

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

*Filière : Génie Mécanique*

Option: Conception Mécanique et Productique

Réf:.....

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme de:**

**MASTER**

***Thème***

***Etude de conception d'un moteur diesel  
1.7 dCI monté sur les véhicules Renault***

**Présenté par:**

***Hassen MERZOUK***

**Proposé et dirigé par:**

***Dr. Kamel AOUES***

**Promotion : Juin 2017**

# Dédicace

*Je dédie ce travail à mes parents qui j'espère qu'ils  
Trouveront ici le fruit de leur amour et leur souffrance pour moi.*

*Et aussi à mon mariée et la plus belle fille de bébé Anfel.*

*A mes frères et tous les amis.*

*A toute ma grande famille ainsi que tous mes amis et camarades  
d'étude.*

*A tous ceux qui me connaissent et qui ne me connaissent  
Pas de prés et de loin.*

*Je dédie chaleureusement ce travail.*

*Hassen.*

# Remerciements

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

رَبِّ أَوْزَعْنِي أَنْ أَشْكُرَ نِعْمَتَكَ الَّتِي أَنْعَمْتَ عَلَيَّ وَعَلَىٰ وَالِدَيَّ وَأَنْ أَعْمَلَ

صَالِحًا تَرْضَاهُ وَأَدْخِلْنِي بِرَحْمَتِكَ فِي عِبَادِكَ الصَّالِحِينَ

*Notre remerciement s'adresse en premier lieu à Allah le tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donné durant toutes ces longues années.*

*Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur Mr. Kamel Aoues qui nous a apporté une aide précieuse. Nous lui exprimons notre gratitude pour sa grande disponibilité ainsi que pour sa compréhension et les encouragements qu'il nous a apportés...*

*Nos remerciements vont aussi à tous nos enseignants qui ont contribué à notre formation et à tous les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.*

*Enfin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel.*



# Sommaire

# Sommaire



# SOMMAIRE

<b>DEDICACE</b> .....	I
<b>REMERCIEMENTS</b> .....	II
<b>SOMMAIRE</b> .....	III
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	VII
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> .....	XI
<b>NOMENCLATURE</b> .....	XII
<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	1

## *CHAPITRE I: Etude bibliographiques sur les moteurs à combustion interne*

<b>I.1. Introduction</b> .....	3
<b>I.1.1. Chronologie de l'histoire des moteurs à combustion interne</b> .....	4
<b>I.2. Différents types des moteurs à combustion interne</b> .....	5
<b>I.2.1. Classification selon le temps</b> .....	5
I.2.1.1. Moteur deux temps .....	5
I.2.1.2. Moteur à quatre temps .....	7
<b>I.2.2. Classification selon la disposition des cylindres</b> .....	7
I.2.2.1. Moteur en ligne .....	7
I.2.2.2. Moteur avec cylindre en V .....	7
I.2.2.3. Moteur avec cylindre en W .....	8
I.2.2.4. Moteur à piston rotatif .....	8
I.2.2.5. Moteur en étoile.....	9
I.2.2.6. Moteur à cylindre opposées .....	9
<b>I.2.3. Classification selon le carburant</b> .....	10
I.2.3.1. Moteur à allumage commandé (essence) .....	10
I.2.3.2. Moteur à allumage par compression (diesel) .....	10
<b>I.3. Type des moteurs diesel</b> .....	14
<b>I.3.1. Moteur à injection directe</b> .....	14
<b>I.3.2. Moteur à injection indirecte</b> .....	14
I.3.2.1. Moteur à chambre de précombustion .....	15
I.3.2.2. Moteur à chambre de turbulente .....	16

