقي لمحرك البنزين رباعي الأشواط ، تم تصميم الأجزاء وتجميعها باستخدام برنامج النمذجة SolidWorks ثلاثية الأبعاد ، حيث تم اختيار المادة للأجزاء الثلاثة (سبائك الألومنيوم) للمكبس وقضيب التوصيل ، و (الصلب) للعمود المرفقي ، يتم إجراء تحليل الشبكة والعناصر المحدودة في برنامج ANSYS ويتم إجراء نوعين من المحاكاة في هذا البرنامج (التحليل النموذجي والتحليل الساكن) ، ويستخدم التحليل النموذجي لتحديد خصائص الاهتزاز (الترددات الطبيعية وأشكال الوضع) للمكونات الثلاثة حيث كانت القيمة القصوى للتردد الطبيعي عالية في الوضع 6 ، يتم استخدام التحليل الإنشائي لتحديد التحولات العناصر والضغوط والتشوه ، عامل الأمان تحت السكون .

الكلمات المفتاحية: محرك الاحتراق الداخلي، نظام قضيب توصيل كرنك، عناصر محدودة، ينقل الطاقة، محرك بنزين، 4 أشواط.

Nomenclature

Cy_t	Cylindre total
Cy_{un}	Cylindre unitaire
λ	Rapport bielle / manivelle
V_{PMH}	Volume de point mort hot
V_{PMB}	Volume de point mort bas
ε	Rapport volumétrique
$[K_e]$	Matrice de rigidité
$[f_e]$	Le vecteur des force nodales
$[M_e]$	Matrice de masse élémentaire
$[D]$	Matrice d'élasticité
$[B]$	Matrice dérivative
$[N]$	La matrice d'interpolation reliant
P	Le poids
T	Inerties de la section en traîné
K	Rigidité
F	Force unitaire
E	Module d'élasticité
f_i	Fréquence propre
U_x	Déplacement suivant l'axe x
U_y	Déplacement suivant l'axe y
U_z	Déplacement suivant l'axe z
N_x, N_y, N_{xy}	Résultantes en membrane par unités de longueur
A_{ij}	Matrice des rigidités en membrane
B_{ij}	Terme de couplage membrane / flexion-torsion
D_{ij}	Matrice des rigidités en flexion
θ_x	Rotation autour de l'axe x
θ_z	Rotation autour de l'axe z
Q_{ij}	Coefficients des rigidités réduites
N_x, N_y, N_{xy}	Résultantes en membrane par unité de longueur
$\{ \ddot{q}, \dot{q}, q \}$	Vecteur accélération, vitesse et déplacements

T	Energie cinétique
U	Energie potentielle
Π	Energie dissipation
MCI	Moteur à combustion interne
MEF	Méthode élément finis

Symboles

N	Nombre de cylindre
V_{CC}	Volume de chambre combustion
Φ	Angle de torsion
Ψ	Angle de précession
θ	Angle de nutation
ε	Déformation
σ	Contrainte de flexion
V	Volume
δ	Vecteur des déplacements nodaux
ρ	Masse volumique
φ	Angle de rotation propre

Liste des figures

Chapitre I : Généralité sur les MCI

Fig I.1 : La course et alésage.....	7
Fig I.2 : Cylindrée unitaire et cylindrée totale.....	7
Fig I.3 : Moteur supercarré.....	8
Fig I.4 : Moteur à course longue.....	8
Fig I.5 : Moteur carré.....	8
Fig I.6 : La fonction du système bielle manivelle.....	9
Fig I.7 : Les principaux éléments du moteur à essence	10
Fig I.8 : Admission.....	11
Fig I.9 : Compression.....	11
Fig I.10 : Combustion détente	12
Fig I.11 : Echappement	12
Fig I.12 : Les principaux composants du système bielle manivelle.....	13
Fig I.13 : Le piston	13
Fig I.14 : La bielle	14
Fig I.15 : Le vilebrequin	14
Fig I.16 : Schéma cinétique du système bielle manivelle	15
Fig I.17 : Dimensions du piston.....	16
Fig I.18 : Dimensions du la bielle	17
Fig I.19 : Dimensions du vilebrequin	17
Fig I.20 : Mécanisme du bielle manivelle	18

Chapitre II : Modélisation d'une bielle manivelle par la

MEF

Fig II.1 : Classification des problèmes de la mécanique	21
Fig II.2 : Formes classique des éléments	22
Fig II.3 : Organigramme d'un logiciel éléments finis	24
Fig II.4 : Modélisations par éléments finis de structures	25
Fig II.5 : Système de coordonnées local et global de la bielle manivelle	26
Fig II.6 : Degrés de liberté de nœuds d'élément de bielle manivelle	27

chapitre III : simulation numérique

Fig III.1 : Étape de la construction d'une forme 2D du piston.....	38
Fig III.2.A.B : Étape de la construction d'une forme 3D du piston	38
Fig III.3.A.B.C.D : Construction de l'augment de l'axe	39
Fig III.4.A.B : Construction des nervures	40
Fig III.5 : Piston final	40
Fig III.6 : Le segment du piston	41
Fig III.7 : L'axe du piston	41
Fig III.8 : Étape de la construction d'une forme 2D de la bielle	42
Fig III.9.A.B : Étape de construction d'une forme 3D de la bielle	42
Fig III.10 : Bielle finale.....	43
Fig III.11 : Étape de la construction d'une forme 2D de vilebrequin.....	43

Fig III.12.A.B.C.D : Étapes de la construction d'une forme 3D de vilebrequin.....	44
Fig III.13 : Le vilebrequin final.....	45
Fig III.14 : Bielle manivelle finale.....	45
Fig III.15 : La fréquence on fonction numéro de mode.....	47
Fig III.16 : Mode de 1^{ère} déformée.....	47
Fig III.17 : Mode de 2^{ème} déformée.....	48
Fig III.18 : Mode de 3^{ème} déformée.....	48
Fig III.19 : Mode de 4^{ème} déformée.....	49
Fig III.20 : Mode de 5^{ème} déformée.....	49
Fig III.21 : Mode de 6^{ème} déformée.....	50
Fig III 22 : La relation entre la déformation max et mode.....	50
Fig III. 23 : Condition aux limites de la bielle manivelle.....	51
Fig III.24 : La contrainte évolue en fonction du nombre d'éléments.....	52
Fig III.25 : Maillage de bielle manivelle.....	52
Fig III.26 : Déplacement selon l'axe X.....	53
Fig III.27 : Déplacement selon l'axe Y.....	53
Fig III.28 : Déplacement selon l'axe Z.....	54
Fig III.29 : Le déplacement total de la bielle manivelle.....	54
Fig III.30 : La déformation totale de la bielle manivelle.....	55
Fig III.31 : L'énergie de déformation.....	55
Fig III.32 : La relation entre la déformation totale et l'énergie de déformation.....	56
Fig III.33 : La déformation maximale de principale.....	56
Fig III.34 : La relation entre la déformation max et la déformation maximale de Principale.....	57
Fig III.35 : La relation entre la déformation totale et le déplacement total.....	57
Fig III.36 : La contrainte de la bielle manivelle.....	58
Fig III.37 : La relation entre la déformation totale et la contrainte.....	58
Fig III.38 : La contrainte maximale de principale.....	59

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralité sur les MCI

Tableau I.1 : La différences entre le moteur à essence et le moteur diesel	5
Tableau I.2 : Éléments fixe et éléments mobiles	10

Chapitre III : simulation numérique

Tableau III.1 : Les fréquences naturelles de la bielle manivelle	46
Tableau III.2 : Les valeurs des contraintes et le nombre d'éléments pour le volume d'élément	52

Sommaire

Chapitre I : Généralité sur les MCI

Introduction générale	1
I.1. Introduction	3
I.2. Recherche bibliographique sur bielle manivelle	3
I.3. Moteur à combustion interne	4
I.3.1. Définition	4
I.3.2. Les différents types de moteurs à combustion interne	4
I.3.2.1 Moteur à piston alternatif	4
I.3.2.1.1 Moteur à combustion par bougie	4
I.3.2.1.2 Moteur à combustion par pression	4
I.3.2.2 Moteur à piston rotatif	5
I.3.3. Les différents types de moteurs 4 temps	5
I.3.3.1. Les moteurs à essence	5
I.3.3.2. Les moteurs diesel	5
I.3.4. La Différences entre le moteur à essence et le moteur diesel	5
I.3.5 Caractéristiques du moteur à combustion interne	6
I.3.5.1. Le nombre de cylindres N	7
I.3.5.2. La course du piston C	7
I.3.5.3. Le diamètre d'alésage A	7
I.3.5.4. La cylindrée unitaire $C_{y_{un}}$	7
I.3.5.5. La cylindrée totale C_{y_t}	7
I.3.5.6. Le régime moteur (vitesse de rotation du moteur) W en tr/min	7
I.3.5.7. Axe du cylindre	7
I.3.5.8. La charge du moteur	8
I.3.5.9. Le rapport Alésage / Course (A/C)	8
I.3.5.10. Le rapport Bielle / Manivelle ($\lambda = r / L_b$)	8
I.3.5.11. Le volume au PMB	8
I.3.5.12. Le volume au PMH	9
I.3.5.13. Volume chambre de combustion	9
I.3.5.14. Rapport volumétrique ε	9
I.4. Système bielle manivelle	9
I.4.1. La Fonction	9
I.4.2. Les principaux éléments du moteur essence	10
I.4.3. Principe de fonctionnement du moteur essence	11

I.4.4. Les principaux composant du système bielle manivelle	13
I.4.4.1. Le piston	13
I.4.4.1.1. La fonction	13
I.4.4.1.2. Qualités du piston	13
I.4.4.1.3. Fabrication et matériaux	14
I.4.4.2. La bielle	14
I.4.4.2.1. La fonction	14
I.4.4.2.2. Qualités d'une bielle	14
I.4.4.2.3. Fabrication et matériaux	14
I.4.4.3. Le Vilebrequin	14
I.4.4.3.1. La fonction	14
I.4.4.3.2. Fabrication et matériaux	14
I.4.5. Caractéristiques mécaniques du matériau	15
I.4.5.1. Acier	15
I.4.5.2. Titane	15
I.4.5.3. Fonte GS	15
I.4.5.4 Chrome	15
I.4.5.5 Nickel	15
I.4.5.6. Aluminium	15
I.4.6. Dimensionnement du bielle manivelle	15
I.4.6.1. Dimensionnement du piston	16
I.4.6.2. Dimensionnement du la bielle	17
I.4.6.3. Dimensionnement du vilebrequin	17
I.4.7. Mécanisme du bielle manivelle	18
I.4.8. Avantage et inconvénient du bielle manivelle	19
I.5. Conclusion	19

Chapitre II: Modélisation d'une bielle manivelle par la

MEF

II.1. Introduction	20
II.2. Présentation de la méthode des éléments finis	20
II.3. Domaines d'application de la méthode des éléments finis	20
II.4. Formes classiques des éléments	21
II.5. Utilisation d'un logiciel éléments finis	23
II.6. Organigramme d'un logiciel éléments finis :	24
II.7. Concept de base de la méthode des éléments finis	25
II.7.1. La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini	25

II.7.2. La formulation globale au niveau de la structure complète	26
II.8. Principe de mise en œuvre de la méthode des éléments finis	26
II.8.1. Présentation du problème	26
II.8.2. Les hypothèses de travail.....	27
II.8.3. Equations de l'élément	27
II.8.3.1. Construction de nodale par sous domaine	27
II.8.3.2. Etablissement de la relation entre déformations et déplacement	27
II.8.3.3. Etablissement de la relation entre contraintes et déformations.....	27
II.8.3.4. Calcul des matrices élémentaires	28
II.8.4. Assemblage des matrices élémentaires	28
II.8.5. Processus de mise en œuvre de la méthode des éléments finis	28
II.8.5.1. Fonction de forme.....	28
II.8.5.2. Détermination de fonction d'interpolation N_i	29
II.8.5.3. Champ des déplacements :	30
II.8.5.4. Déformation	30
II.8.5.5. Champ des contraintes.....	31
II.8.5.7. L'énergie cinétique	33
II.8.5.8. Système d'équations	33
II.8.5.9. Discrétisation par éléments finis	34
II.8.5.10. Résolution des équations	35
II.9. Procédure de résolution.....	36
II.10. Conclusion :	36

Chapitre III : Simulation numérique

III.1. Introduction	37
III.2. Présentation de SOLIDWORKS	37
III.2.1. Définition de SOLIDWORKS	37
III.2.2. Construction géométrique de la bielle manivelle	37
III.2.2.1. Système d'unités utilisé.....	37
III.2.2.2. Construction du piston	38
III.2.2.2.1. Construction de la forme du piston 2D	38
III.2.2.2.2. Construction la forme du piston 3D	38
III.2.2.2.3. Construction de l'augment de l'axe.....	39
III.2.2.2.4. Construction des nervures	40
III.2.2.3. Construction segment du piston	41
III.2.2.4. Construction axe du piston	41
III.2.2.5. Construction de la bielle	42
III.2.2.5.1. Construction de la forme de la bielle 2D	42

III.2.2.5.2. Construction la forme de la bielle 3D	42
III.2.2.6. Construction de vilebrequin.....	43
III.2.2.6.1. Construction de la forme du vilebrequin 2D	43
III.2.2.6.2. Construction de la forme du vilebrequin 3D	44
III.2.2.7 : Assemblez les pièces	45
III.3. Résultats et interprétation.....	46
III.3.1. Définition de ANSYS	46
III.3.2. Matériaux	46
III.3.3. Analyse modale	46
III.3.3.1. Les fréquences naturelles de bielle manivelle	46
III.3.3.2. Les déformées modales	47
III.3.4. Analyse statique	51
III.3.4.1. Conditions aux limites	51
III.3.4.2. Maillage	51
III.3.4.2.1. Méthode de maillage	51
III.3.4.3. Le Déplacement de bielle manivelle.....	53
III.3.4.4. Les déformations de bielle manivelle	55
III.3.5.5. Les contraintes de la bielle manivelle.....	58
III.4. Conclusion	59
Conclusion générale	61

Introduction générale

Introduction générale

Un moteur à combustion interne est défini comme un moteur dans lequel l'énergie chimique du carburant est libérée à l'intérieur du moteur et utilisée directement pour les travaux mécaniques, par opposition à un moteur de combustion externe dans lequel une combustion séparée est utilisée pour brûler le carburant. Le moteur à combustion interne a été conçu et développé à la fin des années 1800. Il a eu un impact significatif sur la société et est considérée comme l'une des inventions les plus importantes du siècle dernier.

Le moteur à combustion interne est un dispositif convertissant l'énergie du mélange air-carburant brûlant avec une chambre de combustion en énergie mécanique. L'énergie mécanique est transmise au vilebrequin lié au piston au moyen d'une bielle. Un tel dispositif mécanique est appelé mécanisme à bielle manivelle qui transforme le mouvement linéaire alternatif du piston en rotation de l'arbre.

Le fonctionnement d'un moteur à quatre temps est basé sur un simple mécanisme à bielle manivelle coulissante. La cinématique du moteur CI ne change pas du simple mécanisme de bielle manivelle à curseur. La formulation cinématique du mécanisme à bielle manivelle, telle que le mouvement du piston et le mouvement de la bielle, utilise différents logiciels et méthodologies pour lesquels il convient à la manipulation. Le mécanisme à manivelle est composé de composants tels que le vilebrequin, la bielle et le piston qui modifient la soudaine disposition à une sortie rotative lisse qui est l'entrée de nombreux appareils tels que les générateurs de pompes et les compresseurs.

Dans un moteur à piston alternatif, la bielle ou la bielle relie le piston au vilebrequin ou au vilebrequin. Ensemble avec la manivelle, ils forment un mécanisme simple qui convertit le mouvement linéaire en mouvement de rotation. Les bielles peuvent également convertir le mouvement de rotation en mouvement linéaire. Comme une bielle est rigide, elle peut transmettre une poussée ou une traction et ainsi la bielle peut faire tourner la manivelle sur les deux moitiés d'un tour, c'est-à-dire poussée de piston et traction de piston. Aujourd'hui, presque tous les moteurs à combustion interne utilisent cette technologie pour transformer l'énergie de l'explosion du carburant en une rotation plus utile et plus contrôlable du vilebrequin et du volant moteur.

Notre travail est composé de Trois chapitres

Le premier chapitre présente dans sa première partie, un résumé de l'état d'avancement des recherches scientifiques, dans le domaine de bielle manivelle. La seconde partie porte sur la description des notions de base des phénomènes importants en moteurs à combustion interne, et comment cela fonctionne pour convertir l'énergie thermique en énergie mécanique par système de bielle manivelle.

Le deuxième chapitre montre le concept général et le principe de base de la méthode des éléments finis et son et mise en œuvre à un système bielle manivelle en plus d'une étude d'une bielle manivelle développée à partir de la méthode Hamilton afin de voir les phénomènes de base, les équations du mouvement sont obtenues par application des équations Hamilton. Afin de traiter des systèmes réels.

Introduction générale

Le troisième chapitre présente dans sa première partie, Modélisation et comment construire un bielle manivelle à l'aide du logiciel de modélisation 3D SolidWorks, la seconde partie porte sur de simulation numérique de la bielle manivelle par le code de calcul éléments finis à l'aide du logiciel de ANSYS et faire deux types de simulation numérique, analyse modale pour déterminer les fréquences propres, les modes propres et analyse statique pour déterminer les contraintes et les déplacements et la déformation.

Chapitre I :

Généralités sur les MCI

I.1. Introduction

Les moteurs à combustion interne jouent un rôle important dans la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique par combustion de carburant, cette combustion produit de l'énergie mécanique, et plusieurs éléments importants et fondamentaux de ce moteur contribuent à la production de cette énergie (piston, bielle, vilebrequin), au moyen d'un système réversible, et c'est ce qu'on appelle un système bielle manivelle.

I.2. Recherche bibliographique sur bielle manivelle

Mi Yan, Wang Tao [37] Un modèle d'impact par éléments finis du piston de cylindre a été établi à l'aide logiciel ANSYS. La variation de la force d'impact, la distribution des contraintes à la surface du piston et la relation entre la force d'impact maximale et la vitesse d'impact initiale différente du piston ont été estimées par simulation numérique.

Mr. H D. Nitturkar¹, Mr. S M. Kalshetti², Mr. A R. Ndaf³ [38] La bielle est modélisée à l'aide du logiciel NX 10 et pour ce modèle, l'analyse est effectuée à l'aide du logiciel ANSYS Workbench. L'analyse par éléments finis de la bielle est effectuée en tenant Compte des matériaux, tels que l'alliage de titane, l'alliage de béryllium - 25, l'alliage de magnésium et l'aluminium 360.

Biradar Akshaydatta Vinayakrao¹, Prof. Swami M. C.2 [39] Le modèle paramétrique de bielle a été conçu à l'aide du logiciel CATIA V5 R21 et pour ce modèle, l'analyse est réalisée à l'aide du logiciel ANSYS 18.1. Une analyse par éléments finis de tige conductrice est effectuée en examinant les matériaux, et Trouver des facteurs comme Von manque la contrainte, la compression, la déformation, le facteur de sécurité.

Aisha Muhammad^{1,2}, Mohammed A. H. Ali¹ and Ibrahim Haruna Shanono^{3,4} [40] L'analyse contrainte-rupture et la réponse harmonique du moteur à combustion interne ont été réalisées par la méthode des éléments finis (FEM) à l'aide de l'atelier ANSYS. Une analyse statique est faite ANSYS sur un matériau en acier de construction. Le résultat de l'analyse transitoire indique une contrainte dans les tourillons de vilebrequin et l'apparition d'une déformation du nez de manivelle .

K. Thriveni¹ Dr.B.JayaChandraiah² [41] La modélisation du vilebrequin est créée à l'aide du logiciel CATIA-V5. L'analyse par éléments finis (FEA) est effectuée pour obtenir la variation de la contrainte aux endroits critiques du vilebrequin à l'aide du logiciel ANSYS et en appliquant les conditions aux limites, et trouver la contrainte Von-miss et la contrainte de cisaillement.

Ms. Jagruti K. Chaudhari, Dr. R. B. Barjibhe [42] Une analyse par éléments finis 3-D a été réalisée sur l'analyse modale du vilebrequin et l'analyse des contraintes du vilebrequin pour vérifier la sécurité. L'atelier ANSYS du logiciel FEM a été utilisé pour simuler l'analyse du vilebrequin. Les résultats des distributions de contraintes et de déformations et de la fréquence naturelle du vilebrequin.

G Gopal, L Suresh Kumar, D Gopinath and Uma Maheshwara Rao [43] L'objectif actuel du projet est d'étudier l'effet des matériaux utilisés pour l'ensemble piston, bielle et vilebrequin

pour un moteur d'un véhicule à quatre roues. Le matériau choisi pour le piston est la fonte, l'acier au manganèse pour la bielle et l'acier à haute teneur en carbone pour le vilebrequin. Les pièces sont conçues et assemblées dans le logiciel de modélisation 3D Pro / Engineer. L'analyse par éléments finis est effectuée dans ANSYS.

L. Karthik Chakravarthy¹ Dr.P. Srikanth² [44] Le but de ce projet est de modéliser et d'assembler le piston, la bielle et le vilebrequin pour un moteur 150cc refroidi par air à 4 temps par des calculs théoriques et également de comparer l'analyse structurelle et l'analyse modale sur deux matériaux différents tels que (alliage d'aluminium - fonte fer) pour piston, (alliage d'aluminium - acier au manganèse) pour bielle et (acier au chrome nickel - acier à haute teneur en carbone) pour vilebrequin. La modélisation, l'assemblage de la pièce se fait dans le logiciel Pro / Engineering et l'analyse se fait dans ANSYS.

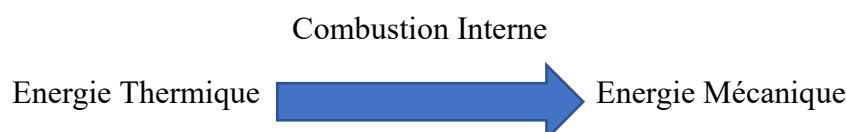
Xiao Ming Zhang, Yu Qing Wang, Jie Fang [45] Un modèle prototype virtuel de moteur diesel S195 a été établi en utilisant la CAO, l'analyse par éléments finis basée sur la technologie des prototypes virtuels et la théorie de la dynamique des systèmes multicorps flexibles pour étudier la discipline cinétique du mécanisme de bielle-manivelle, les vibrations du bloc-cylindres causées par la force d'inertie et le problème d'équilibre de la force d'inertie. La simulation de corps rigide et de corps flexible a été comparée.

Andoko^{1,*}, Nanang Eko Saputro² [46] Les bielles en acier de construction, en alliage d'aluminium et en alliage de titane ont été conçues à l'aide d'Autodesk Inventor et analysées à l'aide d'ANSYS. Les simulations ont montré les résultats suivants. La bielle en acier de construction présentait la contrainte maximale la plus élevée de 82,791 MPa. La bielle en alliage d'aluminium présentait la déformation maximale la plus élevée de 0,84071 mm. Les trois matériaux de bielle avaient le même facteur de sécurité maximal, c'est-à-dire 15.

I.3. Moteur à combustion interne

I.3.1. Définition

C'est une machine thermique qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique à l'aide d'un fonctionnement à combustion interne.



I.3.2. Les différents types de moteurs à combustion interne

I.3.2.1 Moteur à piston alternatif

I.3.2.1.1 Moteur à combustion par bougie

Moteurs à essence

I.3.2.1.2 Moteur à combustion par pression

Moteurs diesel

I.3.2.2 Moteur à piston rotatif

Turbine à gaz

I.3.3. Les différents types de moteurs 4 temps

Il existe deux types de moteurs

I.3.3.1. Les moteurs à essence

La combustion du mélange air / essence est initiée par l'étincelle d'une bougie d'allumage [1], ils ont un système d'allumage contrôlé, l'air et l'essence peuvent être mélangés :

- ❖ Carburateur
- ❖ Injection indirecte de carburant dans les collecteurs d'admission
- ❖ Injection de carburant directement dans le cylindre

I.3.3.2. Les moteurs diesel

Sa combustion est provoquée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air hautement comprimé (augmentation de la température) ; Le mélange s'enflamme par auto-inflammation, c'est-à-dire spontanément [2].

I.3.4. La Différences entre le moteur à essence et le moteur diesel

Il existe deux types de moteurs : les moteurs à allumage commandé et les moteurs à allumage par compression. Les moteurs essence et diesel font partie de la même famille de machines thermiques.

Le tableau suivant montre la différence la plus importante entre les deux moteurs :

Tableau I.1 : La différences entre le moteur à essence et le moteur diesel

Moteur La Variation	Moteurs à Essence	Moteurs Diesel
Cycle théorique	Beau de Rouchas , Otto 	Cycle Diesel
Apport de chaleur	À volume constant	À pression constant
Type d'allumage	Par bougie	Par pression

Travail fourni	$-W_f = Q_c + Q_f$ $= n c_v \Delta T + n c_v \Delta T$	$-W_f = Q_c + Q_f$ $= n c_v \Delta T + n c_p \Delta T$
Rendement	$\eta_{th} = 1 - \alpha^{1-\gamma}$	$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \alpha^{1-\gamma} \left(\frac{\beta^\gamma - 1}{\beta - 1} \right)$
Carburant	A l'extérieur par carburateur, Par injection indirecte mon point ou multipoints. A l'intérieur par injection directe.	A l'intérieur par injection directe.
Allumage	Explosion d'une charge homogène	Auto-inflammation d'une charge hétérogène
Carburant	Fractions légères d'hydrocarbures Octane C ₈ H ₁₈ , Gazoline C ₈ H ₁₇	Fractions lourdes d'hydrocarbures Dodécane C ₁₂ H ₂₆ , heptane C ₇ H ₁₆
Cylindrée (Cm ³)	800, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800	1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2200,...
Piston	Plat	Creux
Formation du Mélange	Quantitative	Qualitative
Taux de Compression	Faible entre 1 et 10	Elevé entre 15 et 23
Turbulence	A Limiter à cause de l'étincelle	A favoriser pour la préparation de la charge
Corps d'admission	Carburateur ou Papillon motorisé + Starter pour démarrage à froid	Système d'injection avec pompe à injection Ou injecteur pompe.
Coefficient D'excès d'air	Entre 0,6 et 1,3	1
Flamme	Prémélange	Diffusion
Puissance	Varie en fonction de la masse de la charge. Introduite dans le cylindre	Varie en fonction de la masse de carburant. Injectée dans la chambre de combustion
Pression en Fin de Compression	Varie avec la variation de la masse Introduite (10~15 bar)	Ne varie pas (moteur atmosphérique) (20~30 bar)

Remarque

Le cycle Otto ne convient pas aux moteurs diesel car le taux de compression est trop élevé, ce qui entraîne une combustion incomplète et une efficacité thermique réduite [3].

I.3.5 Caractéristiques du moteur à combustion interne

Les caractéristiques des moteurs à combustion interne sont données par plusieurs paramètres qui permettent de définir le comportement et les performances du moteur à combustion interne. Ces paramètres de base pour un moteur à pistons sont :

I.3.5.1. Le nombre de cylindres N

Est le nombre de cylindres dans le moteur N

I.3.5.2. La course du piston C

C'est la distance verticale du mouvement du piston en PMH vers le PMB ou l'inverse en (mm).

I.3.5.3. Le diamètre d'alésage A

Il s'agit du diamètre intérieur du cylindre en (mm).

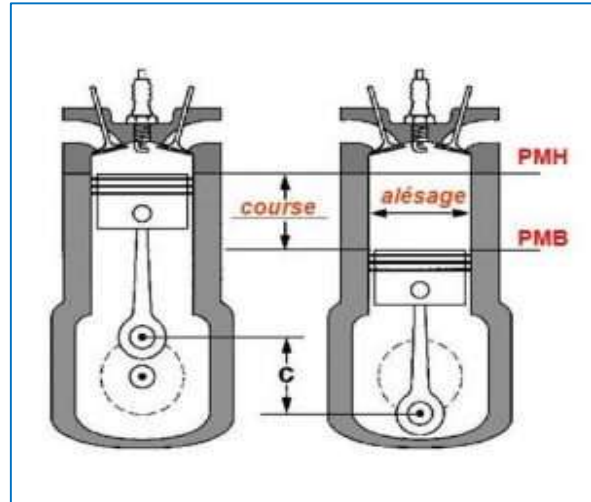


Fig I.1 : La course et alésage

I.3.5.4. La cylindrée unitaire $C_{y_{un}}$

C'est le volume interne du mouvement du piston entre PMB et PMH en (cm³) [4].

$$C_{y_{un}} = \frac{\pi A^2}{4} * C \quad (I.1)$$

I.3.5.5. La cylindrée totale C_{yt}

C'est le rapport du déplacement unitaire multiplié par le nombre de cylindres.

$$C_{yt} = C_{y_{un}} * N \quad (I.2)$$

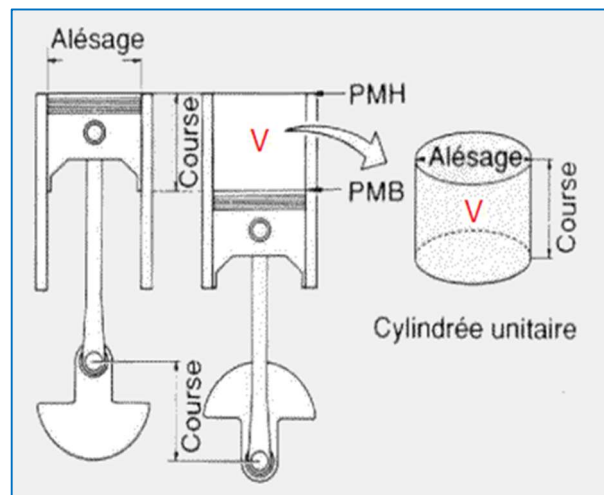


Fig I.2 : Cylindrée unitaire et cylindrée totale

I.3.5.6. Le régime moteur (vitesse de rotation du moteur) W en tr/min

Le régime moteur est le nombre de tours du moteur par unité de temps. Généralement, cette unité est mesurée en tours par minute. Il peut être mesuré avec un tachymètre ou un stroboscope. En réalité, les régimes de ralenti sont de ~ 800 tr/min pour les moteurs à essence et de ~ 900 tr/min pour les diesels.

I.3.5.7. Axe du cylindre

Peut-être installé verticalement (4 cylindres), horizontalement ou incliné (moteur en V). Dans un moteur d'avion, vous pouvez placer plusieurs cylindres sur la circonférence qui entoure la formation d'étoiles.

I.3.5.8. La charge du moteur

Dans le banc d'essai du moteur, la vitesse du moteur peut être ajustée en modifiant le couple de résistance. Par conséquent, le moteur doit brûler plus de carburant pour générer plus de puissance. A cette vitesse de rotation. Couple maximal atteint Le rapport du couple au couple maximal est la charge sur le moteur. Les freins moteur sont l'angle d'accélération auquel le couple moteur dépasse le couple résistant.

I.3.5.9. Le rapport Alésage / Course (A/C)

Si : $A/C > 1 \rightarrow A > C$
Moteur supercarré

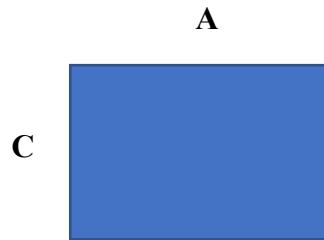


Fig I. 3 : Moteur supercarré

Si : $A/C < 1 \rightarrow A < C$
Moteur à course longue

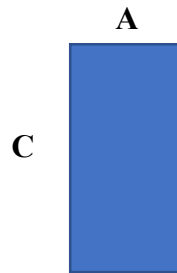


Fig I.4 : Moteur à course longue

Si : $A/C = 1 \rightarrow A = C$
Moteur carré

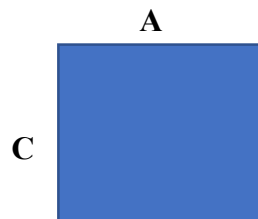


Fig I. 5 : Moteur carré

I.3.5.10. Le rapport Bielle / Manivelle ($\lambda = r / L_b$)

C'est le rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle, qui est de $\lambda = 0,238$ à $0,275$ pour les moteurs essence et $\lambda = 0,222$ à $0,263$ pour les moteurs diesel.

I.3.5.11. Le volume au PMB

C'est la somme du volume de l'unité de déplacement et du volume de la chambre de combustion

$$V_{PMB} = C_{y_{un}} + V_C \quad (I.3)$$

I.3.5.12. Le volume au PMH

Volume de la chambre de combustion séparé par la culasse, la tête de piston et la chemise de cylindre en (Cm3).

$$V_{PMH} = V_C \quad (I.4)$$

I.3.5.13. Volume chambre de combustion

Connaissant le taux de compression volumique du moteur et les valeurs de cylindrée unitaire, le volume mort ou volume de la chambre de combustion peut être estimé comme suit :

$$V_{CC} = \frac{Cy_{un}}{\varepsilon - 1} \quad (I.5)$$

I.3.5.14. Rapport volumétrique ε

C'est le rapport entre le volume du cylindre lorsque le piston est au point mort bas et le volume du cylindre lorsque le piston est au point mort haut [3].

$$\varepsilon = \frac{V_{MPB}}{V_{PMH}} = \frac{V_{y_{un}} + V_C}{V_C} \quad (I.6)$$

I.4. Système bielle manivelle

Le système bielle-manivelle est un système planaire de solides articulés, il permet de transformer, au moyen d'une bielle, le mouvement de rotation continu d'une manivelle (également appelée vilebrequin) en mouvement de translation alternatif du coulisseau (à vitesse non constante) [5], Il apparaît à l'aube de la Renaissance et constitue une innovation de rupture qui s'ajoute aux cinq chaînes cinématiques simples héritées de la mécanique grecque. Sa cinématique en apparence insignifiante cache de réels problèmes techniques : après plus d'un siècle d'existence, le moteur thermique ne pouvait trouver aucune alternative à la variation de volume dans la chambre de combustion. Les constructeurs automobiles hésitent à abandonner ce moteur à bas régime et à concentrer tous leurs efforts sur l'admission et l'échappement, la bielle-manivelle va donc tourner un peu plus longtemps [6].

I.4.1. La Fonction

Le système Bielle- est un système mécanique de transformation du mouvement [7], transformant un mouvement de translation alternatif en un mouvement de rotation (mouvement rectiligne de va-et-vient) et vice versa [8].

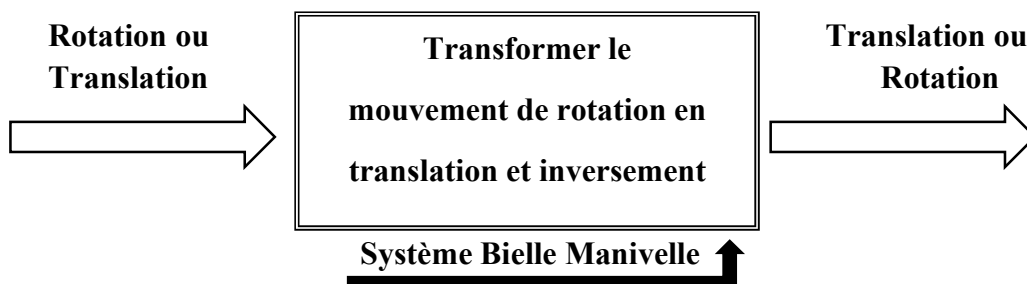


Fig I.6 : La fonction du système bielle manivelle

Étant donné que les deux moteurs 4 temps (essence et diesel) ont le même principe de fonctionnement du système de manivelle de bielle, ils diffèrent cependant par les dimensions des composants de ce dernier, en revanche, ils diffèrent par le métal qui les rend Composants. Nous avons choisi de parler du système de bielle de manivelle du moteur à essence.

I.4.2. Les principaux éléments du moteur essence

Avant d'aborder le principe de fonctionnement du moteur à essence, il est important de connaître les principaux éléments du moteur [9], lorsque le moteur est composé de deux types d'éléments [10] :

Tableau I.2 : *Éléments fixe et éléments mobiles*

Éléments fixe	Éléments mobiles
Cache carburateur, culasse, joint culasse, bloc moteur, carter d'huile	Volant moteur, piston, bielle, vilebrequin

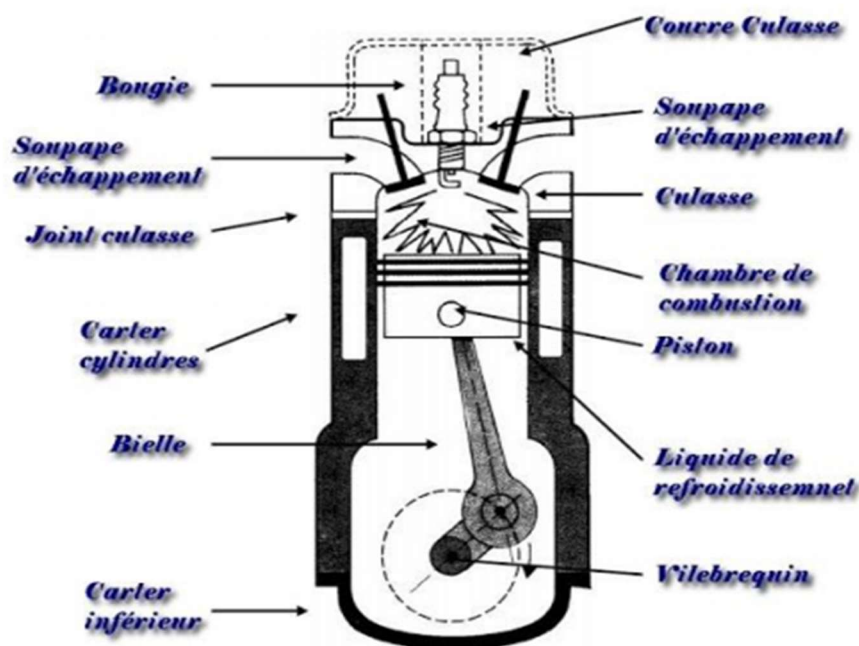


Fig I.7 : *Les principaux éléments du moteur à essence*

La figure (I.7) suivant montre les principaux éléments du moteur à essence

Pour faire défiler le temps à quatre temps, vous devez contrôler l'ouverture et la fermeture de la vanne. C'est la fonction du système de distribution.

Pour réduire la friction et éviter le grippage, les pièces mobiles doivent être lubrifiées. C'est une fonction du système de lubrification.

Pour assurer les performances des pièces du moteur, il est nécessaire d'évacuer une partie de la chaleur dégagée lors de la combustion. C'est la fonction du système de refroidissement.

Pour apporter de l'air et de l'essence au moteur, un certain nombre d'éléments sont nécessaires, c'est la fonction du système d'alimentation en carburant.

I.4.3. Principe de fonctionnement du moteur essence

✓ Première phase : Admission

Fonction :

Admettre dans le cylindre, le mélange gazeux air- essence

Fonctionnement :

- La soupape d'admission s'ouvre quand le piston est au PMH
- La soupape d'échappement est fermée
- Le piston descend du PMH vers le PMB
- Le volume dans le cylindre augmente
- La pression dans le cylindre diminue
- La soupape d'admission se ferme quand le piston est au PMB

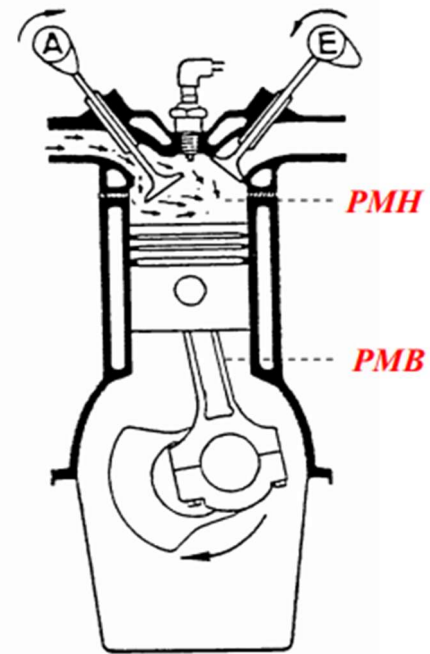


Fig I.8 : Admission

✓ Deuxième phase : Compression

Fonction :

Compresser le mélange gazeux air-essence

Fonctionnement :

- La soupape d'échappement est fermée
- La soupape d'admission est fermée
- Le piston remonte du PMB vers le PMH
- Le volume dans le cylindre diminue
- La pression dans le cylindre augmente

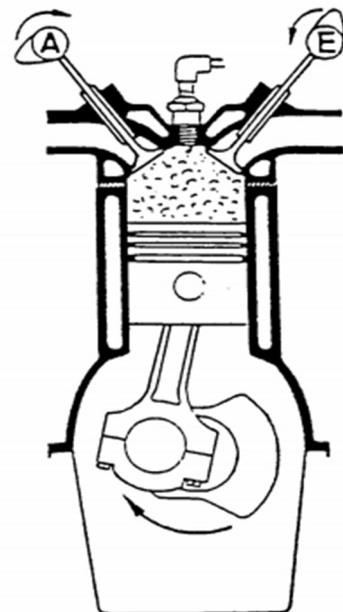


Fig I.9 : Compression

✓ **Troisième phase : Combustion détente****Fonction :**

Créer un travail à partir de la combustion du mélange : c'est le temps moteur

Fonctionnement :

- La soupape d'échappement est fermée
- La soupape d'admission est fermée
- Quand le piston est au PMH, l'étincelle électrique fournie par la bougie enflamme le mélange
- La pression dans le cylindre a augmenté sur le piston
- Le piston descend du PMH vers le PMB

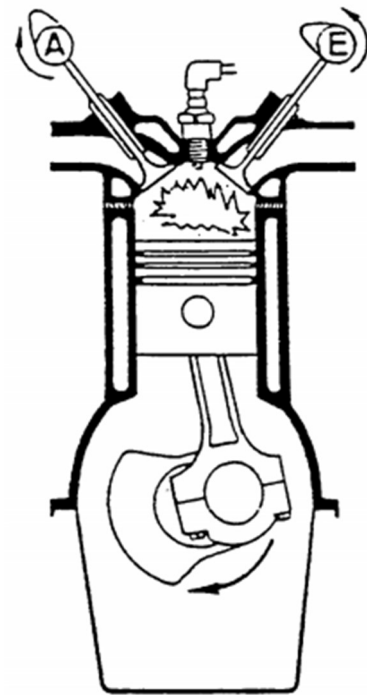


Fig I.10 : Combustion détente

✓ **Quatrième phase : Échappement****Fonction :**

Évacuer les gaz brûlés hors du cylindre

Fonctionnement :

- La soupape d'échappement s'ouvre quand le piston est au PMB
- La soupape d'admission est fermée
- Le piston remonte du PMB vers le PMH
- Le volume dans le cylindre diminue
- Les gaz brûlés sont chassés par le piston vers l'extérieur
- La soupape d'échappement se ferme quand le piston est au PMH [9].

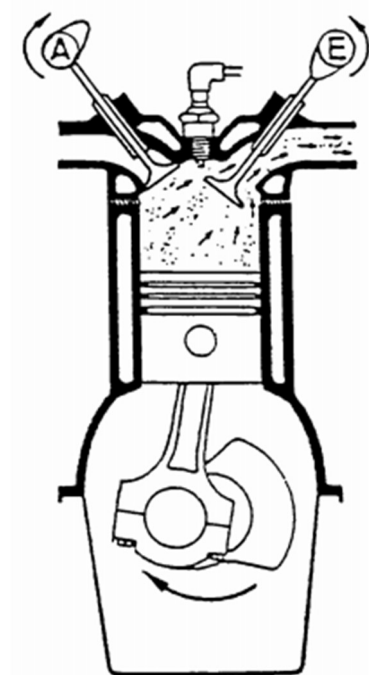


Fig I.11 : Echappement

I.4.4. Les principaux composants du système bielle manivelle du moteur essence

Ce système se compose de trois composants principaux qui ont des effets efficaces sur le niveau de mouvement.

Le schéma suivant illustre les principaux composants du système bielle manivelle :

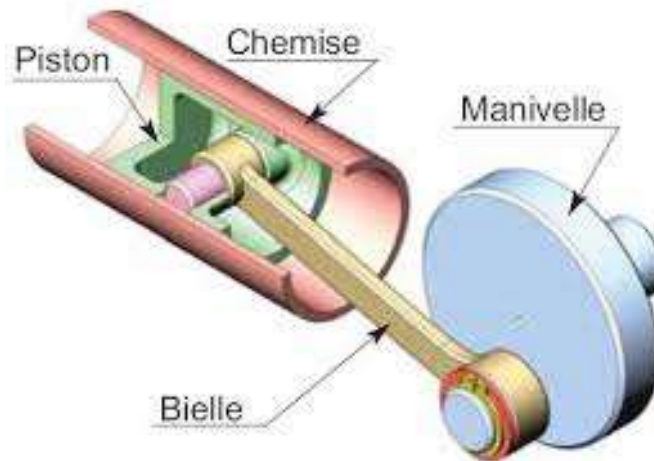


Fig I.12 : Les principaux composants du système bielle manivelle

I.4.4.1. Le piston

Le piston est une pièce métallique cylindrique mobile [11], Le piston est relié au vilebrequin par la bielle [12], utilisée pour comprimer les gaz de l'explosion [11], et qui après l'explosion se transforme d'une pression en travail (énergie thermique en énergie mécanique) ou vice versa [13].

I.4.4.1.1. La fonction

- Compression des gaz frais grâce à la force de la bielle
- Transformation de la pression des gaz enflammés en une force
- Le déplacement de la force permet au moteur de fournir un travail

I.4.4.1.2. Qualités du piston

- Résistance mécanique aux pressions (environ 50 bars).
- Résistance thermique et bonne conductibilité (dessus de piston à 400°C).
- Résistance à l'usure : bon coefficient de frottement sur la chemise
- Léger (réduction de l'inertie) et bien guidé



Fig I.13 : Le piston

I.4.4.1.3. Fabrication et matériaux

Il est généralement moulé dans un matériau léger et d'un excellent conducteur thermique : alliage d'aluminium [14].

I.4.4.2. La bielle

Une bielle est une pièce mécanique reliant deux articulations d'axes mobiles et permettant la transmission d'une force. On l'associe à la manivelle dans le système bielle-manivelle [15], La bielle transforme le mouvement linéaire vertical du piston en mouvement rotatif du vilebrequin [12].

I.4.4.2.1. La fonction

- Elle transmet la force du piston au vilebrequin
- Elle participe à la transformation du mouvement (alternatif >>> rotatif)

I.4.4.2.2. Qualités d'une bielle

- Elle résiste : à la compression, à traction, aux forces d'inertie, aux frottements.
- Elle risque : Le flambage

I.4.4.2.3. Fabrication et matériaux

Forgée ou moulée généralement dans un acier au nickel-chrome.

En compétition, on utilise des alliages plus légers, à base de titane ou d'aluminium [14].

I.4.4.3. Le Vilebrequin

Le vilebrequin fait partie d'un moteur à combustion interne. C'est l'élément principal du dispositif bielle-manivelle [15], il a pour but de transformer le déplacement résultant des mouvements de haut en bas des pistons en un mouvement de rotation. Ainsi, c'est le vilebrequin qui transforme l'énergie générée par la combustion en transmission [16].

I.4.4.3.1. La fonction

- Il reçoit la force transmise par les pistons et les bielles et assure un mouvement circulaire à la sortie du moteur.

Il fait tourner certains accessoires (ex : pompe à huile, distributeur d'allumage, etc.).

I.4.4.3.2. Fabrication et matériaux

Il est fabriqué :

- Soit par FORGEAGE (acier chromé semi-dur)
- Soit par CAMBRAGE et MATRIÇAGE d'une barre d'acier.
- Soit par MOULAGE, en fonte G.S[14].



Fig I.14 : La bielle



Fig I.15 : Le vilebrequin

I.4.5. Caractéristiques mécaniques du matériau

I.4.5.1. Acier

Ténacité, élasticité, malléabilité ou ductilité [17].

I.4.5.2. Titane

Érosion, résistance et ductilité, usure et grippage, biocompatibilité, résistance au feu [18].

I.4.5.3. Fonte GS

Caractéristiques de normalisation et de traction, Relation entre résistance à la traction et dureté, Résistance à la compression, Caractéristiques élastiques et capacité d'amortissement, Endurance et limite de fatigue, Ténacité, Résistance à l'usure, Variations des propriétés avec la température [19].

I.4.5.4 Chrome

Le faible coefficient de frottement (qui dépend des conditions de température, de la nature du lubrifiant, de la force appliquée, de la nature de l'antagoniste ... dans lequel il est mesuré) de ce matériau, par rapport aux autres métaux lorsqu'il est électrodéposé [20].

I.4.5.5 Nickel

Hauteur d'élasticité, limite supérieure de la résistance au fluage [21].

I.4.5.6. Aluminium

Résistance à la traction, coefficient de Poisson (le coefficient de Poisson des alliages d'aluminium varie de 0,33 à 0,35. Habituellement, la valeur est de 0,35) [22].

I.4.6. Dimensionnement du bielle manivelle

On considère ici que le système bielle-manivelle est dans la configuration où la connexion de l'extrémité de la bielle est une liaison coulissante (dans le cas des moteurs et des pompes) ; que le mécanisme est un mécanisme plan et que l'axe du piston croise l'axe de la manivelle (axes simultanés). Dans cette configuration, le point B est sur l'axe (Oy). La position du mécanisme est identifiée par la position angulaire θ de la manivelle. Vilebrequin tournant, l'angle θ est fonction du temps, Le schéma suivant figure (I.16) montre les dimensions de ce système [23] :

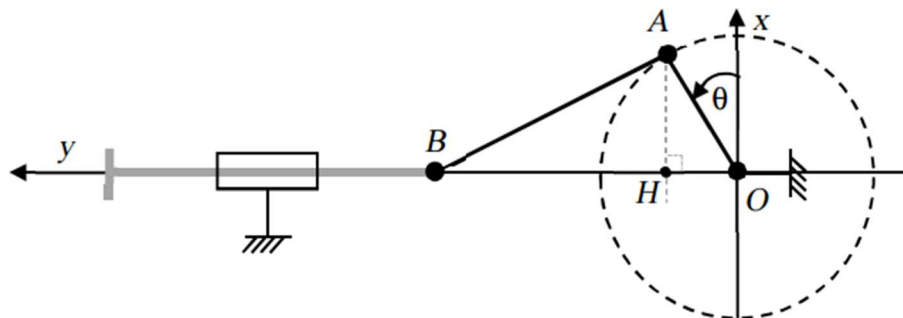


Fig I.16 : Schéma cinétique du système bielle manivelle

- Le rayon $R=OA$ de la manivelle.
- La longueur $L=AB$ de la bielle.
- La distance entre le point O et la droite de déplacement du point B .
- La course $= 2OA = 2R$
- L'angle θ de rotation ($=\omega t$ dans le cas d'une vitesse constante).
- Le rapport bielle/rayon-manivelle $\lambda = \frac{L}{R}$

On note H le projeté orthogonal du point A sur l'axe (Oy).

I.4.6.1. Dimensionnement du piston

Bien que tous les pistons se ressemblent, en y regardant de plus près, vous vous rendez vite compte qu'il ne s'agit que d'une impression. Pour les définir, il faut formaliser la «citation» pour que tout le monde parle «la même langue» et qu'il soit possible d'échanger des informations fiables. 90% des mesures nécessaires pour définir un piston sont :

Le diamètre, le diamètre de l'essieu, la hauteur de l'essieu, la hauteur totale, le nombre de segments (scellé à la lumière - grattoir) et bien sûr les dimensions précises pour chacun de ces segments. : diamètre, épaisseur et profil, voir matériau ou revêtement.

Ces mesures doivent être déterminées de manière précise et rigoureuse, en particulier sur la manière de les prendre. Une fois toutes les dimensions notées, il est souhaitable de fournir le plus de détails possibles pour compléter la description. Par exemple, un moteur à essence à 4 temps [24].