## Sommaire

I3.2.3. Moteur à chambre de l'air .....	16
<b>I.3.3. Système Common rail.....</b>	<b>16</b>
<b>I.3.4. Système d'Injecteur Pompes.....</b>	<b>17</b>
<b>I.4. Les organes mécanique du moteur diesel.....</b>	<b>18</b>
<b>I.4.1. Les principaux organes fixes.....</b>	<b>18</b>
I4.1.1. Bloc moteur.....	18
I4.1.2. Culasse.....	18
I4.1.3. Joint de la culasse.....	19
I4.1.4. Carter.....	19
I4.1.5. Collecteur .....	19
<b>I.4.2. Les principaux organes mobiles.....</b>	<b>19</b>
I4.2.1. Vilebrequin.....	20
I4.2.2. Piston.....	20
I4.2.3. Bielle .....	20
I4.2.4. Arbre à came .....	21
I4.2.5. Soupapes.....	21
I4.2.6. Voulant du moteur.....	22
<b>I.5. Les systèmes d'alimentation et suralimentation .....</b>	<b>22</b>
<b>I.5.1. Le système d'alimentation en l'air .....</b>	<b>22</b>
I5.1.1. Les moteurs à aspiration naturelle .....	22
I5.1.2. Les moteurs suralimentés.....	23
<b>I.6. Les diagrammes d'un moteur diesel à 4 temps.....</b>	<b>25</b>
<b>I.6.1. Diagramme théorique d'un moteur .....</b>	<b>25</b>
<b>I.6.2. Diagramme mixte d'un moteur diesel.....</b>	<b>25</b>
<b>I.6.3. Diagramme réel (pratique) d'un moteur diesel.....</b>	<b>26</b>

## *CHAPITRE II: Calcul des caractéristiques du moteur diesel 1.7 dCI*

<b>II.1. Introduction.....</b>	<b>28</b>
<b>II.2. Données de départ du thème de projet .....</b>	<b>29</b>
<b>II.3. L'hypothèse de calcul du cycle de moteur diesel 1.7 suralimenté.....</b>	<b>30</b>
<b>II.4. Les étapes de calcul du moteur.....</b>	<b>31</b>
<b>II.4.1. Les paramètres du fluide moteur .....</b>	<b>31</b>
II.4.1.1. Calcul de pouvoir calorifique inférieur $P_{ci}$ .....	31

## Sommaire

II.4.1.2. Calcul de quantité d'air qui est théoriquement $L_0$ .....	31
II.4.1.3. Calcul de quantité de mélange frais $M_1$ .....	32
II.4.1.4. Calcul de quantité totale de produit de combustion $M_{PC}$ .....	32
<b>II.4.2. Le processus d'admission</b> .....	<b>33</b>
II.4.2.1. Calcul de coefficient de remplissage $\eta_V$ .....	33
II.4.2.2. Calcul du coefficient des gaz brûlés résiduels $\gamma$ .....	33
II.4.2.3. Calcul de température à la fin d'admission $T_a$ .....	33
II.4.2.4. Calcul de masse spécifique de la charge fraîche pendant le remplissage ...	33
<b>II.4.3. Le processus compression</b> .....	<b>34</b>
II.4.3.1. Calcul de pression à la fin de la compression $P_c$ .....	34
II.4.3.2. Calcul de température de la fin de compression $T_c$ .....	34
<b>II.4.4. Le processus combustion</b> .....	<b>34</b>
II.4.4.1. Calcul de coefficient chimique $\mu_{ch}$ .....	34
II.4.4.2. Calcul de coefficient réel de la variation moléculaire $\mu_r$ .....	35
II.4.4.3. Calcul de quantité de chaleur dégagée par la combustion du carburant $Q_1$	35
II.4.4.4. Calcul de composition des gaz brûlés (mélange pauvre).....	35
II.4.4.5. Calcul d'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression $U_{air}^{T_c}$	35
II.4.4.6. Calcul d'énergie interne des gaz brûlés résiduels à la fin de compression .	35
II.4.4.7. Calcul L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression $H_z$ .....	36
II.4.4.8. Calcul de température des gaz brûlés à la fin de combustion $T_z$ .....	36
II.4.4.9. Calcul de pression des gaz brûlés à la fin de combustion $P_z$ .....	37
II.4.4.10. Calcul de taux de détente préalable $\rho_{dp}$ .....	37
II.4.4.11. Calcul de pression maximale réelle à la fin de combustion $p_{zr}$ .....	37
II.4.4.12. Calcul de rapport manométrique de compression $\lambda$ .....	37
<b>II.4.5. Calcul le Processus de détente et d'échappement</b> .....	<b>37</b>
II.4.5.1. Calcul de pression de la fin de détente $P_b$ .....	37
II.4.5.2. Calcul de température de la fin de détente $T_b$ .....	37
II.4.5.3. Calcul de vérification des gaz résiduels $T_r$ .....	37
<b>II.4.6. Le traçage de diagramme du cycle de référence</b> .....	<b>38</b>
<b>II.4.7. Les paramètres caractéristiques du cycle</b> .....	<b>41</b>
II.4.7.1. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle de référence.....	41
II.4.7.2. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle réel.....	41
a)- Calcul des grandeurs caractéristiques indicatives.....	41