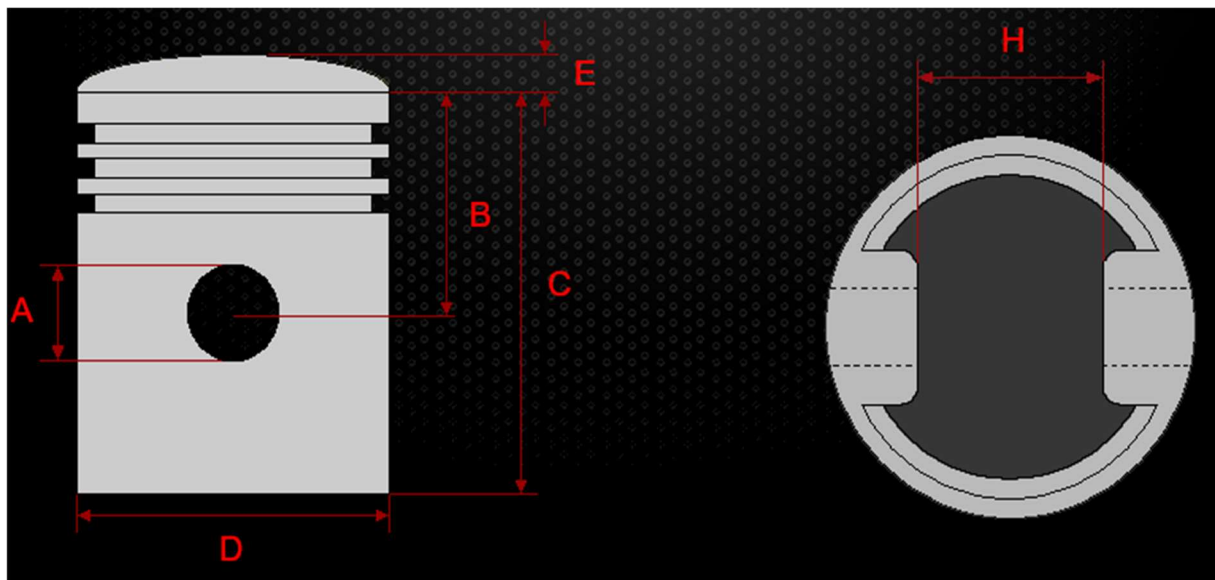


Fig I.17 : Dimensions du piston

A : Diamètre d'axe, **B :** hauteur d'axe, **C :** hauteur totale, **D :** diamètre, **E :** hauteur du bombé, **H :** entre bossage.

I.4.6.2. Dimensionnement du la bielle

La conception d'une bielle, qu'elle soit d'origine ou forgée, est toujours la même. Le corps de bielle, le capuchon et les vis.

Voici un petit diagramme figure (I.18) afin d'être bien sûr des termes que nous allons utiliser car il arrive souvent de voir une inversion entre le terme de grand bout et petit bout. La tête est bien située en bas, on pourrait dire que le moteur tourne sur la tête, en plus des dimensions importantes de cette pièce [25].

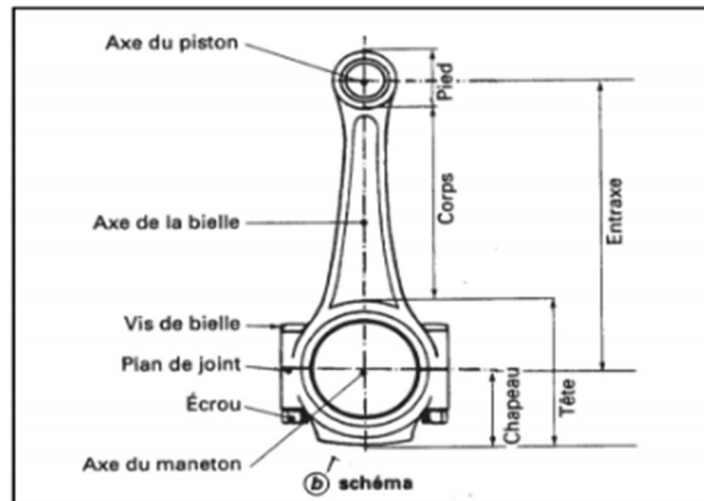


Fig I.18 : Dimensions du la bielle

I.4.6.3. Dimensionnement du vilebrequin

Les dimensions principales du vilebrequin sont :

- Le rayon de manivelle ou demi-course ($r_m = C/2$).
- Le diamètre d_m et la longueur des manetons l_m , (en relation avec la largeur de la tête de bielle).
- Le diamètre des tourillons d_t .
- La longueur de chacun des tourillons l_t [26].

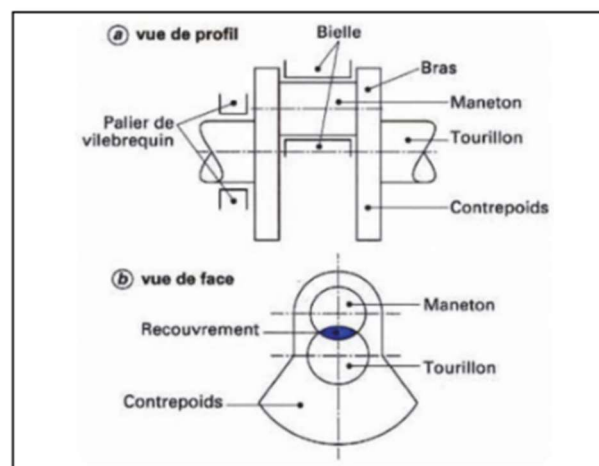


Fig I.19 : Dimensions du vilebrequin

I.4.7. Mécanisme du bielle manivelle

Agencement de pièces mécaniques conçu pour convertir un mouvement linéaire en mouvement rotatif, comme dans un moteur à piston alternatif, ou pour convertir un mouvement rotatif en mouvement linéaire, comme dans une pompe à piston alternatif, La nature de base du mécanisme et le mouvement relatif des pièces peuvent être mieux décrits à l'aide de la figure ci-jointe, dans laquelle les pièces mobiles sont légèrement ombrées, La partie foncée 1 figure (I.20), le châssis ou bloc fixe de la pompe ou du moteur, contient un cylindre, représenté en coupe par ses parois DE et FG, dans lequel le piston, partie 4, coulisse d'avant en arrière, Le petit cercle en A représenté le palier de vilebrequin principal, qui fait également partie de la partie 1, Le vilebrequin, partie 2, est représenté comme un élément droit s'étendant du palier principal en A au palier de maneton en B, qui le relie à la connexion, bielle, partie 3, La bielle est représentée comme un élément droit s'étendant du palier de maneton en B au palier de maneton en C, qui la relie au piston, partie 4, qui est représentée par un rectangle, Les trois roulements représentés par des cercles en A, B et C permettent aux éléments connectés de tourner librement les uns par rapport aux autres, Le chemin de B est un cercle de rayon AB; lorsque B est au point h le piston sera en position H, et lorsque B est au point j le piston sera en position Sur un moteur à essence, la tête du cylindre (où l'explosion du mélange essence-air a lieu) est à EG; la pression produite par l'explosion poussera le piston de la position H à la position J; le mouvement de retour de J à H nécessitera l'énergie de rotation d'un volant fixé au vilebrequin et tournant autour d'un roulement colinéaire avec le roulement A, Sur une pompe à piston alternatif, le vilebrequin serait entraîné par un moteur[27].

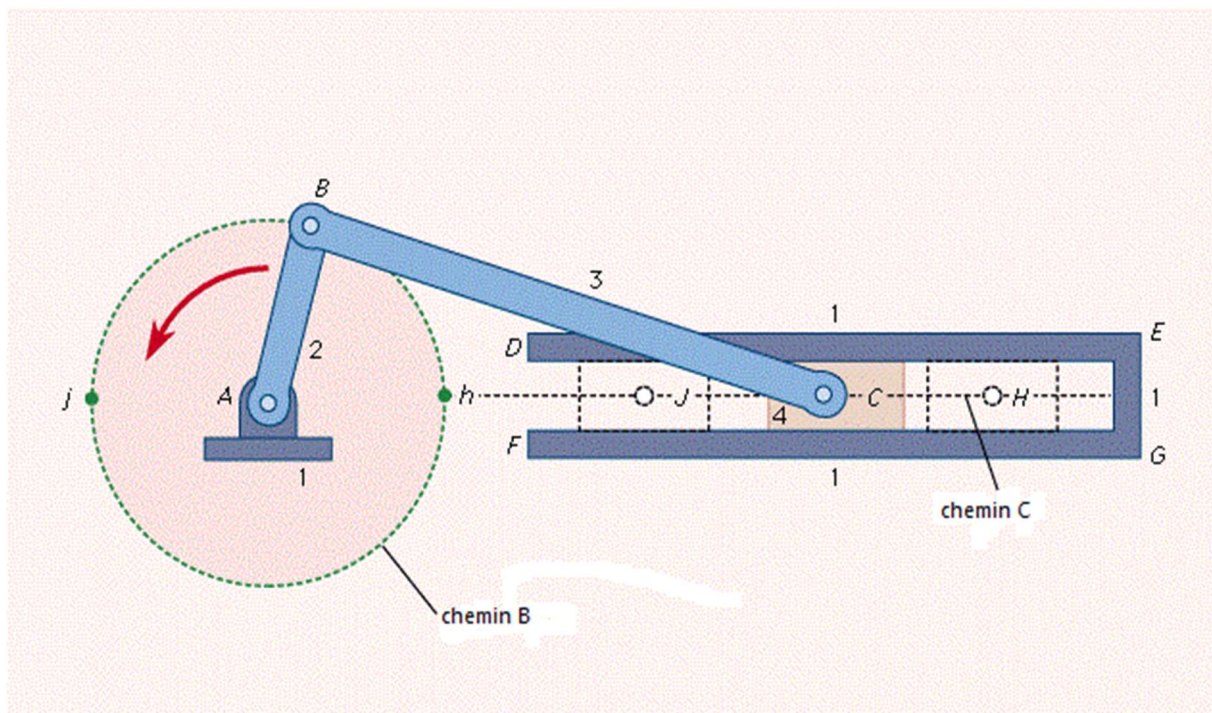


Fig I.20 : Mécanisme du bielle manivelle

I.4.8. Avantage et inconvénient du bielle manivelle**Avantage :**

Ce mécanisme peut fonctionner à grande vitesse.

Inconvénient :

Il y a beaucoup de friction en raison des nombreuses articulations de ce système. Cela nécessite beaucoup de lubrification [8].

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons découvert les différents types de moteurs à combustion interne (essence, diesel), et en raison de la grande différence entre eux, nous voulions étudier un moteur à essence et comment il contribue à la transformée de l'énergie thermique à énergie mécanique grâce à son système spécial (système bielle manivelle),Ce système transformée le mouvement de translation alternative produit par la pression du piston à mouvement de rotation au moyen d'un vilebrequin composé de plusieurs composants (piston ,bielle ,vilebrequin) ,Chaque élément a des dimensions spéciales et métal qui lui est fabriqué.

De là ici, nous contenterons d'une étude théorique sur les moteurs à combustion interne, en particulier le moteur à essence, que nous discuterons de différentes manières pour l'étudier dans le chapitre suivant.

Chapitre II :
Modélisation d'une bielle
manivelle par la
MEF

II.1. Introduction

La méthode des éléments finis est l'un des outils des mathématiques appliquées, il s'agit de mettre en place, à partir des principes hérités de la formulation vibrationnelle ou formulation faible, un algorithme mathématique discret permettant de rechercher une solution approchée d'une différentielle partielle équation (ou EDP) sur un domaine compact avec des conditions aux bords et / ou à l'intérieur du compact.

Pour analyser un phénomène naturel en général ou un problème d'ingénierie en particulier, il est souvent nécessaire de développer un modèle mathématique permettant de décrire le plus fidèlement possible le problème en question, le développement d'un modèle mathématique est basé sur

II.2. Présentation de la méthode des éléments finis

La résolution analytique de problèmes mécaniques ne peut se faire que dans un nombre limité de cas, cependant les méthodes numériques basées sur la discrétisation de ses problèmes, présentent une alternative très efficace, souvent utilisée dans le domaine de la mécanique pour résoudre des problèmes complexes [28], Les codes éléments finis font désormais partie des outils couramment utilisés lors de la conception et de l'analyse de produits industriels [29], ils couvrent de nombreux domaines de la physique, les ressources informatiques actuelles (puissance des ordinateurs, visualisation et simulation) facilitent la mise en œuvre, la méthode élémentaire est la méthode la plus utilisée aujourd'hui, son champ d'application est en constante expansion. Le succès de la méthode est que sa formulation utilise des procédures standard qui se répètent lors de la résolution de problèmes de natures différentes.

Cette méthode est l'une des techniques numériques les plus puissantes, l'un des avantages majeurs de cette méthode est le fait qu'elle offre la possibilité de développer un programme permettant de résoudre, avec peu de modifications, plusieurs types de problèmes, en particulier, tout complexe forme d'un domaine géométrique où un problème est bien posé avec toutes les conditions aux limites, peut être facilement traité par la méthode des éléments finis [28].

II.3. Domaines d'application de la méthode des éléments finis

Les domaines d'application de la méthode des éléments finis sont très larges et très variés, en général pour les domaines d'application de cette méthode sont :

1. La mécanique des milieux continus solides
2. La mécanique des milieux continus fluides
3. L'analyse thermique
4. L'électromagnétisme et l'électrostatique

Dans le cadre de la mécanique des milieux continus solides, on peut classer les Problèmes de la manière suivante (Fig II.1) :



Fig II.1 : Classification des problèmes de la mécanique

– Statique linéaire

Ce type d'analyse concerne principalement les domaines ou les matériaux élastiques linéaires. Nous recherchons la déformation du matériau (ϵ) et la contrainte (σ) pour différents types de contraintes.

– Dynamique linéaire

La dynamique linéaire étudie les structures élastiques linéaires soumises à des efforts cycliques (vibrations forcées) ou à des contraintes initiales (vibrations libres). Dans ce type d'analyse on recherche les déplacements et éventuellement les vitesses et accélérations qui donnent les fréquences et les modes propres (analyse modale).

– Les problèmes non linéaires

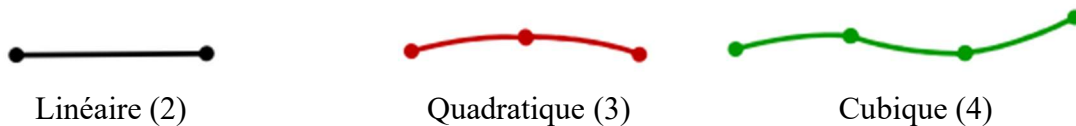
Il existe trois classes de problèmes non linéaires :

1. Non-linéarités géométriques : Ce type d'analyse se produit lorsque les déplacements et les déformations ne sont plus faibles. Dans ce cas, la rigidité de la structure et les efforts dépendent des déplacements (inconnus). Ce type de non-linéarité est souvent rencontré dans les études de mise en forme des matériaux, en flambage et en post-flambage.
2. Les non-linéarités de comportement : Lorsque le comportement du matériau n'est pas élastique linéaire, la rigidité de la structure dépend de la déformation. Le problème devient donc non linéaire. Ce type de non-linéarité est généralement observé avec la plasticité, la viscoplasticité et les dommages.
3. Les non-linéarités de contact : Si lors de la déformation les appuis changent, la rigidité de la structure sera modifiée, le problème est donc non linéaire. Ce problème est caractéristique de la mise en forme comme par exemple l'estampage d'une feuille.

II.4. Formes classiques des éléments

Il existe plusieurs formes d'éléments classiques correspondant à des domaines à une, deux ou trois dimensions. Chaque type d'élément est identifié par un nom précisant sa forme et par le nombre de nœuds géométriques qui le composent [28].

• Éléments à une dimension



• Éléments à deux dimensions triangulaires



Linéaire (3)



Quadratique (6)



Cubique (9)

- **Eléments à deux dimensions quadrangulaires**



Linéaire (4)



Quadratique (8)



Cubique (12)

- **Eléments à trois dimensions tétraédriques**



Linéaire (4)



Quadratique (10)



Cubique (16)

- **Eléments à trois dimensions hexaédriques (briques)**



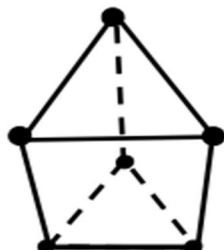
Linéaire (8)



Quadratique (20)



Cubique (32)



Linéaire (6)



Quadratique (15)



Cubique (24)

Fig II.2 : Formes classique des éléments

II.5. Utilisation d'un logiciel éléments finis

Un programme général de type industriel doit être capable de résoudre divers problèmes de grande taille (de mille à quelques centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent un travail d'approche important avant d'espérer pouvoir traiter un vrai problème de manière correcte, citons à titre d'exemple quelques noms de logiciels : NASTRAN, ANSYS, ADINA, ABAQUS, CASTEM 2000, CESAR, SAMCEF, etc. Les possibilités offertes par de tels programmes sont nombreuses :

- Analyse linéaire ou non linéaire d'un système physique continu.
- Analyse statique ou dynamique.
- Prise en compte de lois de comportement complexes.
- Prise en compte de divers phénomènes (élasticité, thermique, électromagnétique, plasticité, écoulement.) qui peuvent être brusques.
- Problèmes d'optimisation, etc.

L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale [29].

II.6. Organigramme d'un logiciel éléments finis :

LOGICIEL

UTILISATEUR

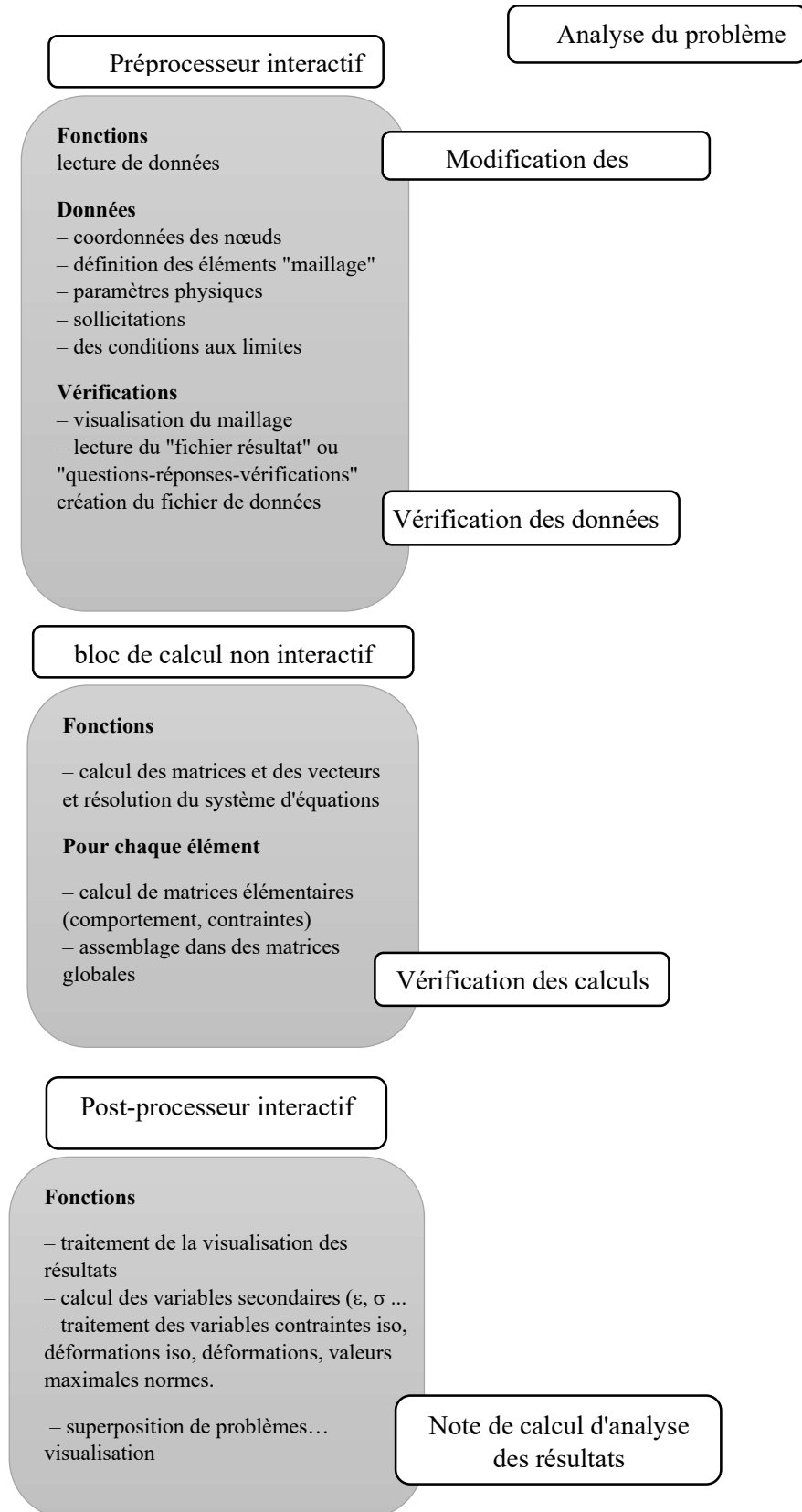


Fig II.3 : Organigramme d'un logiciel éléments finis

II.7. Concept de base de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis (MEF) est l'un des outils les plus efficaces et généraux pour l'analyse des structures dans de nombreux secteurs de l'industrie : aéronautique, automobile, nucléaire, génie civil, construction navale, mécanique, constructions tout-terrain. -shore, etc. Dans le domaine de l'analyse structurelle, le M.E.F. est une technique multidisciplinaire qui met en œuvre les connaissances de plusieurs disciplines de base telles que la mécanique des structures, l'analyse numérique et l'informatique appliquée. Les bases théoriques du M.E.F. reposent d'une part sur les méthodes énergétiques de la mécanique des structures et d'autre part sur les méthodes d'approximation spatiale des fonctions (Ritz, Galerkin) [30].

La méthode des éléments finis améliore ces deux principes comme suit :

a) Le champ d'intégration n'est plus discrétisé par des points comme pour le cas de la méthode des différences finies, mais par des sous-domaines continus ou "continuum", dont le nombre est fini, et qui sont appelés éléments finis (Fig. II.3). En utilisant cette division, (modélisation géométrique), la méthode fournit un modèle qui représente le plus fidèlement possible le phénomène physique dans sa réalité.

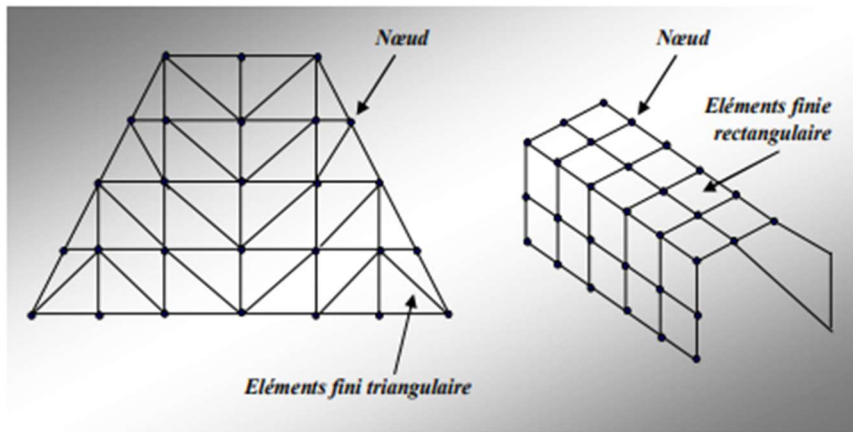


Fig II.4 : Modélisations par éléments finis de structures

b) La formulation intégrale, de type Galerkin, est appliquée non pas sur le champ d'intégration total, mais sur des éléments finis standards, ayant des fonctions de formes normalisées, au lieu des fonctions de base de la méthode de Galerkin. La formulation devient unifiée pour les différents types de problèmes. Une bibliographie des articles est ensuite mise à jour. La méthode devient alors programmable par excellence. Possédant tous ces avantages, la méthode continue de se développer et de s'étendre de plus en plus à des domaines qui relevaient jusqu'alors de la seule responsabilité des méthodes expérimentales [31].

II.7.1. La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini

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

II.7.2. La formulation globale au niveau de la structure complète

Elle consiste à trouver pour la structure complète l'expression matricielle de l'énergie potentielle en fonction des déplacements inconnus dans tous les nœuds de la structure. Cette étape nécessite l'assemblage des matrices de rigidité et de masse et des vecteurs de force et de déplacement de la structure à partir des caractéristiques élémentaires (matrices de rigidité et de masse et vecteurs de force et de déplacement de chaque élément) [32].

II.8. Principe de mise en œuvre de la méthode des éléments finis

Dans ce chapitre, nous examinons les lignes directrices pour réaliser une implémentation informatique de la méthode des éléments finis, nous prenons comme fil conducteur la résolution des problèmes aux limites des chapitres précédents par la méthode des éléments finis de degré inférieur [33].

II.8.1. Présentation du problème

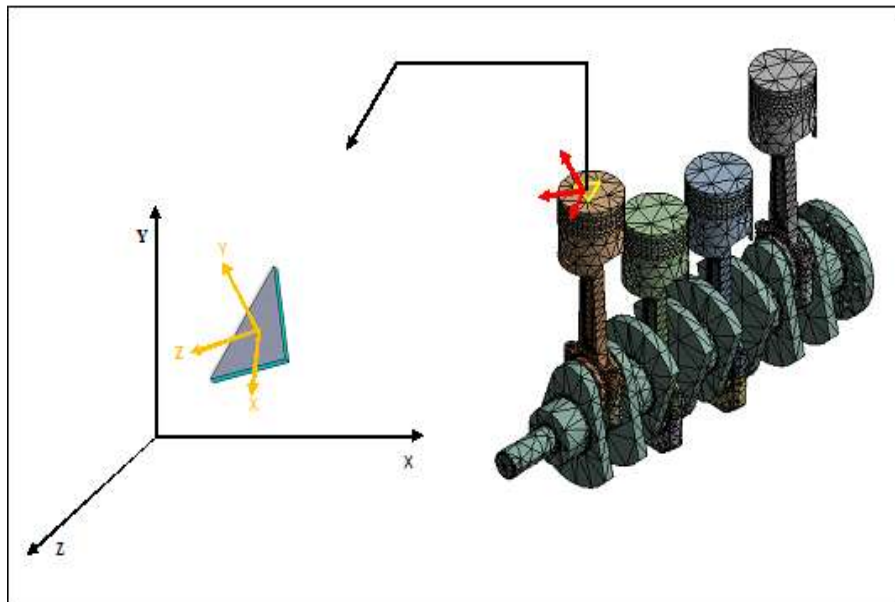


Fig II.5 : *Système de coordonnées local et global de la bielle manivelle*

(x ; y ; et z) repère local

(X, Y et Z) repère global

II.8.2. Les hypothèses de travail

Nous avons fait un choix élément trigonométrique Contient 3 nœud (I.J.K) a six degrés de liberté à chaque nœud: trois translations dans (U_x, U_y, U_z) suivant x, y, z, et trois rotations ($\theta_x, \theta_y, \theta_z$) suivant x, y, z.

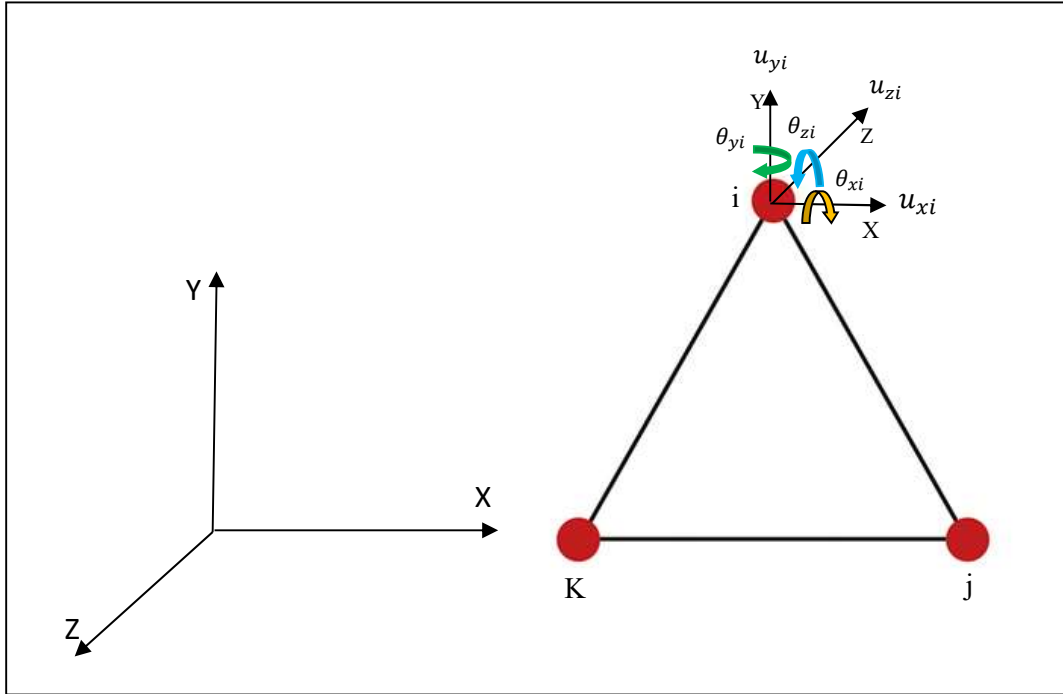


Fig II.6 : Degrés de liberté de nœuds d'élément de bielle manivelle

II.8.3. Equations de l'élément

II.8.3.1. Construction de nodale par sous domaine

Pour chaque élément, on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements $U^e(x, y, z)$ à l'intérieur de cet élément en termes de déplacements nodaux U^e .

Ce modèle peut être commodément représenté par une expression polynomiale contenant un coefficient inconnu pour chaque degré de liberté. Est,

$$U^e(x, y, z) = U^e N^t \quad (II.1)$$

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

II.8.3.2. Etablissement de la relation entre déformations et déplacement

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

$$\{\epsilon\} = B U^e \quad (II.2)$$

II.8.3.3. Etablissement de la relation entre contraintes et déformations

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

$$\{\sigma\}=[D]\{\epsilon\} \quad (II.3)$$

Où $[D]$ est la matrice d'élasticité.

II.8.3.4. Calcul des matrices élémentaires

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

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

K^e : Une matrice de rigidité des éléments représentés dans le système de coordonnées local. Estimée à partir de l'énergie de déformation de l'élément [34], elle s'exprime par :

$$\overline{K^e} = \int_0^V B^T D B dv \quad (II.5)$$

Vous devez également calculer la matrice de masse M^e pour chaque élément. Cette matrice est estimée à partir de l'énergie cinétique des éléments [34]. Dans le repère local de l'élément, cette matrice est donnée par :

$$\overline{M^e} = \int_0^V \rho N^T N dv \quad (II.6)$$

II.8.4. Assemblage des matrices élémentaires

Les règles d'assemblage sont définies par la relation :

$$D \simeq \sum_{e=1}^{n_e} D_e \quad (II.7)$$

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

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

II.8.5. Processus de mise en œuvre de la méthode des éléments finis

II.8.5.1. Fonction de forme

Le vecteur des déplacements nodaux est :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{U} &= [u_{0xi} \ u_{0yi} \ u_{0zi} \ \theta_{xi} \ \theta_{yi} \ \theta_{zi} \ \dots \ u_{0xp} \ u_{0yp} \ u_{0z} \ \theta_{xp} \ \theta_{yp} \ \theta_{zp}]^T \\
 \begin{bmatrix} u_{0x} \\ u_{0y} \\ u_{0z} \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & N_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & N_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_j & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & N_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_p \end{bmatrix} * \\
 &\quad [u_{0xi} \ u_{0yi} \ u_{0zi} \ \theta_{xi} \ \theta_{yi} \ \theta_{zi} \ \dots \ u_{0xp} \ u_{0yp} \ u_{0z} \ \theta_{xp} \ \theta_{yp} \ \theta_{zp}]^T \quad (II.8)
 \end{aligned}$$

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

II.8.5.2. Détermination de fonction d'interpolation N_i

La forme la plus efficace pour détermine N_i est forme de Lagrange :

$$u_{0x} = N_i u_{0xi} + N_j u_{0xj} + N_k u_{0xk} + N_l u_{0xl} + N_m u_{0xm} + N_n u_{0xn} + N_o u_{0xo} + N_p u_{0xp} \quad (II.9)$$

$$u_{0y} = N_i u_{0yi} + N_j u_{0yj} + N_k u_{0yk} + N_l u_{0yl} + N_m u_{0ym} + N_n u_{0yn} + N_o u_{0yo} + N_p u_{0yp} \quad (II.10)$$

$$u_{0z} = N_i u_{0zi} + N_j u_{0zj} + N_k u_{0zk} + N_l u_{0zl} + N_m u_{0zm} + N_n u_{0zn} + N_o u_{0zo} + N_p u_{0zp} \quad (II.11)$$

$$\begin{aligned}
 \theta_x = \frac{\partial u_{0y}}{\partial z} &= N_{i,z} \theta_{xi} + N_{j,z} \theta_{xj} + N_{k,z} \theta_{xk} + N_{l,z} \theta_{xl} + N_{m,z} \theta_{xm} + N_{n,z} \theta_{xn} + N_{o,z} \theta_{xo} + \\
 &\quad N_{p,z} \theta_{xp} \quad (II.12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_y = \frac{\partial u_{0y}}{\partial y} &= N_{i,y} \theta_{yi} + N_{j,y} \theta_{yj} + N_{k,y} \theta_{yk} + N_{l,y} \theta_{yl} + N_{m,y} \theta_{ym} + N_{n,y} \theta_{yn} + N_{o,y} \theta_{yo} + \\
 &\quad N_{p,y} \theta_{yp} \quad (II.13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_z = \frac{\partial u_{0y}}{\partial x} &= N_{i,x} \theta_{zi} + N_{j,x} \theta_{zj} + N_{k,x} \theta_{zk} + N_{l,x} \theta_{zl} + N_{m,x} \theta_{zm} + N_{n,x} \theta_{zn} + N_{o,x} \theta_{zo} + \\
 &\quad N_{p,x} \theta_{zp} \quad (II.14)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_i &= L_{xi'}(x) \cdot L_{zi''}(z), & N_j &= L_{xj'}(x) \cdot L_{zi''}(z), \\
 N_k &= L_{xk'}(x) \cdot L_{zi''}(z), & N_l &= L_{xk'}(x) \cdot L_{zj''}(z), \\
 N_m &= L_{xk'}(x) \cdot L_{zk''}(z), & N_n &= L_{xi'}(x) \cdot L_{zk''}(z), \\
 N_o &= L_{xi'}(x) \cdot L_{zk''}(z), & N_p &= L_{xi'}(x) \cdot L_{zj''}(z),
 \end{aligned} \quad (II.15)$$

$$\begin{aligned}
 L_{xi'}(x) &= \frac{2}{l^2} \left(x - \frac{1}{2}\right) (x - l), & L_{xj'}(x) &= \frac{2x}{l^2} \left(x - \frac{1}{2}\right) (x - l), \\
 L_{xk'}(x) &= \frac{2x}{l^2} \left(x - \frac{1}{2}\right), & L_{zi''}(z) &= \frac{2}{l^2} \left(z - \frac{1}{2}\right) (z - l), \\
 L_{zj''}(z) &= \frac{2z}{l^2} (z - l), & L_{zk''}(z) &= \frac{2z}{l^2} \left(z - \frac{1}{2}\right)
 \end{aligned} \quad (II.16)$$

Avec La fonction d'interpolation de Lagrange et " les projections des nœuds sur l'axe z " les projections sur l'axe x

II.8.5.3. Champ des déplacements :

$$\theta_x(x, y, z) = -\frac{\partial u_{oy}}{\partial x} \quad (\text{II.16})$$

$$\theta_y(x, y, z) = -\frac{\partial u_{ox}}{\partial y} \quad (\text{II.17})$$

$$\theta_z(x, y, z) = -\frac{\partial u_{oy}}{\partial z} \quad (\text{II.18})$$

Le champ des déplacements s'écrit :

$$u_x(x, y, z) = u_{ox}(x, z) - y \frac{\partial u_{oy}}{\partial x}(x, z) \quad (\text{II.19})$$

$$u_z(x, y, z) = u_{oz}(x, z) - y \frac{\partial u_{oy}}{\partial z}(x, z) \quad (\text{II.20})$$

$$u_y(x, y, z) = u_{oy}(x, z) \quad (\text{II.21})$$

II.8.5.4. Déformation

Le champ des déformations s'écrit :

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_{ox}}{\partial x} - y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial x^2} \quad (\text{II.22})$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_{oz}}{\partial z} - y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial z^2} \quad (\text{II.23})$$

$$\varepsilon_{yy} = 0 \quad (\text{II.24})$$

$$\varepsilon_{yz} = 0 \quad \varepsilon_{yx} = 0$$

$$\varepsilon_{xz} = \left(\frac{\partial u_{ox}}{\partial z} + \frac{\partial u_{oz}}{\partial x} \right) - 2y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial x \partial z} \quad (\text{II.25})$$

Le tenseur des déformations :

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xz} & 0 \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{II.26})$$

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

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ k_{xz} \end{bmatrix} \quad (\text{II.27})$$

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

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^m\} + y\{k\} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ k_{xz} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} k_x \\ k_z \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 & N_l & 0 & N_m & 0 & N_n & 0 & N_o & 0 & N_p & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 & N_l & 0 & N_m & 0 & N_n & 0 & N_o & 0 & N_p \end{bmatrix}^*$$

$$\begin{bmatrix} u_{0xi} & u_{0yi} & u_{0zi} & \theta_{xi} & \theta_{yi} & \theta_{zi} & \dots & u_{0xp} & u_{0yp} & u_{0zp} & \theta_{xp} & \theta_{yp} & \theta_{zp} \end{bmatrix}^T + z$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k & N_l & N_m & N_n & N_o & N_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0yi} \\ u_{yj} \\ \vdots \\ u_{0yp} \end{bmatrix} \quad (\text{II.28})$$

$$\begin{aligned}
&= \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial N_0}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & \frac{\partial N_0}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} * \\
&\left[u_{0xi} \quad u_{0yi} \quad u_{0zi} \quad \theta_{xi} \quad \theta_{yi} \quad \theta_{zi} \quad \dots \quad u_{0xp} \quad u_{0yp} \quad u_{0zp} \quad \theta_{xp} \quad \theta_{yp} \quad \theta_{zp} \right]^T + \\
&y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0yi} \\ u_{yj} \\ \vdots \\ u_{0yp} \end{bmatrix} \quad (II.29)
\end{aligned}$$

$$[B_m] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial N_0}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & \frac{\partial N_0}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (II.30)$$

$$[B_f] = y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \quad (II.31)$$

II.8.5.5. Champ des contraintes

Le champ des contraintes d'un couche des stratifiés est donne par la relation suivante :

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

$$\varrho'_{ij} = C'_{ij} - \frac{c'_{i3} \quad c'_{j3}}{c'_{33}} \quad (II.33)$$

Tell que c' est les teneurs des rigidités horse les principaux

Les résultats en membrane, dans un stratifiés donne par :

$$N(x, z) = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\varrho'_k \varepsilon^m(x, z) + y \varrho'_k k(x, z)] dy, \quad (II.34)$$

Ou en intégrant dans l'épaisseur :

$$N(x, z) = [A_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [B_{ij}] k(x, z) \quad (II.35)$$

Avec

$$= \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) \varrho'_k \quad (II.36)$$

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) (\varrho'_{ij})_k \quad (II.37)$$

Et

$$B = \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} (\kappa_k^2 - \kappa_{k-1}^2) \varrho'_k \quad (\text{II.38})$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (\varrho'_{ij})_{k'} \quad (\text{II.39})$$

$$B = [B_{ij}] \text{ avec } B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (\varrho'_{ij})_{k'} = \sum_{k=1}^n (\varrho'_{ij})_k e_k z_k \quad (\text{II.40})$$

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

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_z \\ N_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A & A_{13} \\ A_{12} & A & A_{23} \\ A_{13} & A_{23} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \gamma_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{12} & B_{22} & B_{23} \\ B_{13} & B_{23} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_x \\ k_z \\ k_{xz} \end{bmatrix}, \quad (\text{II.41})$$

Les moments de flexion et de torsion :

$$M(x, z) = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} \left[(y \varrho'_k \varepsilon^m(x, z) + y^2 \varrho'_k k(x, z)) \right] dv, \quad (\text{II.42})$$

$$M(x, z) = [B_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [B_{ij}] k(x, z) \quad (\text{II.43})$$

$$D = \sum_{k=1}^n \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) \varrho'_k \quad (\text{II.44})$$

$$D = [D_{ij}] \text{ avec } D_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) (\varrho'_{ij})_{k'} = \sum_{k=1}^n \left(e_k z_k^2 + \frac{e_k^3}{12} \right)_k \quad (\text{II.45})$$

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

$$\begin{bmatrix} M_{xx} \\ M_{zz} \\ M_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{12} & B_{22} & B_{23} \\ B_{13} & B_{23} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \gamma_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{12} & D_{22} & D_{23} \\ D_{13} & D_{23} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_x \\ k_z \\ k_{xz} \end{bmatrix}, \quad (\text{II.46})$$

L'équation constitutive d'une plaque stratifiée est :

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^m \\ K \end{bmatrix} \quad (\text{II.47})$$

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} [q] \quad (\text{II.48})$$

II.8.5.6. L'énergie de déformation

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

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} C_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl} - \sigma_{ij}^m \varepsilon_{ij} \right) dV - \iiint f_i^v u_i dV - \iint f_i^s u_i dS \quad (\text{II.49})$$

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

Cette expression peut être écrite sous une forme matricielle [35].

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} \left\{ \varepsilon^m \right\}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \left\{ \varepsilon^m \right\} \right) dV - \iiint \{u\}^t \{f^v\} dV - \iint \{u\}^t \{f^e\} dS \quad (\text{II.50})$$

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

$$\delta U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} \{ \delta \varepsilon^m \}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \{ \delta \varepsilon^m \} \right) dV - \iiint \{ \delta u \}^t \{ f^v \} dV - \iint \{ \delta u \}^t \{ f^e \} dS \quad (II.51)$$

La discrétisation de cette expression :

$$U_e = \iiint \left(\{ \delta q_e \}^t \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{ q_e \} \right) dV - \iiint \{ \delta q_e \}^t [N]^t \{ f^v \} dV - \iint [N]^t \{ f^s \} dS \quad (II.52)$$

Pour tout système stable, la stationnarité de l'énergie potentielle conduit à :

$\Pi = 0$ on peut simplifier l'expression ci-dessus pour obtenir:

$$\iiint \left(\{ \delta q_e \}^t \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{ q_e \} \right) dV = - \iiint \{ \delta q_e \}^t [N]^t \{ f^v \} dV - \iint [N]^t \{ f^s \} dS \quad (II.53)$$

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

$$[K_e] \{ q_e \} = \{ F_e \} \quad (II.54)$$

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

Donc la matrice de rigidité élémentaire est :

$$[k]_e = \iiint [B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] dV \quad (II.55)$$

II.8.5.7. L'énergie cinétique

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

$$T = \frac{1}{2} \iiint \rho V^2 dV \quad (II.56)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint \rho \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy dz, \quad (II.57)$$

$$T = \frac{1}{2} \iiint \rho [\dot{q}]^t [N]^t [N] [\dot{q}] dV \quad (II.58)$$

$$[M]_e = \iiint \rho [N]^t [N] dV \quad (II.59)$$

$[M]_e$ Matrice de masse élémentaire.

II.8.5.8. Système d'équations

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

Le principe de Hamilton est la base de l'étude énergétique des systèmes en dynamique

.l'énergie total du système est la somme de l'énergie potentielle, de l'énergie de dissipation et l'énergie cinétique. [36]

$$\Pi = U + T \quad (\text{II.60})$$

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

$$\delta \Pi(t) = 0 \quad (\text{II.61})$$

Ou bien

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \Pi(t) dt = 0 \quad (\text{II.62})$$

II.8.5.9. Discrétisation par éléments finis

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

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^{ne} N_i(x, y) u_i(t) \quad (\text{II.63})$$

Il vient

$$\begin{aligned} \{u\} &= [N]\{q_e\} \\ \{\dot{u}\} &= [N]\{\dot{q}_e\} \\ \{\ddot{u}\} &= [N]\{\ddot{q}_e\} \end{aligned}$$

La discrétisation du principe de Hamilton donne :

$$\begin{aligned} \{\delta q_e\}^t \int_v ([B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] + \rho [N]^t [N] [\ddot{q}] - \\ [N]^t \{f^u\}) dV - \{\delta q_e\} = 0 \end{aligned}$$

Le système d'équations général est :

$$[M_e] \{\ddot{q}_e\} + [k_e] \{q_e\} = \{f_e\} \quad (\text{II.64})$$

Avec

$$\begin{aligned} [M_e] &= \int_{ve} \rho [N]^t [N] dv \\ [k_e] &= \iiint [B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] dV \\ \{f_e\} &= \int_{ve} [N]^t \{f^u\} dV + \int_{se} p [N]^t \{f^u\} ds \end{aligned} \quad (\text{II.65})$$

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

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

$$[K_e^m]_g = [T_e^m]^t [K_e^m]_l [T_e^m]$$

$$[M]_g = [T_e^m]^t [M_e^m]_l [T_e^m]$$

$$\{q_e^m\}_g = [T_e^m]^t \{q_e^m\}_l$$

$$\{F_e^m\}_g = [T_e^m]^t \{F_e^m\}_l$$

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

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

Avec

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

II.8.5.10. Résolution des équations

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

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

$$\{q\} = Y_1 \{\Phi_1\} + Y_2 \{\Phi_2\} + \dots + Y_n \{\Phi_n\} \quad (\text{II.66})$$

Avec Y_i amplitude du mode et $\{\Phi_i\}$ le vecteur propre du même mode. On peut écrire :

$$\{q\} = [\Phi] \{Y\} \quad (\text{II.67})$$

Avec

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

$$\{Y\}^t = [Y_1 \ Y_2 \ \dots \dots \dots Y_n] \quad (\text{II.68})$$

L'équation du mouvement de la pale :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [k]\{q\} = \{F\} \quad (\text{II.69})$$

Est écrite sous la forme :

$$[M]\Phi\{\ddot{Y}\} + [k][\Phi]\{Y\} = \{F\} \quad (\text{II.70})$$

Cette expression est multipliée par le vecteur propre du mode i

$$\{\Phi_i\}^t [M] [\Phi] \{\ddot{Y}\} + \{\Phi_i\}^t [M] [\Phi] \{Y\} = \{\Phi_i\}^t \{F\} \quad (\text{II.71})$$

L'orthogonalité des modes propres réduit le système a une s'écrite d'équation découplée.

$$\{\Phi_i\}^t [M] [\Phi_i] \ddot{Y}_i + \{\Phi_i\}^t [M] [\Phi_i] \ddot{Y}_i = \{\Phi_i\}^t \{F\} \quad (\text{II.72})$$

Ou bien

$$\widehat{m}_i \ddot{Y}_i + \widehat{K}_i Y_i = F_i \quad (\text{II.73})$$

$$\begin{aligned} \widehat{m}_i &= \{\Phi_i\}^t [M] \{\Phi_i\} \\ \widehat{K}_i &= \{\Phi_i\}^t [K] \{\Phi_i\} \end{aligned} \quad (\text{II.74})$$

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

II.9. Procédure de résolution

La procédure est la suivante :

1 évaluer les matrices $[M]$ et $[K]$

2 évaluer les fréquences propres du système : $|[M] - \omega^2[K]| = 0$

On en déduit $\{\Phi_i\}$

3 pour chaque mode i

(a) calculer $\widehat{m}_i$ et f_i

(b) résoudre l'équation du mode : $\ddot{y}_i + \omega^2 y_i = f_i / \widehat{m}_i$

4. Déterminer la réponse de la structure

$$\{q(t)\} = [\Phi] \{Y(t)\}$$

II.10. Conclusion :

Ce chapitre montre la modélisation du modèle du bielle manivelle étudié Par la méthode des éléments finis. et sa description en 3D, et la distribution du maillage est très importante et dépend de la nature dont on a saisi les dimensions du problème, cette méthode est la plus adaptée pour modéliser les systèmes réels ou structure solide car il est plus précis et permet d'étudier l'ensemble des modes de vibration du bielle manivelle ,Il est également modulaire car chaque mode de bielle manivelle possède ses propres caractéristiques. Des éléments peuvent donc être ajoutés ou enlevés au gré de l'utilisateur qui peut également ajouter des raideurs, des amortissements ou des forces extérieures en chaque nœud

Chapitre III :

Simulation numérique

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous avons conçu un bielle manivelle pour un moteur essence sur le logiciel Solid Works, puis nous avons simulé cette pièce à l'aide d'un programme de simulation spécial (ANSYS), où nous avons fait deux types de simulations numériques au niveau de ce logiciel.

Analyse modale : qui est une simulation qui dépend de la détermination des fréquences propres et des modes propres sans appliquer de forces, et L'étude des comportements vibrationnels de la structure des composants. Elle permet d'enregistrer, d'analyser et d'évaluer la fréquence propre et le mode d'oscillation.

Par contre, nous avons fait un autre type de simulation, qui est l'analyse statique, où cette simulation dépend de l'application des efforts au niveau de la pièce à étudier et ainsi de la détermination des valeurs de déplacement, de contrainte, et de l'étendue de la déformation de la pièce.

III.2. Présentation de SOLIDWORKS

III.2.1. Définition de SOLIDWORKS

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

III.2.2. Construction géométrique de la bielle manivelle

Le système bielle manivelle est composé de trois pièces principales (piston, bielle, vilebrequin), et quelques pièces secondaires telles que (Axe de piston et segment de piston).

À partir de cette plate-forme, nous expliquons comment construire et assembler les pièces avec à l'esprit les dimensions nécessaires.

III.2.2.1. Système d'unités utilisé

Nous travaillerons dans le système d'unités « millimètre, gram, second ».

III.2.2.2. Construction du piston

III.2.2.2.1. Construction de la forme du piston 2D

Nous avons créé un cercle d'un diamètre de 85 mm

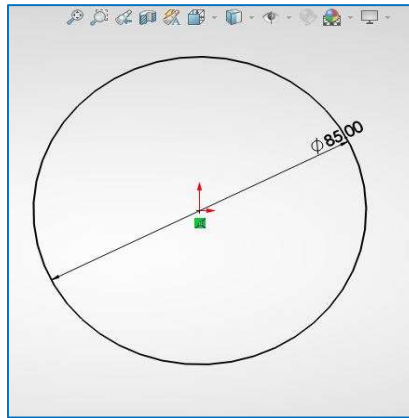


Fig III.1 : *Étape de la construction d'une forme 2D du piston*

La figure (III.1) illustre en effet cette construction.

III.2.2.2.2. Construction la forme du piston 3D

Créer le modèle volumique par hauteur de 90 mm de la face définie précédemment autour de l'axe y

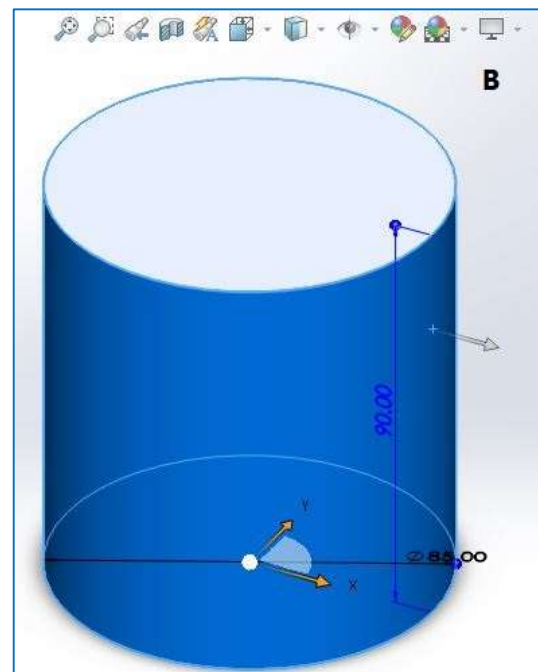
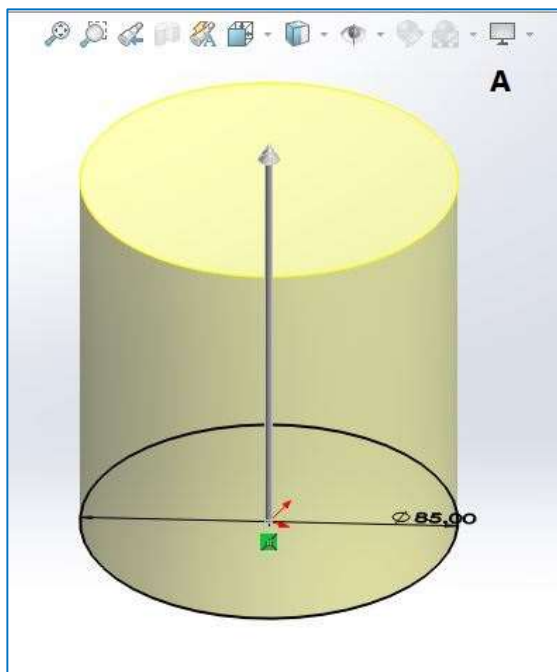


Fig III.2.A.B : *Étape de la construction d'une forme 3D du piston*

La figure (III.2.A.B) montre des formes obtenues avec la hauteur 90 mm

III.2.2.2.3. Construction de l'augment de l'axe

Construction de l'augment de l'axe, en réalisant un perçage circulaire diamètre 33.80 mm sur la jupe comme présenté sur la figure (III.3.A.B.C.D).