## Sommaire

---

b)- Calcul des grandeurs caractéristiques effectives.....	41
<b>II.4.8. Les principaux paramètres du moteur 1.7 dCI.....</b>	<b>42</b>
II.4.8.1. Calcul La cylindrée totale du moteur $V_t$ .....	42
II.4.8.2. Calcul la cylindrée unitaire $V_s$ .....	42
II.4.8.3. Calcul des dimensions fondamentales du moteur .....	42
II.4.8.4. Vérification les paramétrés .....	42
✓ La cylindrée totale du moteur $V_t$ .....	42
✓ La puissance effective $N_e$ .....	42
✓ Le couple moyenne effective $M_e$ .....	43
✓ La consommation horaire du combustible $Gh$ .....	43
II.4.8.4. La vitesse moyenne du piston $V_{pm}$ .....	43
<b>II.4.9. Les courbes de fonctionnement du moteur en fonctionnement de la vitesse de rotation du vilebrequin .....</b>	<b>43</b>
II.4.9.1. La puissance effective.....	43
II.4.9.2. Le couple moyen effectif.....	43
II.4.9.3. La pression effective moyenne.....	43
II.4.9.4. La consommation horaire de combustion .....	43
II.4.9.5. La consommation horaire de combustible .....	43
II.4.9.6. Le coefficient du remplissage du cylindre.....	43
<b>II.4.10. Calcul les dimensions principale du piston d'un moteur 1.7 dCI.....</b>	<b>46</b>
<b>II.4.11. Calcul les dimensions principale de la bielle d'un moteur 1.7 dCI.....</b>	<b>47</b>
<b>II.4.12. Calcul les dimensions principale du vilebrequin d'un moteur 1.7 dCI.....</b>	<b>48</b>
<b>II.5. Etude cinématique du moteur 1.7 dCI.....</b>	<b>49</b>
<b>II.5.1. Généralités.....</b>	<b>49</b>
<b>II.5.2. Fonction de déplacement du piston <math>X_c = f(\varphi)</math> .....</b>	<b>49</b>
<b>II.5.3. Fonction de déplacement du piston <math>V_c = f(\varphi)</math> .....</b>	<b>50</b>
<b>II.5.4. Fonction de déplacement du piston <math>Y_c = f(\varphi)</math> .....</b>	<b>50</b>
<b>II.6. Représentation graphique des fonctions : <math>X_c</math>, <math>V_c</math>, <math>Y_c</math> en fonction de <math>\varphi</math>.....</b>	<b>52</b>
<b>II.7. Etude dynamique du moteur 1.7 dCI .....</b>	<b>64</b>
<b>II.7.1. Généralités .....</b>	<b>53</b>
<b>II.7.2. Calcul des masses.....</b>	<b>53</b>
<b>II.7.2.1. Masse du groupe piston : <math>m_{gp}</math>.....</b>	<b>53</b>
<b>II.7.2.2. Masse de la bielle <math>m_b</math> .....</b>	<b>54</b>

II.7.2.3. Masse du coude du Vilebrequin $m_c$ .....	54
II.7.2.4. Masses en mouvement de translation $m$ .....	54
II.7.2.5. Masses en mouvement de rotation $m_r$ .....	55
II.7.3. Forces exercés sur le système bielle-manivelle.....	55
II.7.4. Les efforts agissant sur l'axe du piston.....	55
II.7.4.1. <i>Forces d'inertie <math>P_j</math></i> .....	55
II.7.4.2. <i>Forces centrifuge <math>P_c</math></i> .....	56
II.7.4.3. <i>Forces des gaz <math>P_g</math></i> .....	56
II.7.4.4. <i>Analyse des forces</i> .....	59
II.8. Tracé les courbes des efforts agissant sur le piston et système bielle manivelle.....	64