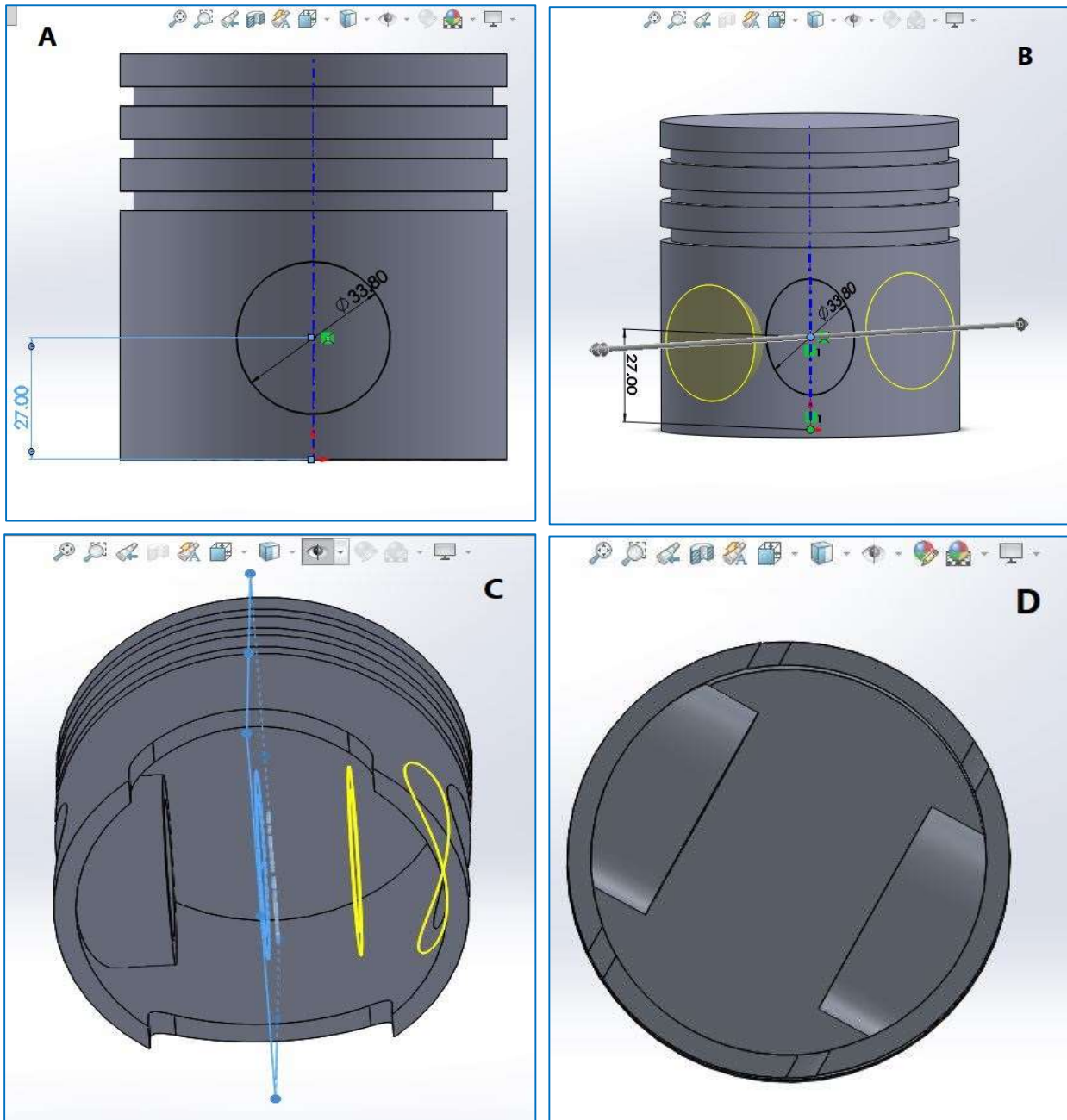


Fig III.3.A.B.C.D : Construction de l'augment de l'axe

III.2.2.2.4. Construction des nervures

Construction des nervures on trace la forme des nervures sur un plan 3D comme le montre la figure (III.4.A.B), puis on fait une elongation vers la face intérieure de la jupe

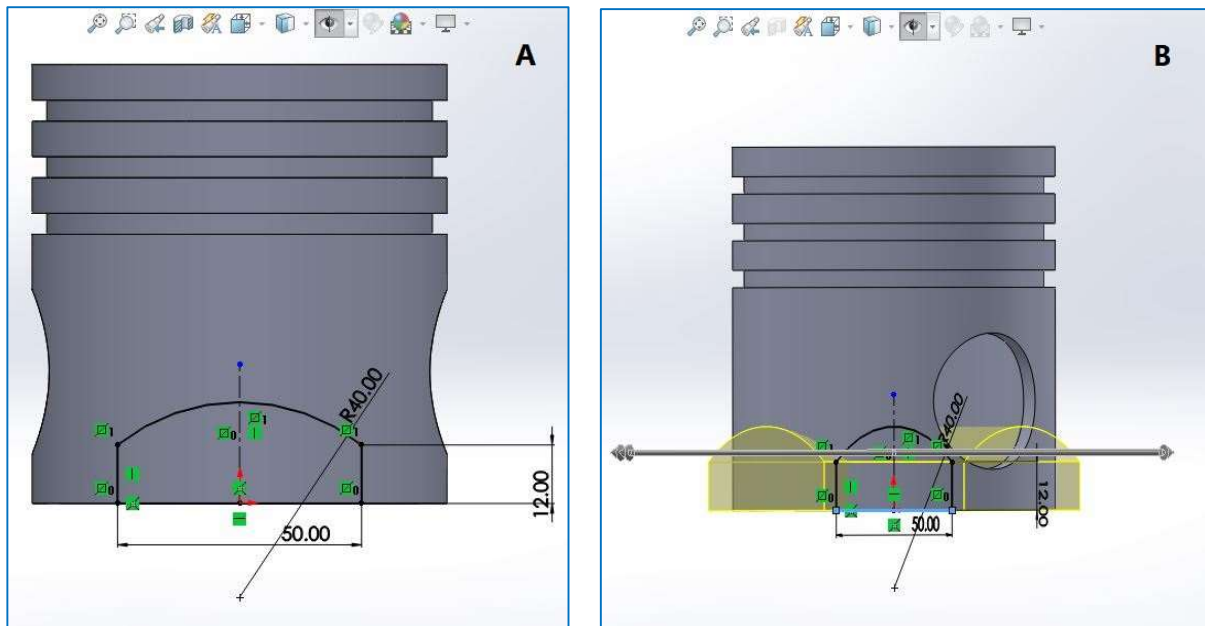


Fig III.4.A.B : *Construction des nervures*

La figure (III.4.A.B).montre . La forme finale des nervures est présentée

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du piston.

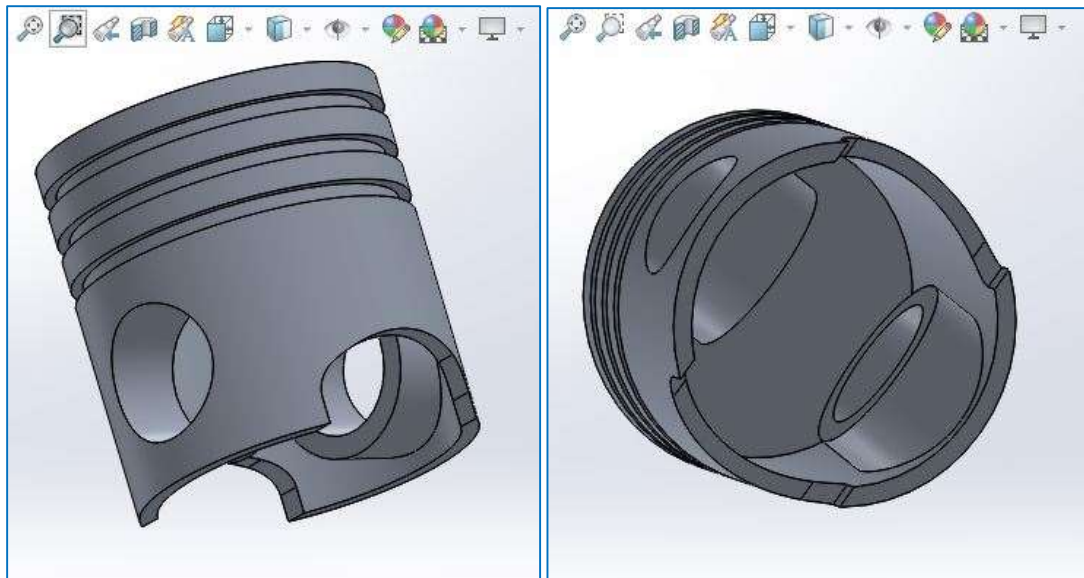


Fig III.5 : *Piston final*

La Figure (III.5) représente une modèle 3D de piston de piston sur sa forme finale.

III.2.2.3. Construction segment du piston

Nous avons établi un cercle de diamètre 79 mm et épaisseur 6 mm la hauteur 4.30 mm,

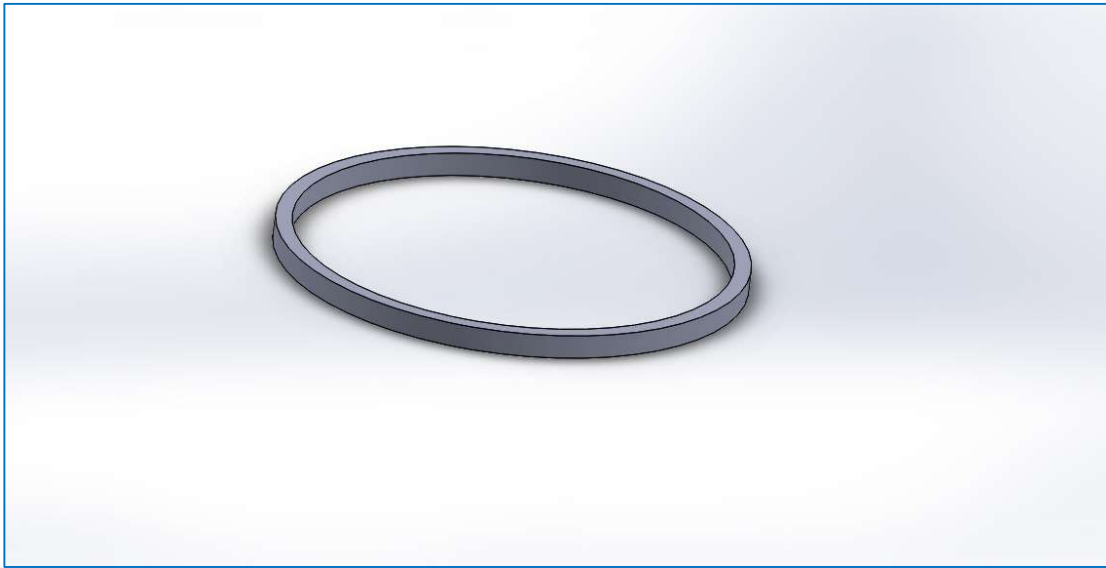


Fig III. 6 : Le segment du piston

La figure (III.6) illustre un modèle 3D de segment.

III.2.2.4. Construction axe du piston

Nous avons établi un cercle de diamètre 33.80 mm et la hauteur 82 mm,

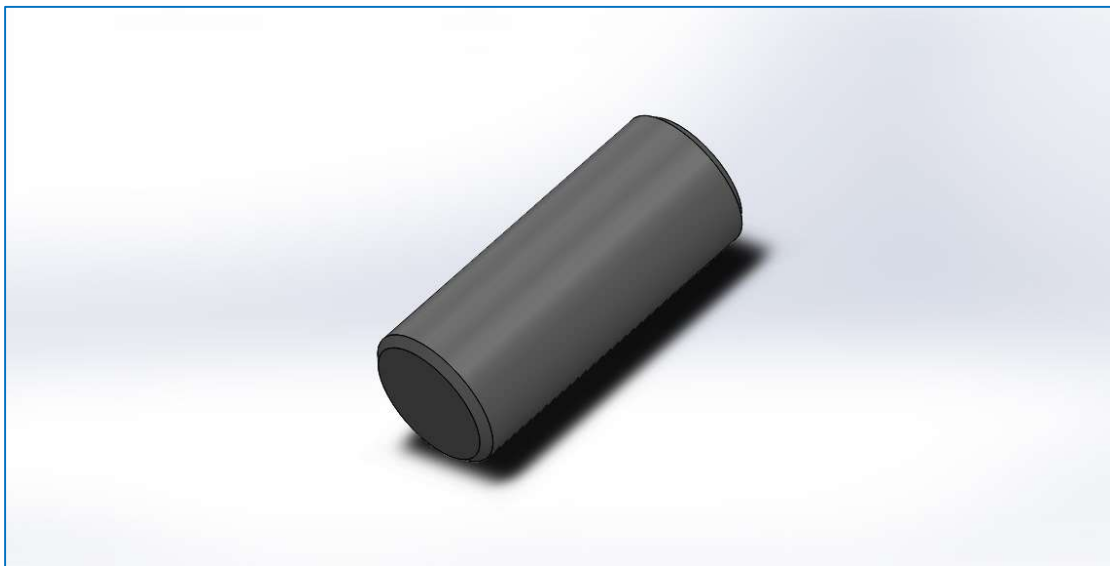


Fig III.7 : L'axe du piston

La figure (III.7) illustre un modèle 3D d'axe du piston.

III.2.2.5. Construction de la bielle

III.2.2.5.1. Construction de la forme de la bielle 2D

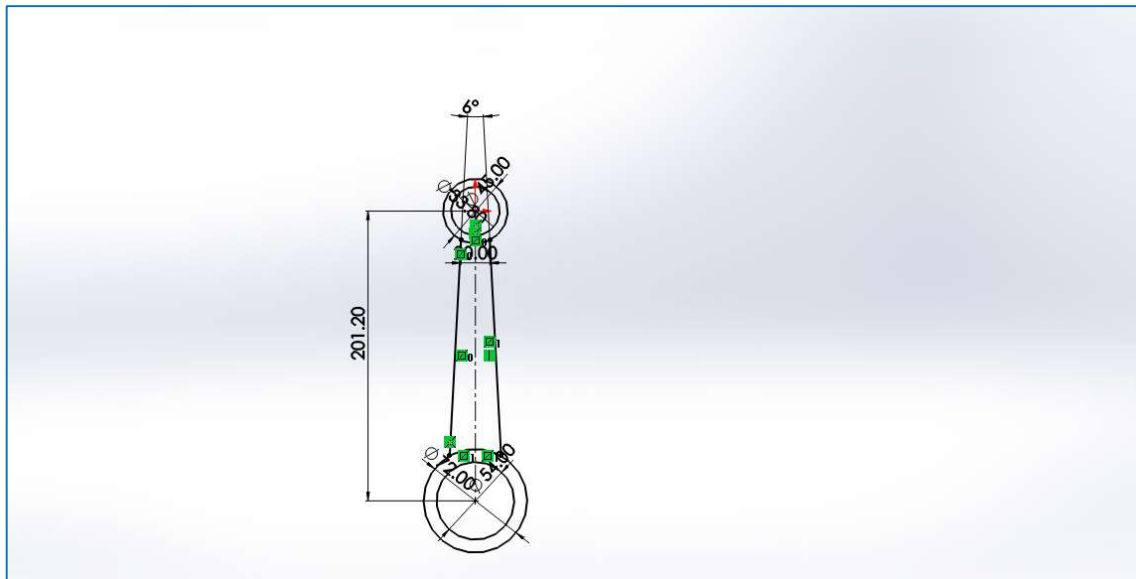


Fig III.8 : *Étape de la construction d'une forme 2D de la bielle*

La figure (III.8) montre un modèle bidimensionnel en tenant compte de toutes les dimensions nécessaires.

III.2.2.5.2. Construction la forme de la bielle 3D

Cette étape est très importante dans la construction de la pièce et obtenir une forme 3D, où Dans cette étape nous avons converti une forme 2D en une forme 3D comme le montre la figure (III.9.A) suivante, Tout en conservant toutes les mesures nécessaires pour construire cette pièce,

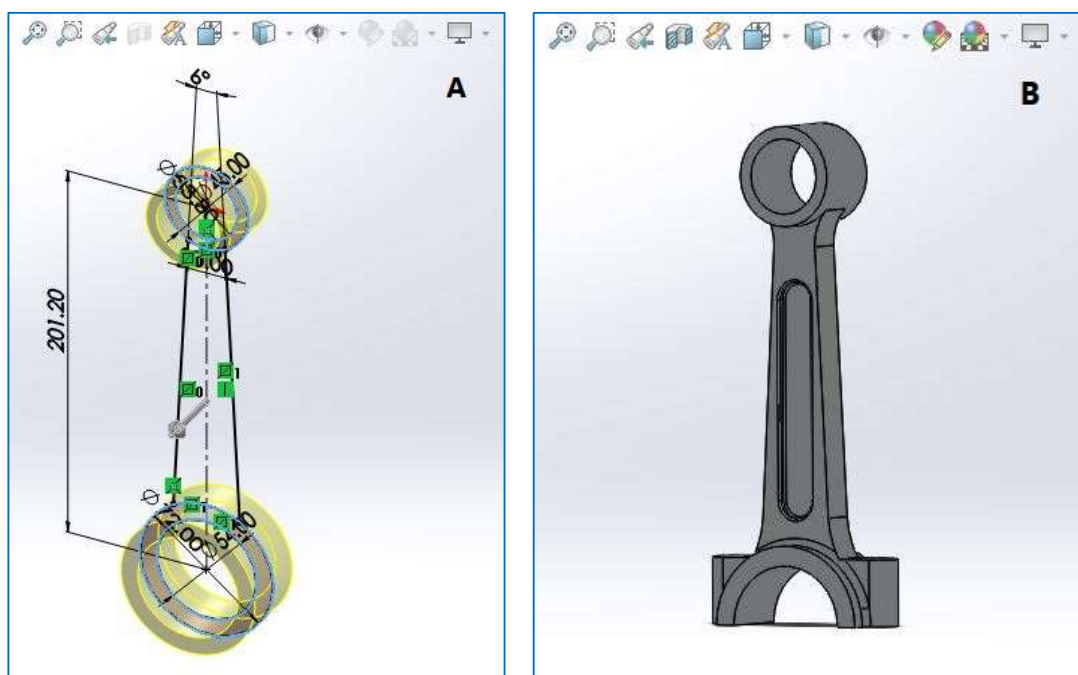


Fig III.9.A.B : *Étape de construction d'une forme 3D de la bielle*

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale de la bielle,

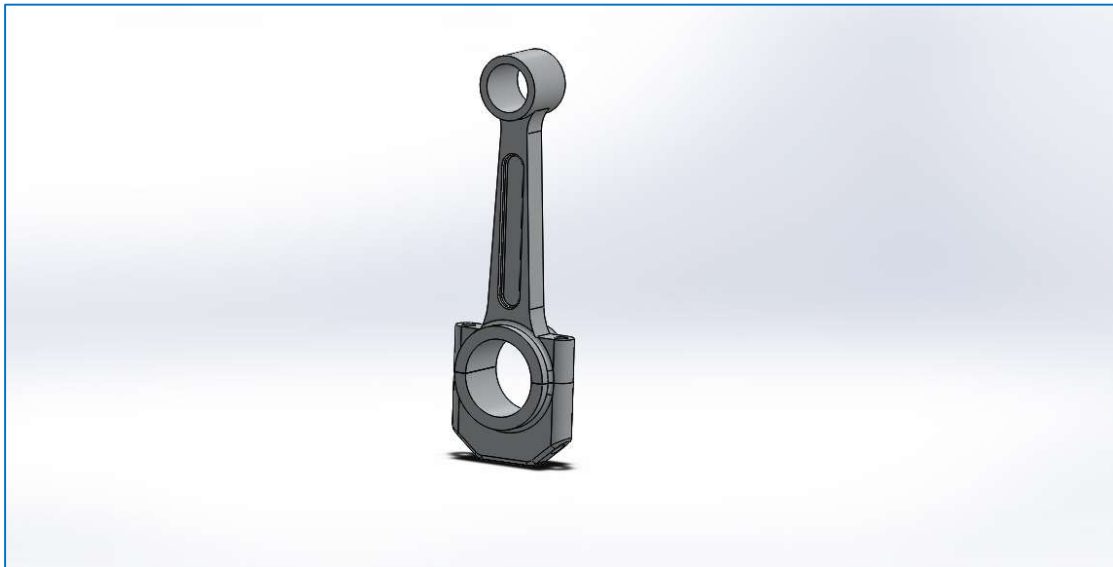


Fig III.10 : *Bielle finale*

La figure (III.10) représente un modèle 3D de piston sur sa forme finale.

III.2.2.6. Construction de vilebrequin

III.2.2.6.1. Construction de la forme du vilebrequin 2D

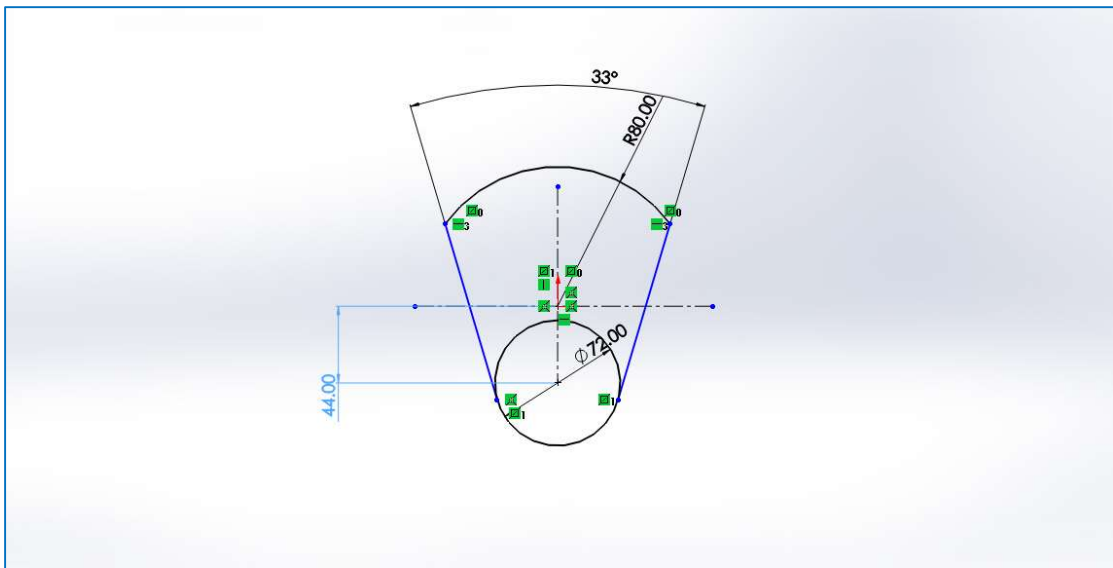


Fig III.11 : *Étape de la construction d'une forme 2D de vilebrequin*

La figure (III.11) montre le prochain modèle en trois dimensions pour vilebrequin en tenant compte des dimensions.

III.2.2.6.2. Construction de la forme du vilebrequin 3D

Il n'est pas facile de construire un modèle tridimensionnel de vilebrequin, car nous en avons construit une partie et l'avons dupliquée en plusieurs parties intégrales et parallèles avec une fonction "Mirror" dans SolidWorks, en tenant compte des dimensions nécessaires et des mesures exactes.

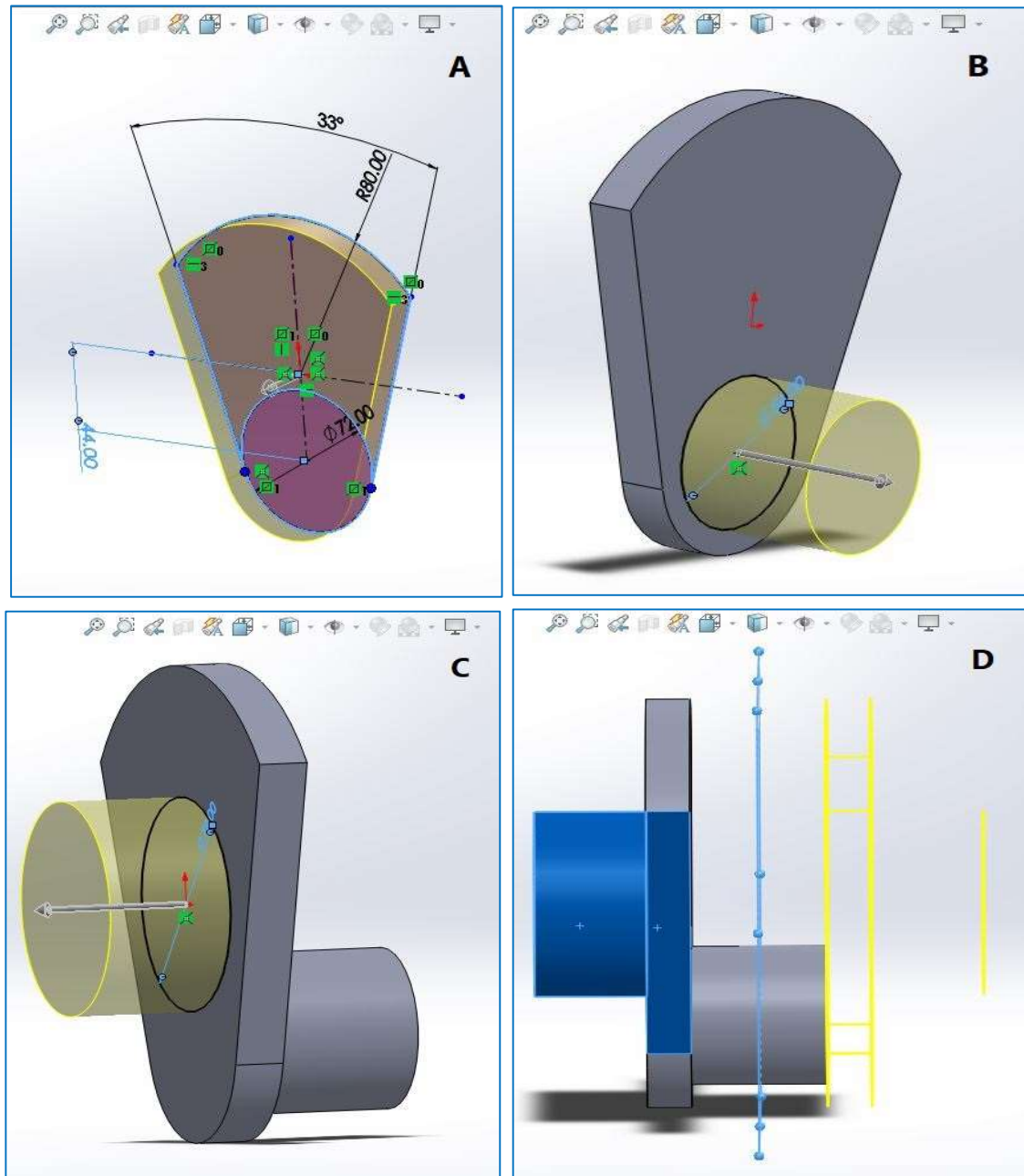


Fig III.12.A.B.C.D : *Étapes de la construction d'une forme 3D de vilebrequin*

La figure (III.12.A.B.C.D) illustre les étapes les plus importantes pour construire un modèle 3D pour vilebrequin

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du vilebrequin

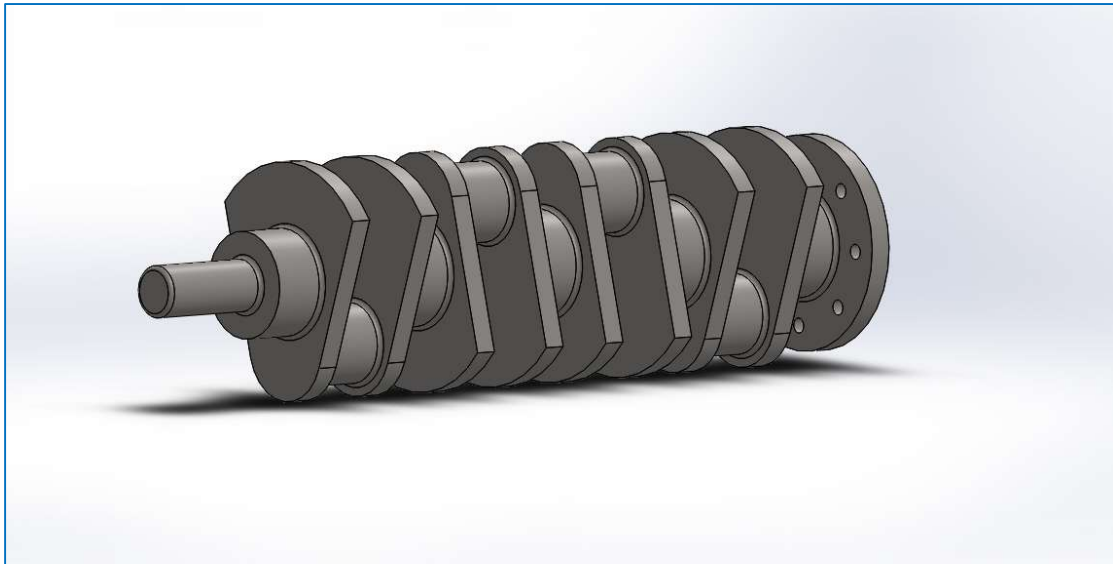


Fig III.13 : *Le vilebrequin final*

La figure (III.13) représente un modèle 3D de vilebrequin sur sa forme finale.

III.2.2.7 : Assemblez les pièces

Il est difficile de construire une forme 3D d'un objet aussi complexe que la bielle manivelle, nous avons rassemblé toutes les pièces avec la fonction d'assemblage dans Solid Works,

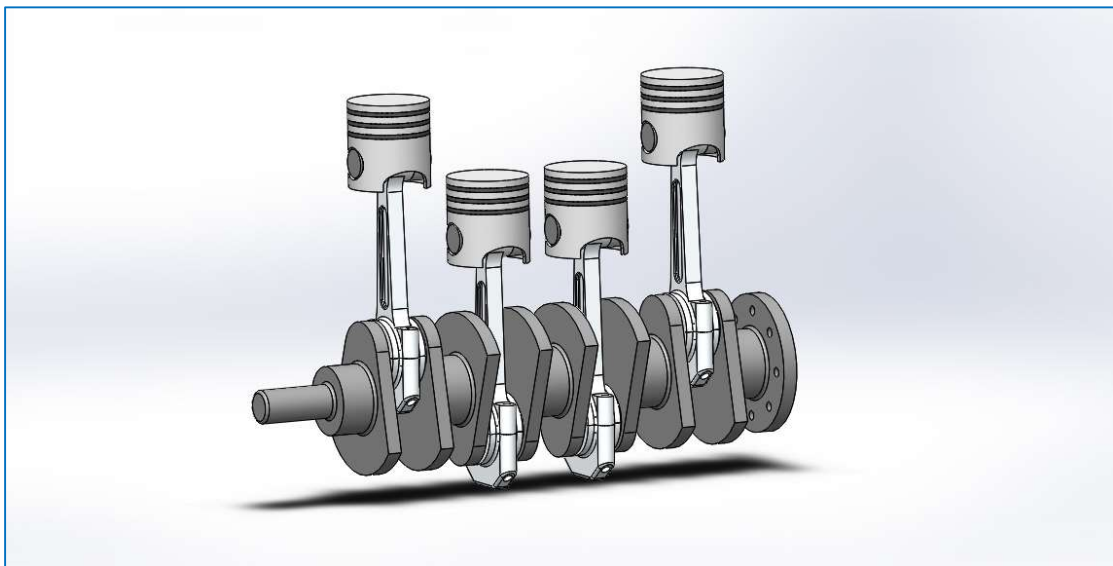


Fig III.14 : *Bielle manivelle finale*

La figure (III.14) montre l'image finale obtenue après l'assemblage.

III.3. Résultats et interprétation

III.3.1. Définition de ANSYS

ANSYS (Système d'analyse) est un logiciel brillant utilisé pour des analyses très complexes et cruciales qui jouent un rôle essentiel dans l'ingénierie d'aujourd'hui. Il s'agit essentiellement d'un logiciel de simulation technique. Ce logiciel spécial n'a pas d'application parallèle qui pourrait se trouver à côté de lui. ANSYS a deux dimensions principales. Technologie de simulation : mécanique des structures, multiphasique, dynamique des fluides, dynamique explicite, électromagnétique et hydrodynamique (AQWA).

Dans cette partie, nous effectuerons deux types d'études numériques Sur le programme ANSYS : Analyse modale et Analyse statique.

III.3.2. Matériaux

Nous avons choisi le type de métal spécial pour chaque pièce :

- Le piston : alliage d'aluminium
- La bielle : alliage d'aluminium
- Le Vilebrequin : acier

III.3.3. Analyse modale

L'analyse modale vous permet de calculer les fréquences naturelles et les déformations modales de votre modèle. Vous pouvez également observer la réponse en fréquence naturelle de votre modèle soumis à des charges dépendant du temps et / ou oscillatoires /vibratoires, en exécutant une analyse dynamique, de quelque type que ce soit : transitoire, harmonique, aléatoire ou choc.

III.3.3.1. Les fréquences naturelles de bielle manivelle

Nous avons fait 6 modes à notre modèle, Où chaque fois que nous obtenons la valeur de fréquence naturelle du modèle, Les fréquences de la bielle manivelle sont présentées dans les tableaux ci-dessous :

Tableau III.1 : Les fréquences naturelles de la bielle manivelle

Mode	Fréquences [Hz]
1	104.15
2	104.24
3	104.24
4	105.76
5	205.3
6	206.14

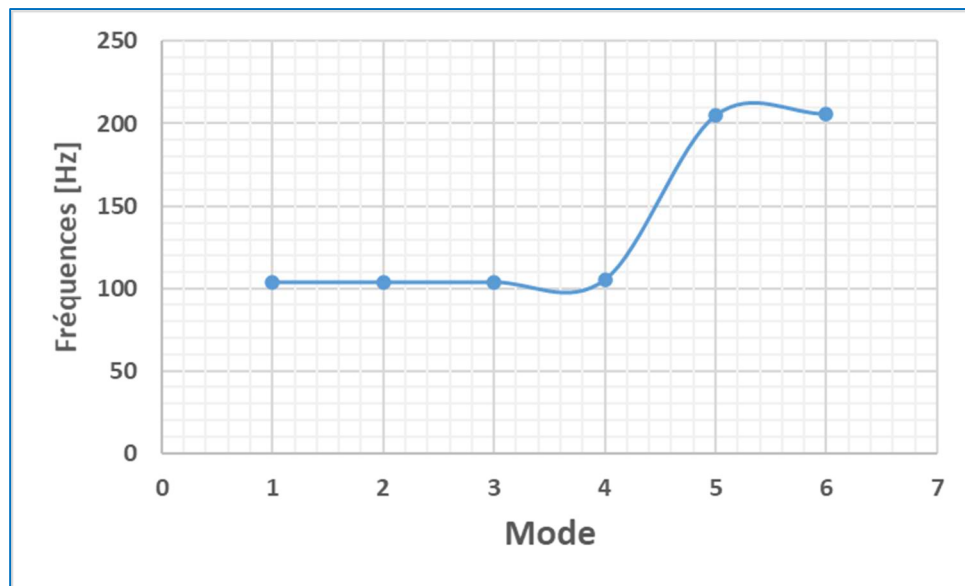


Fig III.15 : La fréquence en fonction numéro de mode

La Figure (III.15) montre la courbe des changements de fréquence en termes de nombre de mode :

Nous remarquons que l'augmentation du mode, la fréquence sera augmentée, Où il a atteint la valeur la plus élevée pour la fréquence égale 206.14 Hz

III.3.3.2. Les déformées modales

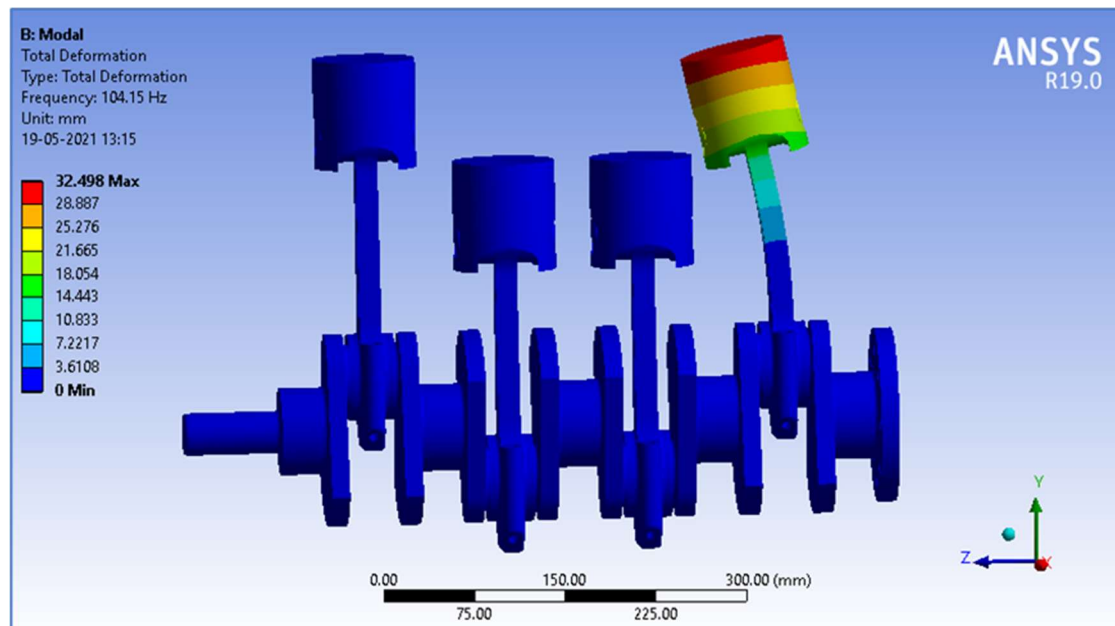
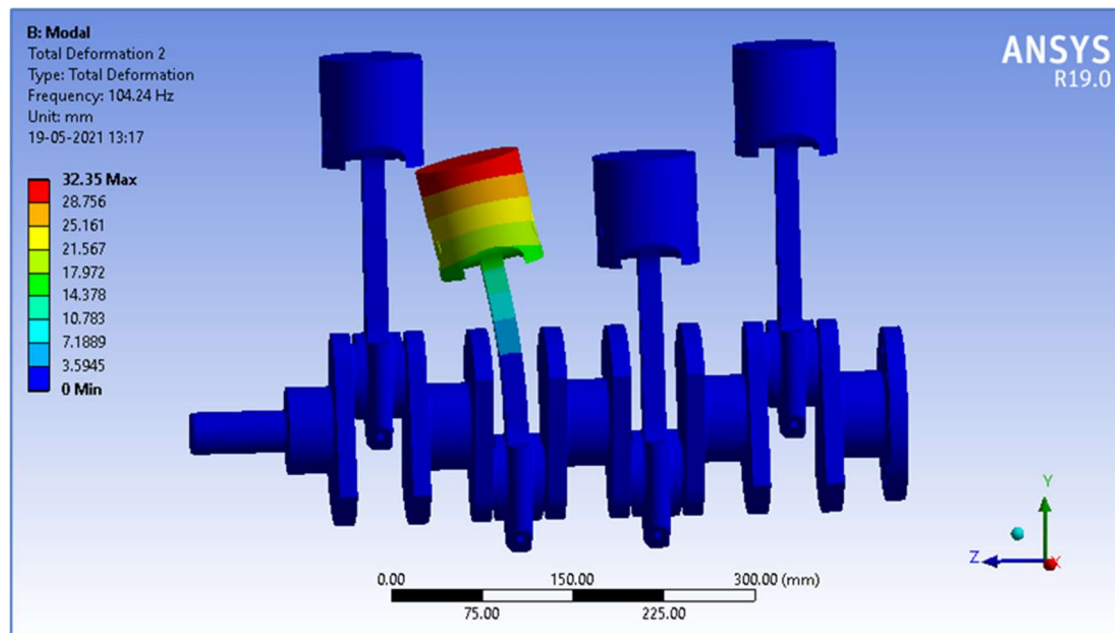
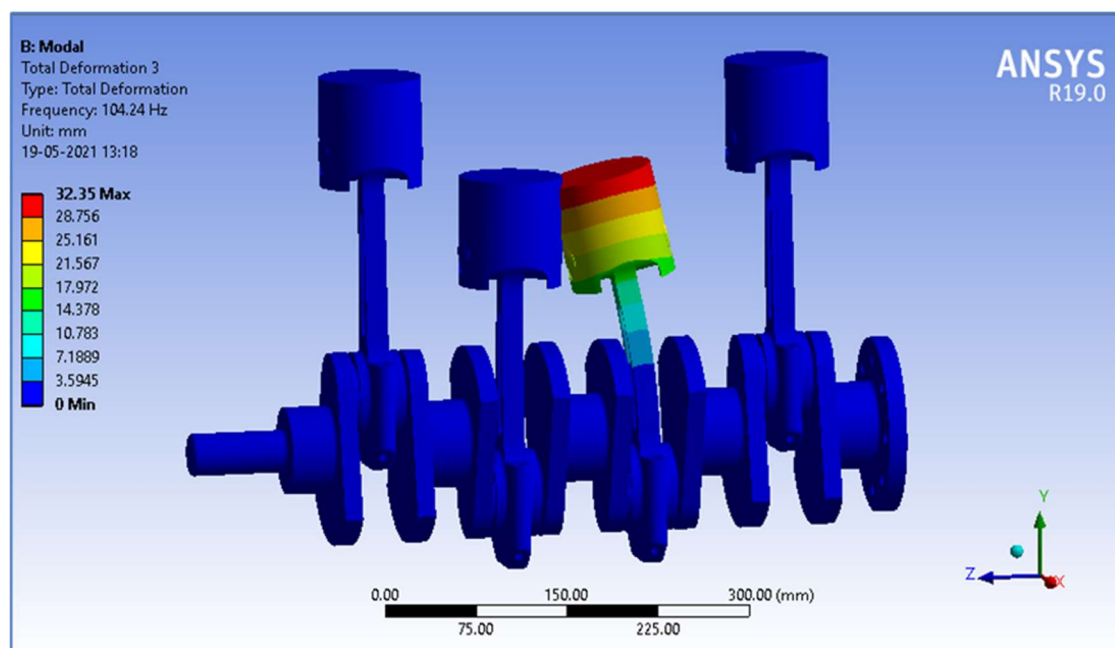
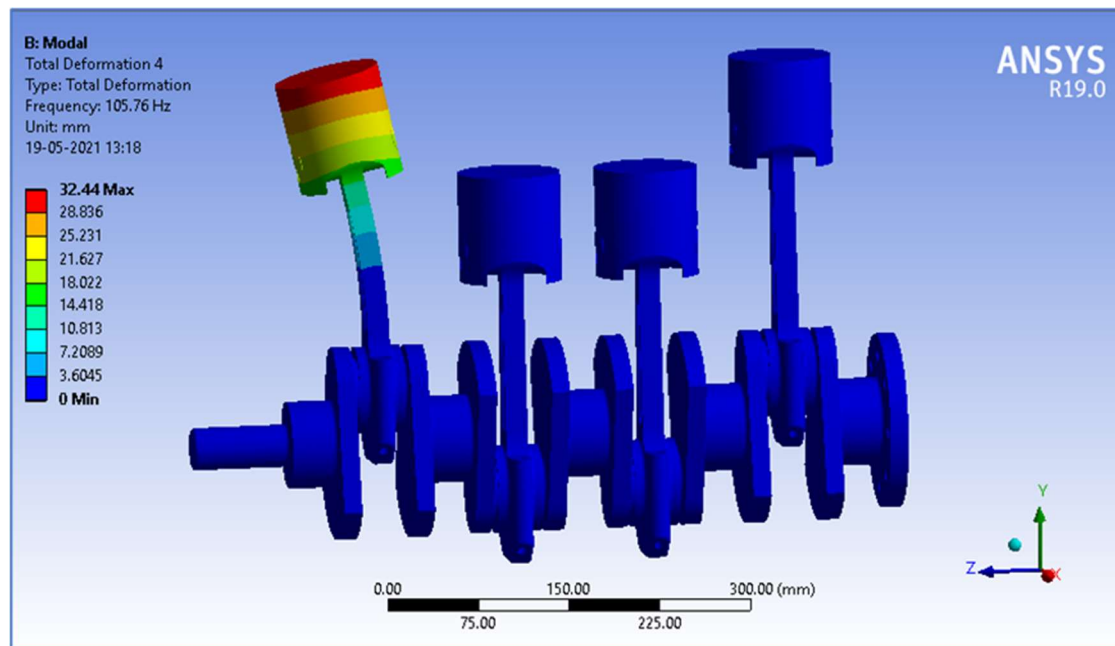
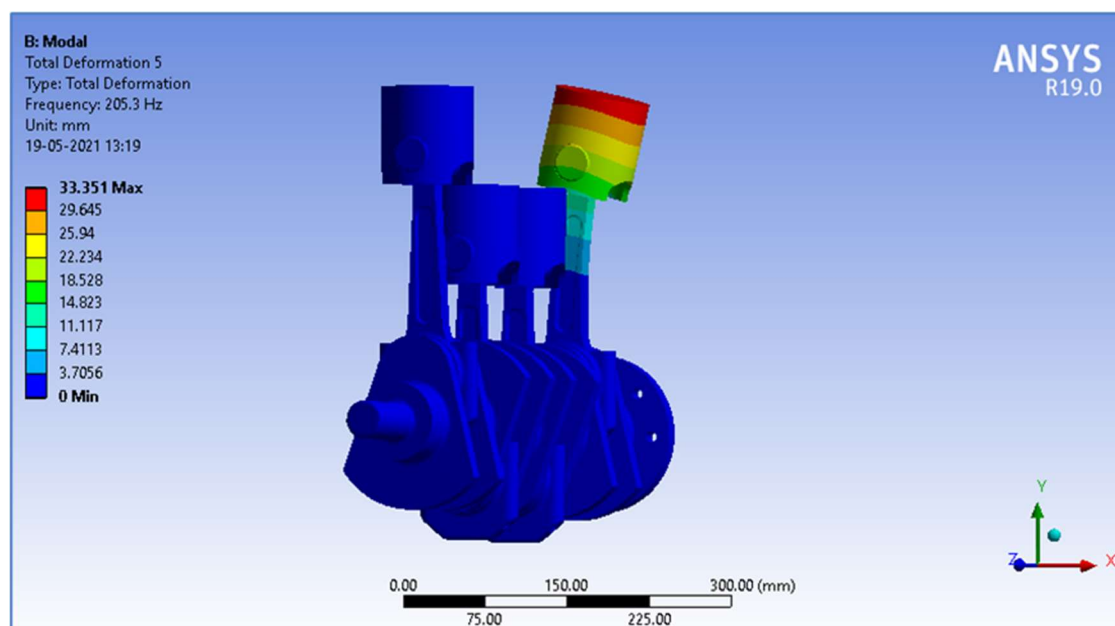


Fig III.16 : Mode de 1^{ère} déformée

Fig III.17 : Mode de 2^{ème} déforméeFig III.18 : Mode de 3^{ème} déformée

Fig III.19 : Mode de 4^{ème} déforméeFig III.20 : Mode de 5^{ème} déformée

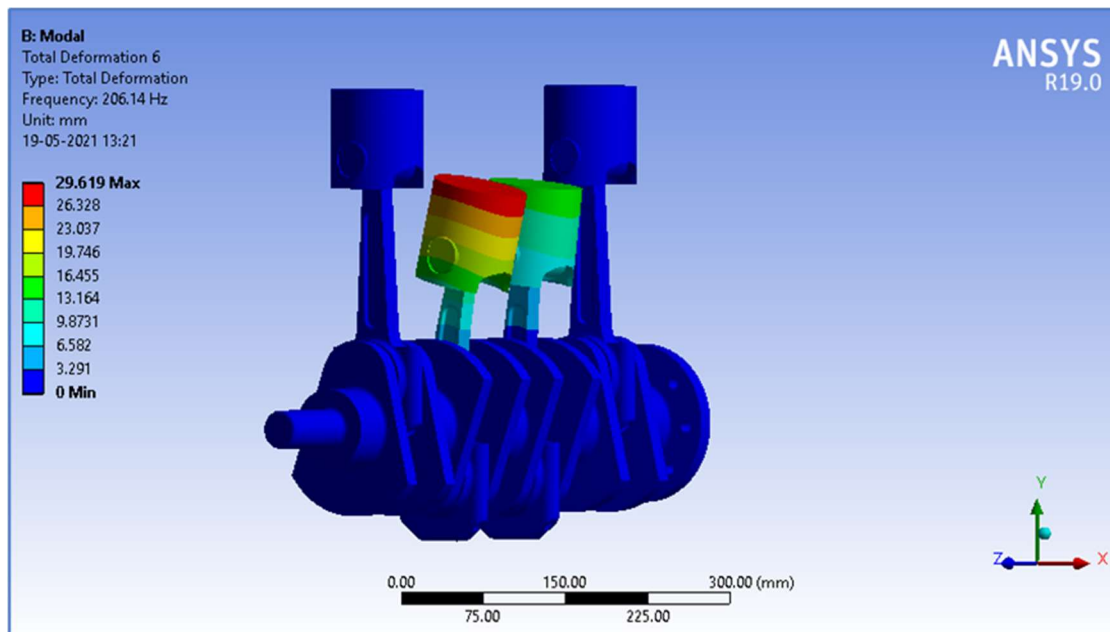


Fig III.21 : Mode de 6^{ème} déformée

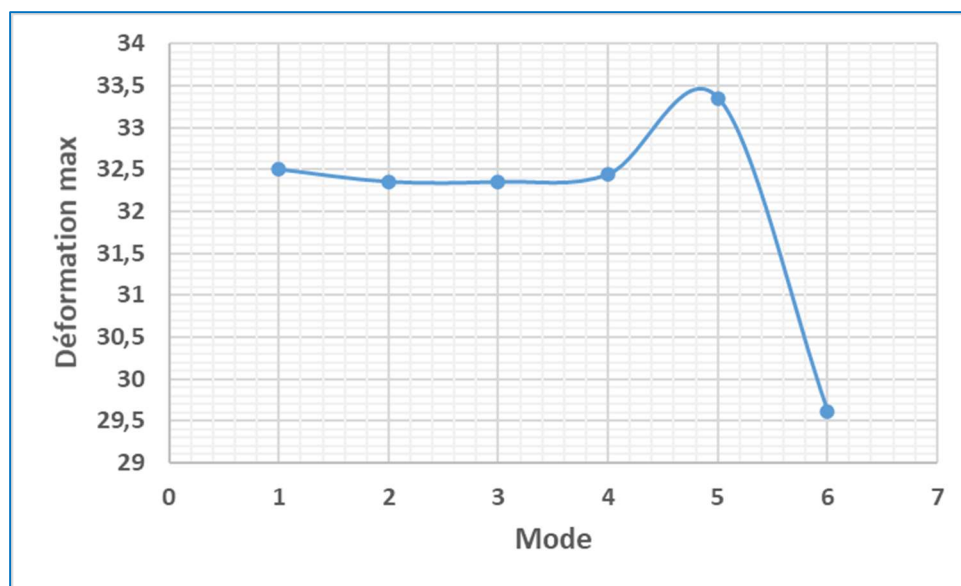


Fig III 22 : La relation entre la déformation max et mode

La Figure (III.22) montre le courbe des Changements de déformation max en termes de mode.

Où Nous remarquons que la valeur la plus élevée pour la déformation lorsque le mode 5, Où il a atteint 33.351 mm

Par rapport à la figure (III.21), nous notons que la valeur maximale est la fréquence est 206.14 Hz où elle est hors valeur pour la déformation 29.619 mm, Cela indique que la valeur de la fréquence lorsque le mode 6 est la meilleure valeur, Nous concluons que l'augmentation la fréquence diminue la vibration et la déformation.

III.3.4. Analyse statique

Une analyse structurelle statique détermine les déplacements, les contraintes, les déformations et les forces dans les structures ou les composants provoqués par des charges qui n'induisent pas d'inertie et d'effets d'amortissement significatifs.

III.3.4.1. Conditions aux limites

Tous les nœuds qui se trouvent au niveau des tourillons de vilebrequin sont fixés en translation et en rotation, déplacement et rotation nulle selon l'axes xyz.

Nous avons appliqué une pression au niveau de la couronne du piston (Surface de piston) à une valeur $30\text{bar} = 3\text{ MPa}$ Au niveau de phase de combustion parce que la valeur de pression est élevée (pression max).

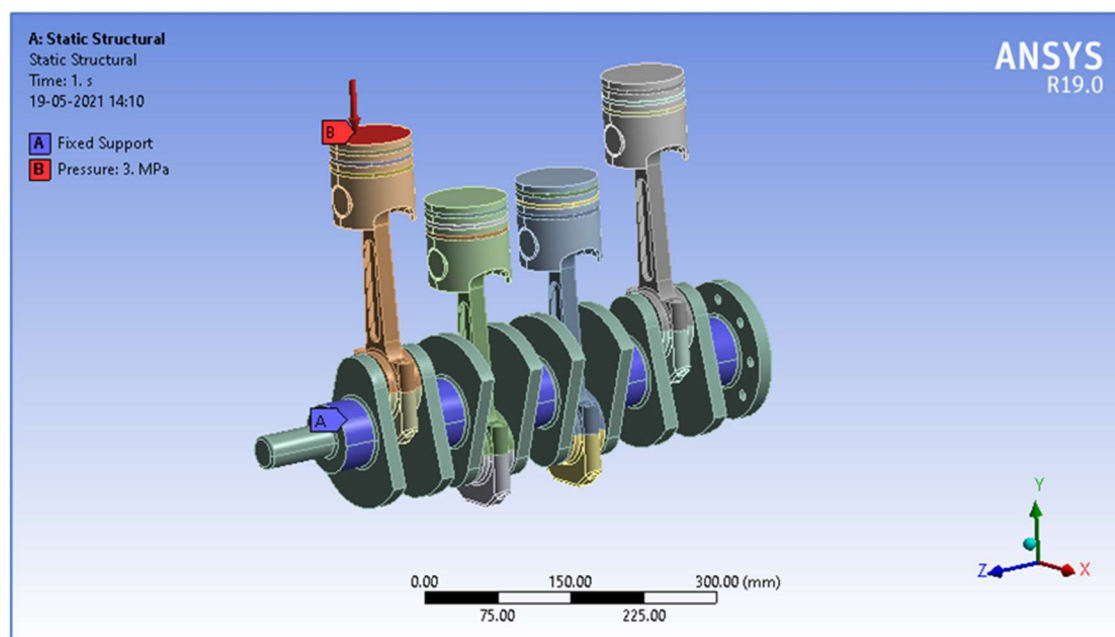


Fig III. 23 : Condition aux limites de la bielle manivelle

La figure (III.23) montre les conditions aux limites les plus importantes appliquées à une bielle manivelle.

III.3.4.2. Maillage

Le but de cette étude est d'obtenir une bonne approximation des déplacements et des contraintes en élasticité linéaire. On choisit d'abord les éléments trigonométriques Contient 3 nœuds.

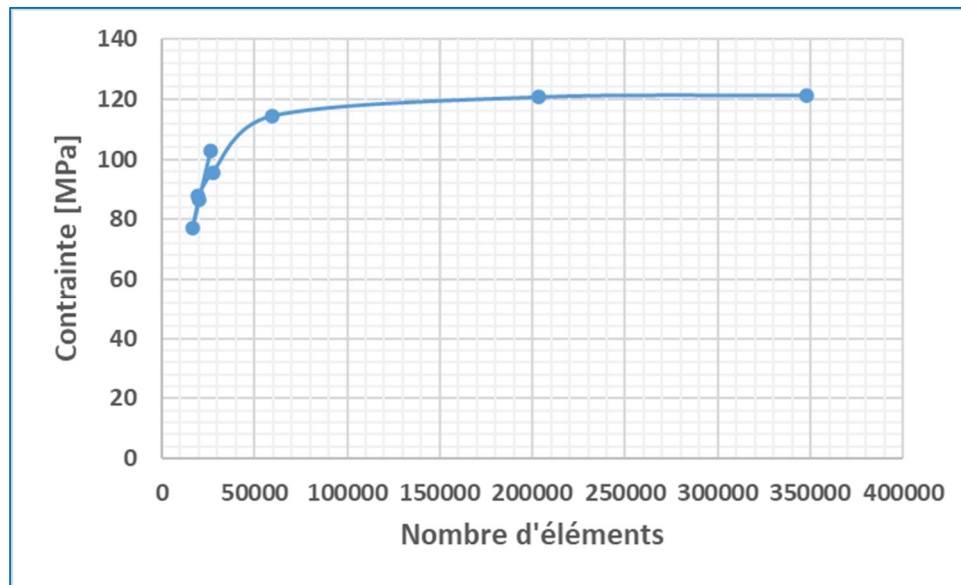
III.3.4.2.1. Méthode de maillage

Chaque fois que nous changeons le volume d'élément au niveau de maillage pour se rapprocher davantage de la solution, après avoir donné les valeurs de volume d'élément à chaque fois que nous enregistrons une valeur pour le nombre d'éléments et la contrainte.

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant.

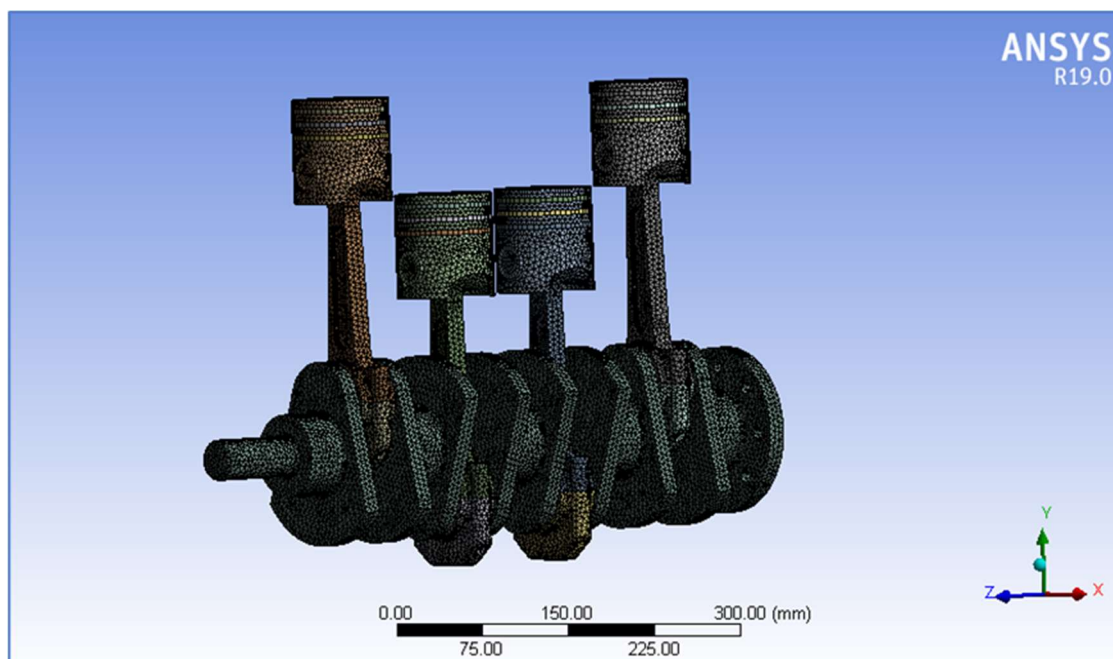
Tableau III.2 : Les valeurs des contraintes et le nombre d'éléments pour le volume d'élément

Volume d'élément [mm]	36	30	25	20	15	10	7	5
Nombre d'éléments	26525	16876	20016	19781	27630	59429	203563	347697
Contrainte max [MPa]	102.87	77.27	86.494	87.605	95.511	114.31	120.63	121.2

**Fig III.24 :** La contrainte évolue en fonction du nombre d'éléments

La figure (III.24) montre la courbe des modifications de contrainte maximum en termes de nombre d'éléments

La courbe paraissant stable aux deux valeurs proches de 120,63 et 121,2 de le volume d'élément et la plus précise de maillage est de 5 mm

**Fig III.25 :** Maillage de bielle manivelle

La figure (III.25) montre le maillage le plus précis à un volume de 5 mm, où le maillage contient 347697 éléments et 568965 nœuds

III.3.4.3. Le Déplacement de bielle manivelle

Nous appliquons trois Déplacements pour la directionnel de déformation.

Déplacement selon l'axe X :

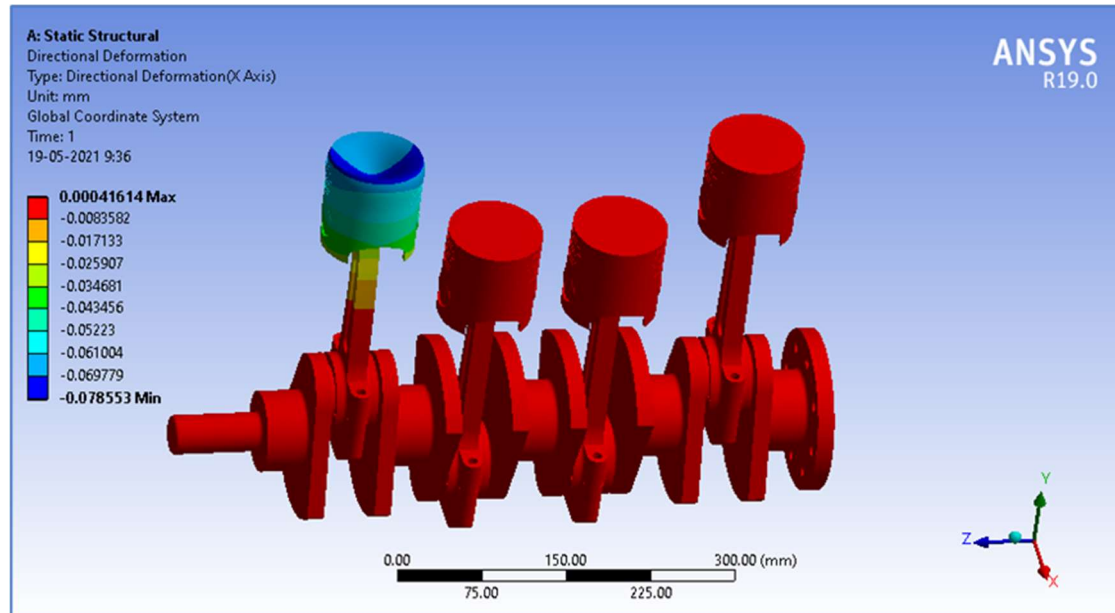


Fig III.26 : Déplacement selon l'axe X

Le valeur max de déplacement selon l'axe X : $D_{\max} = 0.00041614 \text{ mm}$

Déplacement selon l'axe Y :

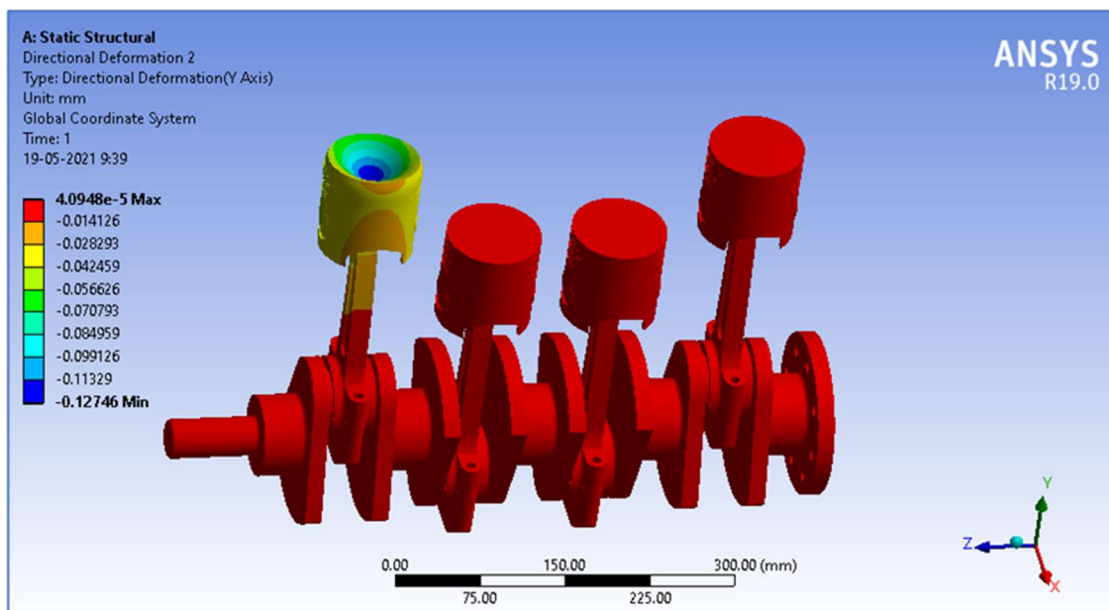


Fig III.27 : Déplacement selon l'axe Y

Le valeur max de déplacement selon l'axe Y : $D_{\max} = 4.0948 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$

Déplacement selon l'axe Z :

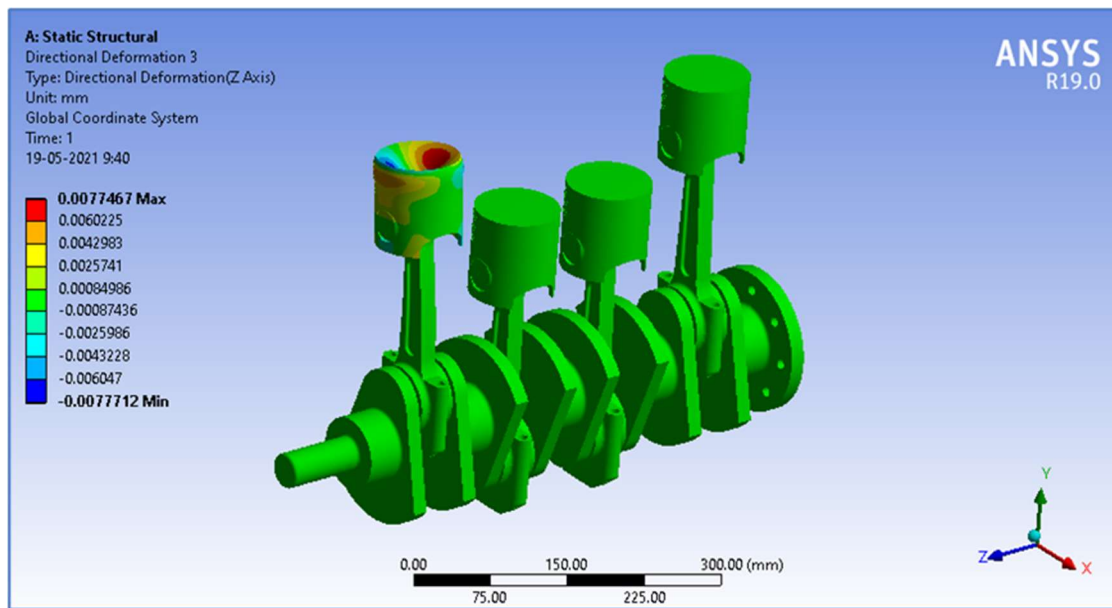


Fig III.28 : *Déplacement selon l'axe Z*

La valeur max de déplacement selon l'axe Z : $D_{\max} = 0.0077467$ mm

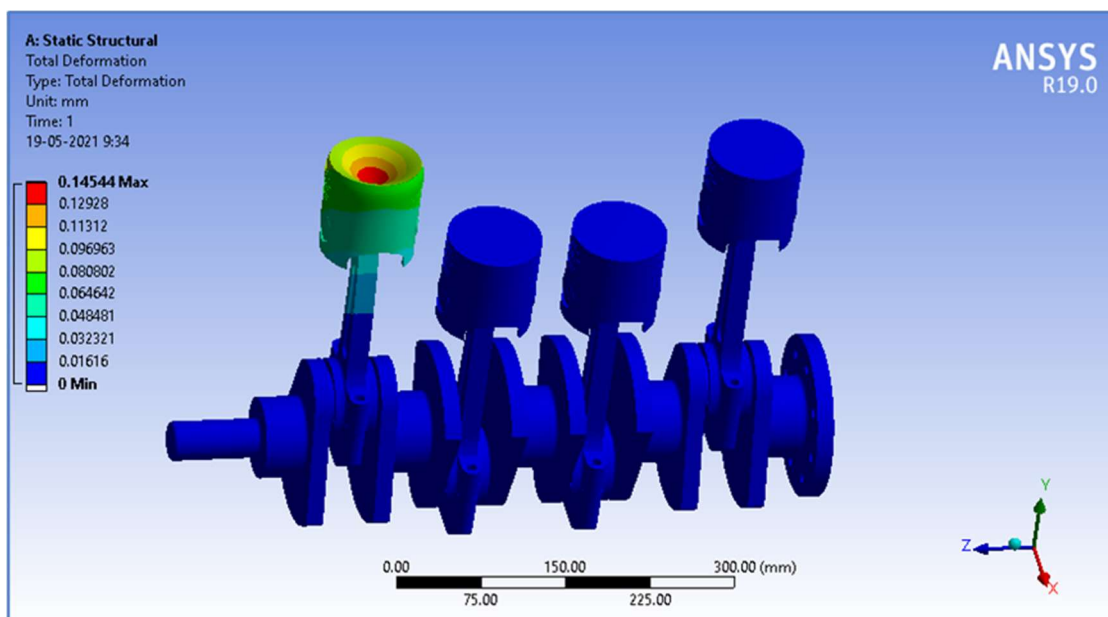


Fig III.29 : *Le déplacement total de la bielle manivelle*

La figure (III.29) montre le déplacement total de la bielle manivelle, où les déplacements max pour la directionnel de déformation : $D_{\max} = 0.14544$ mm

III.3.4.4. Les déformations de bielle manivelle

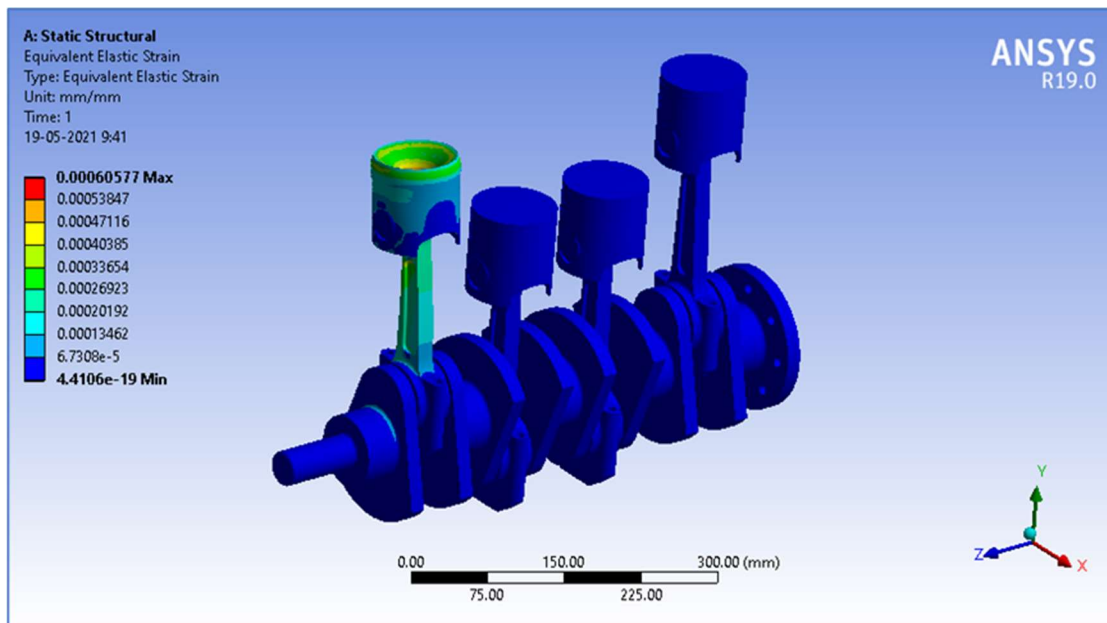


Fig III.30 : La déformation totale de la bielle manivelle

La figure (III.30) montre la déformation totale de la bielle manivelle, où la valeur maximale de déformation total $\epsilon_{\max} = 0.00060577$ au niveau de la couronne du piston (Surface de piston), Parce que ce dernier est causé par l'application d'une pression sur la couronne du piston (la surface du piston).

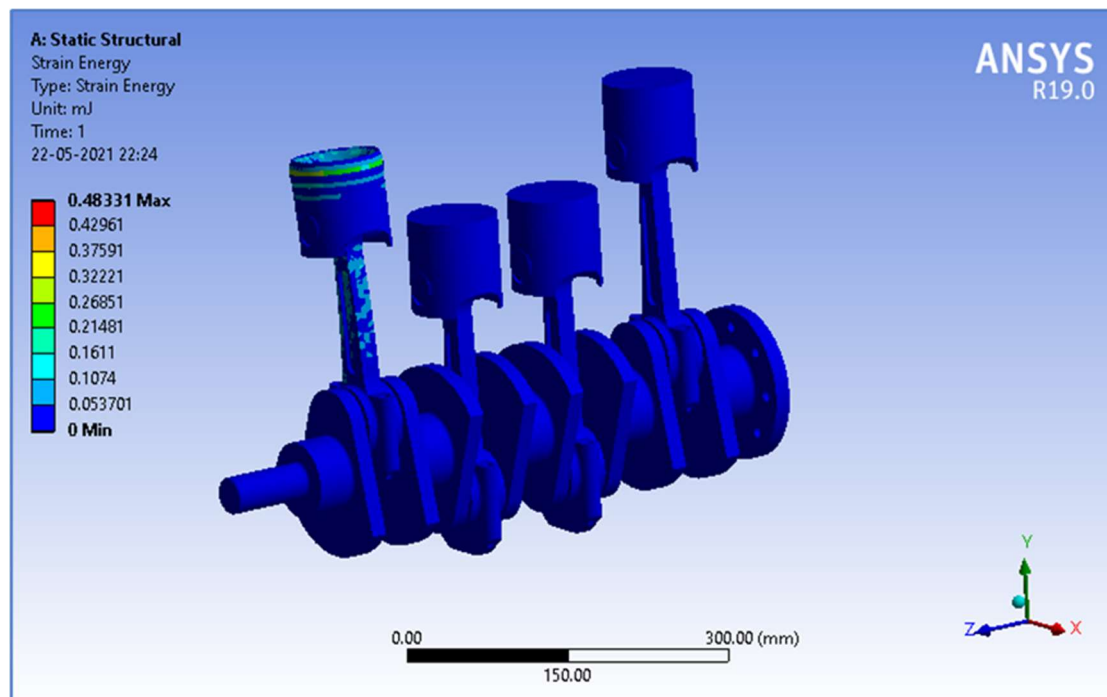


Fig III.31 : L'énergie de déformation

La figure (III.31) montre l'énergie nécessaire pour se déformer, où la valeur de l'énergie maximale nécessaire pour se déformer : $E_{\max} = 0.48331$ mJ

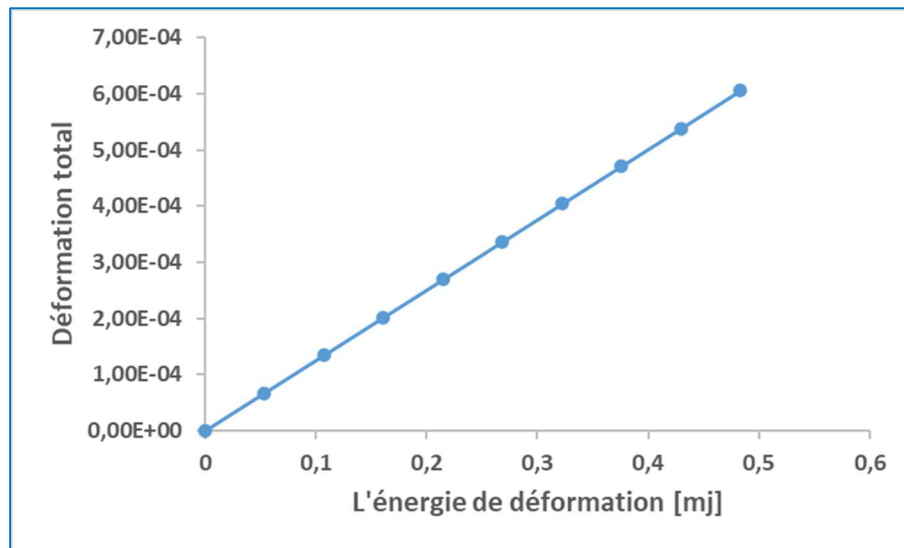


Fig III.32 : La relation entre la déformation totale et l'énergie de déformation

La figure (III.32) montre la courbe la relation entre la déformation totale et l'énergie de déformation, où nous remarquons que l'augmentation de l'énergie nécessaire pour se déformer, la déformation sera augmentée.

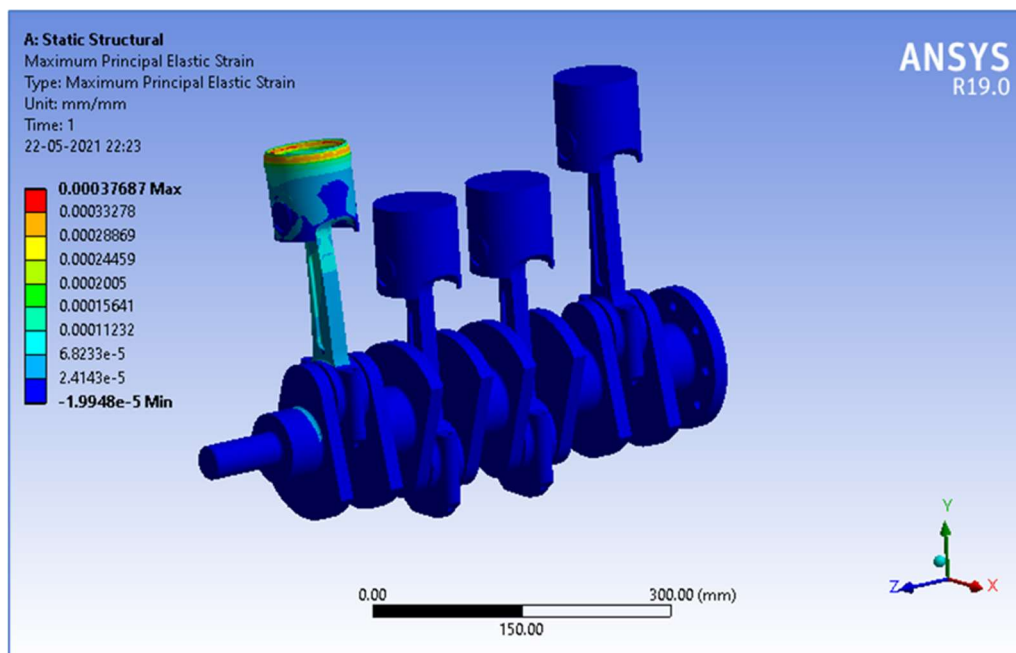


Fig III.33 : La déformation maximale de principale

La figure (III.33) montre la déformation maximale de principale de la bielle manivelle, où la valeur maximale de la déformation principale (le facteur de sécurité) est la valeur limite pour

La sécurité et pour éviter la déformation, où la valeur max de la déformation maximale de principale égale 0.00037687.

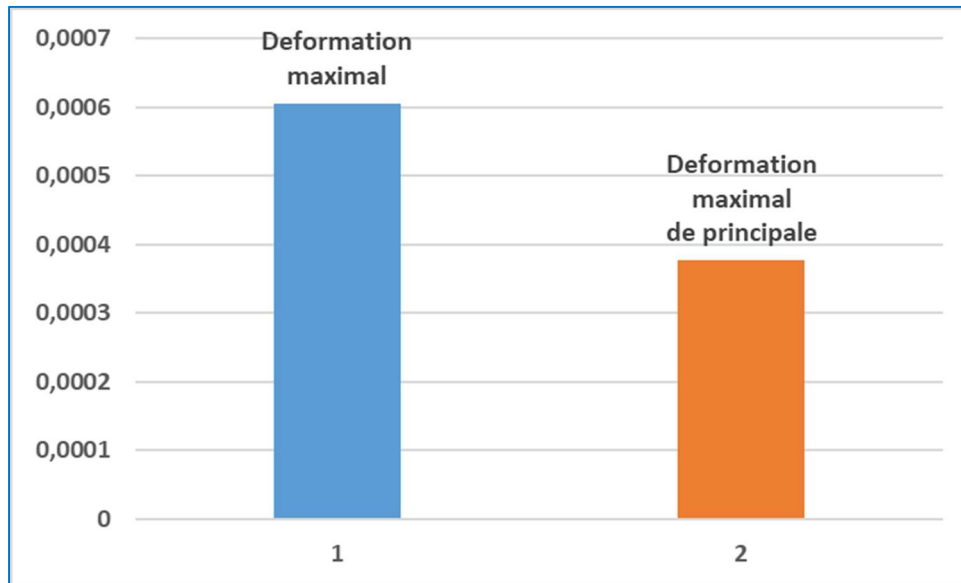


Fig III.34 : La relation entre la déformation max et la déformation maximale de Principale

La figure (III.34) montre le schéma la relation entre la déformation max et la déformation maximale de principale (le facteur de sécurité), où la valeur 0,00060577 exprime la valeur maximale atteinte par la déformation, tandis que la valeur 0,00037687 exprime la sécurité et l'évitement de la déformation, puisque la phase entre les deux valeurs [0,00037687;0,00060577] est appelé la phase critique, Lorsque la valeur de sécurité maximale de 0,00037687 est dépassée, cela indique que la pièce est entrée dans la phase critique (le chemin vers la déformation maximale).

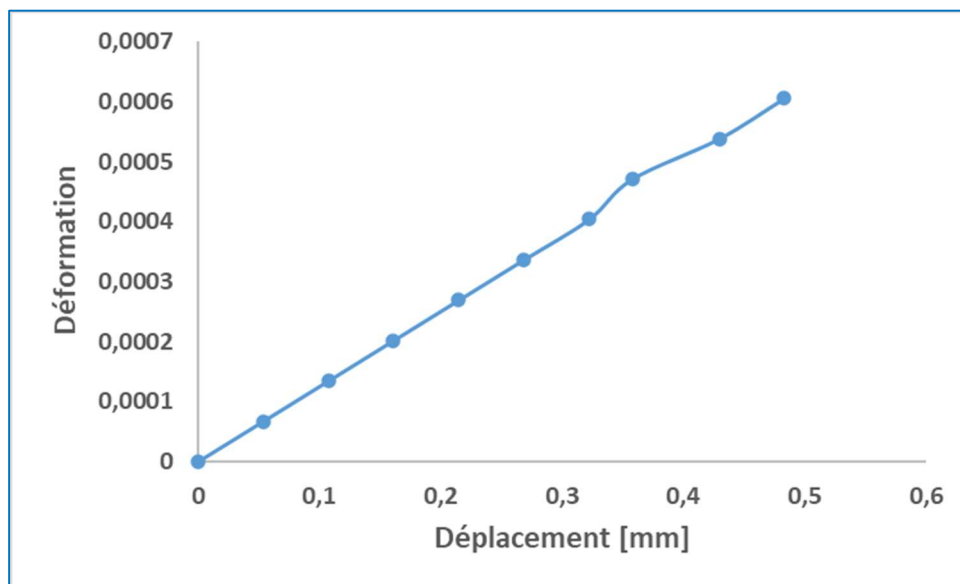


Fig III.35 : La relation entre la déformation totale et le déplacement total

La figure (III.35) montre la courbe la relation entre la déformation totale et le déplacement total, où nous remarquons que l'augmentation du déplacement, la déformation sera augmentée

III.3.5.5. Les contraintes de la bielle manivelle

La contrainte est la force appliquée sur la surface de La pièce,

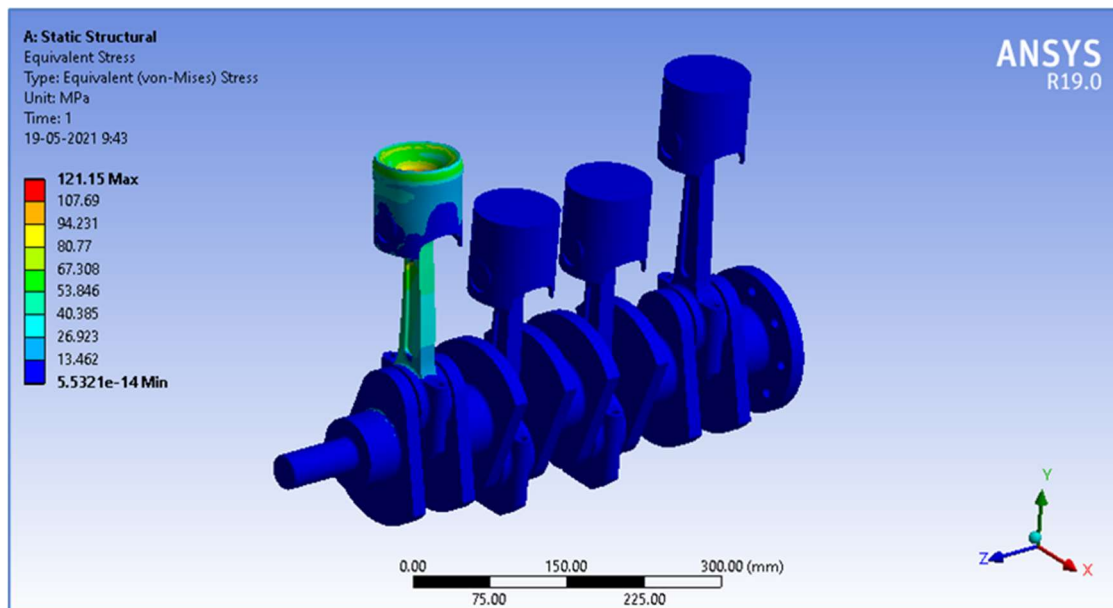


Fig III.36 : La contrainte de la bielle manivelle

La figure (III.36) montre la contrainte de la bielle manivelle, où la valeur max de la contrainte figure (III.36) $\sigma_{max} = 121.15 \text{ MPa}$

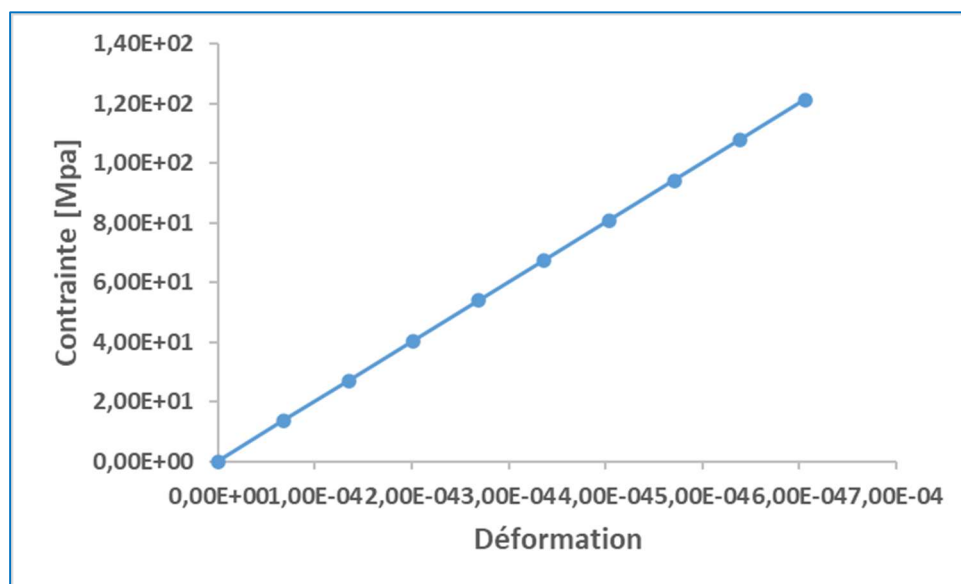


Fig III.37 : La relation entre la déformation totale et la contrainte

La figure (III.37) montre la courbe la relation entre la déformation totale et la contrainte, où nous remarquons que l'augmentation de la déformation, la contrainte sera augmentée

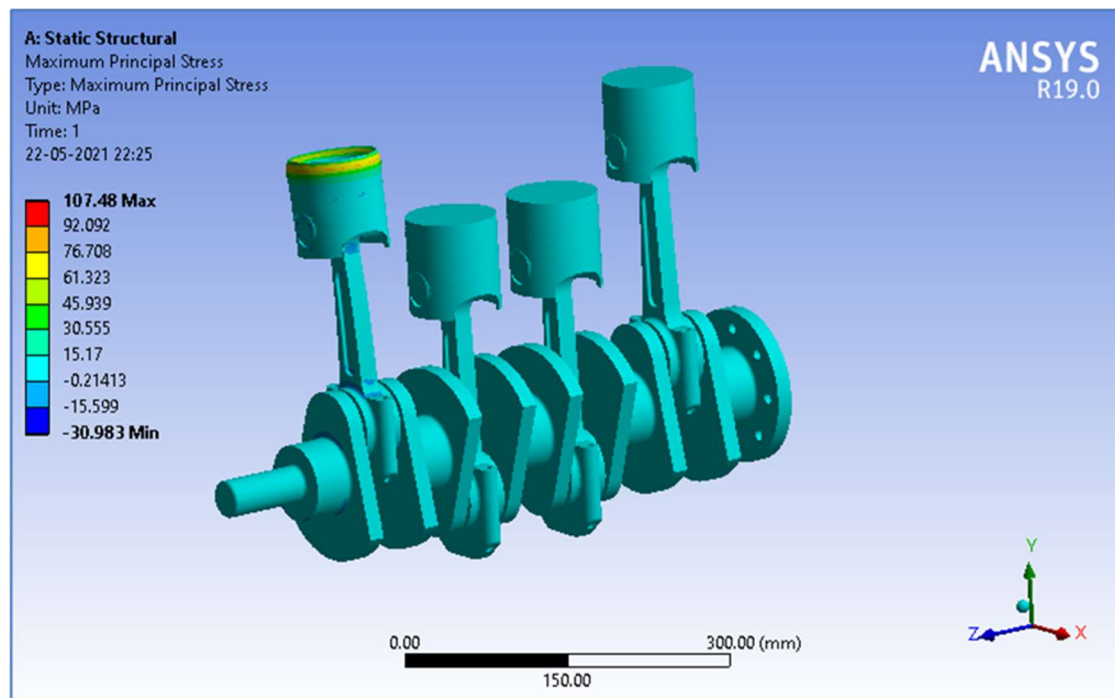


Fig III.38 : La contrainte maximale de principale

La figure (III.38) montre la contrainte maximale de principale (le facteur de sécurité) de la bielle manivelle, où la valeur max de La contrainte maximale de principale (le facteur de sécurité) égale 107.48 MPa.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons effectué deux types de simulations numériques du bielle manivelle, une analyse modale où nous avons extrait les valeurs des fréquences naturelles en termes de mode, où elles étaient meilleures pour la fréquence lorsque mode 6 et enregistre donc moins de valeur pour la déformation.

Par contre, nous avons fait une analyse statique qui inclut la recherche de déformation, de contrainte et le déplacement du bielle manivelle après avoir appliqué une pression au niveau de la couronne du piston (Surface de piston) dans la phase de combustion à l'intérieur du moteur à essence, Où nous avons enregistré les valeurs maximales de la déformation et de la contrainte au niveau de la couronne du piston (Surface de piston) due à l'application de la pression, et nous avons également enregistré les valeurs de déplacement sur les trois axes X,Y et Z.

La fonction principale du piston d'un moteur IC est de recevoir l'impulsion du gaz en expansion et de transmettre l'énergie au vilebrequin à travers la bielle c'est ce qu'on appelle le système de bielle manivelle, l'objectif actuel de ce projet est d'assembler le piston, la bielle et le vilebrequin pour moteur essence à 4 temps, les pièces sont conçues et assemblées à l'aide du logiciel de modélisation 3D SolidWorks, où a été le matériau choisi pour les trois pièces (Alliage d'aluminium) pour piston et bielle, et (acier) pour vilebrequin, le maillage et L'analyse par éléments finis se fait dans programme ANSYS et deux types de simulations se fait dans ce programme (analyse modale et analyse statique), l'analyse modale est utilisée pour déterminer les caractéristiques de vibration (fréquences naturelles et formes de mode) des trois composants

comme c'était la valeur maximale de la fréquence naturelle 206.14 Hz au mode 6, L'analyse structurelle est utilisée pour déterminer les déplacements et les contraintes et la déformation, facteur de sécurité sous statique, où la valeur de déformation maximale est atteinte 0.00060577 et la contrainte maximale 121.15 MPa parce que ce dernier est causé par l'application d'une pression sur la couronne du piston (la surface du piston) avec valeur 30 bar.

Conclusion générale

Conclusion générale

À la fin de cette recherche, nous avons pu souligner les aspects de la recherche (simulation numérique du système bielle manivelle du moteur à combustion interne), et nous avons développé tous les aspects théoriques et le processus de recherche, où nous offrons tous les concepts et relations avec l'aspect théorique de la recherche, sur (système bielle manivelle), cette rubrique nous demande une étude approfondie à ce sujet, ajouté à ces aspects personnels imposés à la recherche.

Où Dans ce sujet, nous avons discuté de l'importance du système de bielle manivelle dans la conversion du mouvement, car il convertit le mouvement linéaire alternatif résultant de la pression du piston après la combustion du mélange air-carburant en un mouvement de rotation vers l'arbre à travers la bielle, où nous avons étudié la traduction de ce mouvement par la méthode des éléments finis en plus de connaître tous les facteurs affectant la conversion du mouvement, où nous avons dû effectuer une simulation numérique au niveau de ce système pour découvrir les facteurs les plus importants affectant et entravant le conversion d'énergie.

Dans ce projet, les pièces principales du piston du moteur, de la bielle et du vilebrequin sont conçues à l'aide de calculs théoriques pour les spécifications du moteur données. Les pièces conçues sont modélisées et assemblées dans le logiciel de modélisation 3D SolidWorks. Les matériaux utilisés sont alliage d'aluminium pour le piston et la bielle, et l'acier pour le vilebrequin.

Où nous avons effectué une analyse modale qui comprend la recherche des fréquences naturelles pour les 6 modes, d'après ce que nous avons remarqué une augmentation significative des fréquences naturelles, car la valeur la plus élevée de la fréquence atteint 206,14 Hz à la mode 6, ce qui s'accompagne du moindre déplacement de la vibration s'élevant à 29,619 mm, autrement dit, plus la fréquence est élevée, plus l'amplitude de vibration est faible, D'autre part, nous avons effectué une analyse statique basée sur la recherche des déformations et des contraintes en plus du déplacement et du facteur de sécurité, après avoir appliqué une valeur de pression 3 MPa au niveau de la couronne du piston (Surface de piston) dans phase combustion, car cet étage a une valeur de pression élevée, où la valeur de déformation maximale est de 0,00060577 et la contrainte maximale est de 121,15 MPa ,en plus de comparer la déformation maximale avec la contrainte maximale, où nous avons remarqué que plus la déformation est grande, plus la contrainte est grande, de plus, nous avons comparé la déformation maximale avec le facteur de sécurité pour clarifier l'évitement de la déformation et l'enregistrement des valeurs de déplacement sur les axes x,y,z.

Au futur, on souhaite pour approfondir la recherche sur ce sujet à considérer L'importance du système bielle manivelle dans la contribution à la conversion d'énergie au niveau des moteurs à combustion interne, cela ouvre la voie à la continuation de cette recherche dans le domaine des moteurs à combustion interne.

Les références

- [1] Duysinx, Pierre. "Moteurs à Combustion Interne."
- [2] <https://www.clicours.com/cours-differents-types-de-moteurs-et-fonctionnement-du-moteur-4-temps/>
- [3] Dr. Mohamed BENCHERIF, "POLYCOPIE Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation" Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf, 2018
- [4] <http://autoreparateur.blogspot.com/p/moteur-thermique-fonctionnement-des.html>
- [5] <http://www.sciences-technologies.net/genie-mecanique/16-systeme-bielle-manivelle.html>
- [6] <http://mecanik.blogspot.com/2009/05/systeme-bielle-manivelle.html>
- [7] <https://si.blaisepascal.fr/1t-mecanisme-bielle-manivelle/>
- [8] <https://www.alloprof.qc.ca/fr/eleves/bv/sciences/les-mecanismes-de-transformation-du-mouvement-s1437>
- [9] <https://docplayer.fr/157454-Principe-de-fonctionnement-du-moteur-4-temps.html>
- [10] <http://optionauto.centerblog.net/314026-Elements-constitutifs-d-un-moteur>
- [11] <http://www.toutsurlamoto.com/le-piston.html>
- [12] Hornby Hobbies 4/A42509 FR 1016 RP
- [13] [http://www.lyrfac.com/soutiens/knbase/pdf/piston%20\(mecanique\).pdf](http://www.lyrfac.com/soutiens/knbase/pdf/piston%20(mecanique).pdf)
- [14] http://www4.acnancymetz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/1_motorisation/stockage_le%20ons_technologie/organes-du-moteur.pdf
- [15] <https://www.techno-science.net/definition/133.html>
- [16] <https://www.futura-sciences.com/tech/definitions/smartmotion-vilebrequin-19046/>
- [17] www.techniques-ingenieur.fr, Techniques du bâtiment : Connaître les matériaux de la construction
- [18] Documentation TITANE SERVICES (reproduction interdite) : www.titane-services.eu, Caractéristiques techniques du-Titane
- [19] www.techniques-ingenieur.fr, Propriétés et usages des aciers et des fontes
- [20] www.techniques-ingenieur.fr, Traitements de surface des métaux en milieu aqueux
- [21] <https://www.presco.fr/informations-technique/les-alliages-de-nickel/>
- [22] M. Colombie et al : matériaux industriels, Matériaux métallique. (Propriété chimique)
- [23] http://www.maths-au-quotidien.fr/lycee/DM/Systeme_bielle.pdf
- [24] <http://www.ondulex.com/page-mesures.html>
- [25] <https://www.mespiecesauto.com/bielle-origine-ou-bielle-forgée-avantage-comment-les-choisir-a-quoi-faire-attention/>

- [26] <https://www.itterbeek.org/uploads/documents/BEMPr%C3%A9dimensionnement.pdf>
- [27] <https://www.britannica.com/technology/slider-crank-mechanism>
- [28] Dr, DEGHOUDJ Samir, METHODE DES ELEMENTS FINIS, POLYCOPIE DE COURS Université Tébéssa, Faculté des sciences et de la Technologie (2018)
- [29] Hervé Oudin. Méthode des éléments finis. Engineering school. Ecole Centrale de Nantes, 2008, pp.63.ffcel-00341772v1f
- [30] Gherbi, M^{ed}. Taher, "Modélisation par éléments finis d'une pale d'hélicoptère sous chargement aérodynamique", mémoire magister Université Boumerdès, Faculté des sciences de l'Ingénieur (2010).
- [31] DEGHOUM Khalil, FRIOUA Ali, " Modélisation par éléments finis d'un profile NACA 23012 sous chargement aérodynamique", mémoire MASTER Université d'El-Oued(2018).
- [32] Slimani Mohammed, " Etude du comportement dynamique des structures à barres comportant des fissures" Mémoire Magister, Université Tlemcen (2013).
- [33] A. Bendali, " Méthode des éléments finis" Mémoire, Département de génie mathématique, Toulouse (2013).
- [34] M. Costes, P. Beaumier, N. Bettschart, P. Gardarein, "Méthodes de calcul aérodynamiques appliquées aux hélicoptères", La Recherche Aérospatiale, 1995, no 3 ,pp. 167-184
- [35] Brent Bailey, "Investigation of a Composite Hingeless Helicopter Rotor Blade with Integral Actuators", Department of Mechanical and Aerospace Engineering Carleton University Ottawa, April 17, 2000.
- [36] Batoz J.L.et Dhatt G. Modélisation des structures par éléments finis. Volume 2 : poutres et plaque. Hermès, paris,1990.
- [37] Wang Tao, Mi Yan, " Finite Element Analysis of Cylinder Piston Impact Based on ANSYS/LS-DYNA" Article, School of Automation Beijing Institute of Technology Beijing, China (2012).
- [38] Mr. H D. Nitturkar¹, Mr. S M. Kalshetti², Mr. A R. Nadaf³, " Design and Analysis of Connecting Rod using Different Materials "International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), Mechanical Engineering, BSIET College, Kolhapur, Maharashtra, India, Volume: 07 Issue: 03, (2020), p-ISSN: 2395-0072.
- [39] Biradar Akshaydatta Vinayakrao¹, Prof. Swami M. C.², " Analysis and Optimization of Connecting Rod used in Heavy Commercial Vehicles "International Journal of Engineering Development and Research,Bidve Engineering College, Latur, Maharashtra, India, Volume 5,2017, ISSN: 2321-9939.
- [40] Aisha Muhammad^{1,2}, Mohammed A. H. Ali¹ and Ibrahim Haruna Shanono^{3,4}, " Fatigue and harmonic analysis of a diesel engine Crankshaft using ANSYS"Boock: iMEC-APCOMS 2019 (pp.371-376), University Malaysia Pahang, Pekan, January 2020.
- [41] K. Thriveni¹ Dr.B.JayaChandraiah², " Modeling and Analysis of the Crankshaft Using Ansys Software"International Journal of Computational Engineering Research, Srialahasteeswara Institute of Technology, Srialahasti,Vol 03,May 2013, Issue 5.
- [42] Ms. Jagruti K. Chaudhari, Dr. R. B. Barjibhe, " Experimental and Numerical Analysis of Crankshaft Used In Hero Honda Splendor Motorcycle "International Journal of New Technology and Research (IJNTR), University Jalgaon India, ISSN:2454-4116, Volume-2, Issue-7, July 2016, Pages 83-94.

- [43] G Gopal, L Suresh Kumar, D Gopinath and Uma Maheshwara Rao," Design and analysis of assembly of Piston, Connecting rod and Crank shaft" Research Article, Chinthalapudi Engg College. Ponnur.Guntur 522124, India, International Journal of Current Engineering and Technology, Vol.6, No.1 (Feb 2016).
- [44] L. Karthik Chakravarthy¹ Dr.P. Srikanth²," Assembly Analysis of Piston, Connecting Rod & Crankshaft" International Journal of Science and Research (IJSR), Faculty of Mechanical Engineering, VCE. Wgl. TS, ISSN (Online): 2319-7064 Index Copernicus Value (2013): 6.14, Impact Factor.(2013)
- [45] Xiao Ming Zhang,Yu Qing Wang, Jie Fang," Dynamic Simulation of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of Internal Combustion Engine Based on Virtual Prototype Technology "article, Henan Polytechnic University China.(2011),
- [46] Andoko^{1,*}, Nanang Eko Saputro²," Strength analysis of connecting rods with pistons using finite element method" article, Universitas Negeri Malang. 65145 Malang. Indonesia, (2018).