### CHAPITRE III: Conception du moteur diesel 1.7dCI par Solid Works 2011

III.1. Introduction.....	66
III.1.1. Présentation de SolidWorks .....	66
III.1.2. Architecture des fichiers SolidWorks .....	67
III.1.2.1. <i>Les pièces</i> .....	67
III.1.2.2. <i>Les assemblages</i> .....	68
III.1.2.3. <i>Les mise en plan</i> .....	69
III.1.3. Les extensions des fichiers Solid Works.....	70
III.1.4. Création d'un document Solid Works.....	70
III.1.5. L'écran d'accueil de Solid Works.....	71
III.2. Création les organes principaux du moteur diesel 1.7 dCI.....	71
III.2.1. Construction du vilebrequin .....	72
III.2.1.1. <i>Méthodologie</i> .....	72
III.2.1.2. <i>Etapas de Construction</i> .....	72
III.2.2. Construction de la bielle .....	79
III.2.2.1. <i>Étapes de Construction</i> .....	79
III.2.3. Construction de piston .....	82
III.2.3.1. <i>Etapas de Construction</i> .....	82
III.2.4. Construction de l'arbre à came .....	85
III.2.4.1. <i>Méthodologie</i> .....	85
III.2.4.2. <i>Etapas de Construction</i> .....	85
III.3. Assemblage des éléments principaux.....	89

## **Sommaire**

---

<b>III.3.1. Assemblage vilebrequin et la bielle et la couroi de distribution.....</b>	<b>89</b>
<b>III.3.2. Assemblage vilebrequin et la bielle et l'arbre à cames avec la couroi.....</b>	<b>90</b>
<b>III.3.3. Assemblage le volant moteur avec les tendeurs de la couroi.....</b>	<b>90</b>
<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>91</b>
<b>LES ORGANIGRAMMES .....</b>	<b>93</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	
<b>RESUME</b>	



# Liste des figures

## *CHAPITRE I: Etude bibliographiques sur les moteurs à combustion interne*

Figure I-1 : Principe moteur 2 temps .....	6
Figure I-2 : Système bielle-manivelle.....	7
Figure I-3 : Moteur type en ligne.....	7
Figure I-4 : Moteur classique à combustion interne V6 d'automobile .....	8
Figure I-5 : Coupe transversale d'un moteur avec cylindre en V .....	8
Figure I-6 : Moteur avec emplacement des cylindres en W .....	8
Figure I-7 : Moteur à piston rotatif .....	9
Figure I-8 : Moteur étoile .....	9
Figure I-9 : Schémas du moteur à cylindre opposées en H.....	10
Figure I-10 : Le fonctionnement du moteur diesel à 4 temps .....	12
Figure I-11 : Système d'injection directe .....	14
Figure I-12 : Système d'injection indirecte .....	15
Figure I-13 : Moteur à préchambre.....	15
Figure I-14 : Moteur à chambre turbulence.....	16
Figure I-15 : Système Common Rail .....	17
Figure I-16 : Système pompe d'injection .....	17
Figure I-17 : Le bloc moteur.....	18
Figure I-18 : La culasse .....	18
Figure I-19 : Le joint de la culasse .....	19
Figure I-20 : Le Carter .....	19
Figure I-21 : Le collecteur .....	19
Figure I-22 : Le vilebrequin.....	20
Figure I-23 : Le Piston .....	20
Figure I-24 : La bielle .....	21
Figure I-25 : Arbre à came .....	21
Figure I-26 : Soupape et leurs équipements .....	22
Figure I-27 : Volant du moteur.....	22
Figure I-28 : Moteur à aspiration naturelle.....	23
Figure I-29 : Turbocompresseur.....	23
Figure I-30 : principe du turbo compresseur .....	23
Figure I-31 : principe de fonctionnement de la suralimentation .....	24
Figure I-32 : Différent phase du cycle moteur à quatre temps.....	25

## Liste des figures

Figure I-33 : Diagramme théorique d'un cycle diesel non suralimenté .....	25
Figure I-34 : Diagramme mixte.....	26
Figure I-35 : Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (p – v) .....	27

### **CHAPITRE II: Calculs des caractéristiques du moteur diesel 1.7 dCI**

Figure II-1: Cycle du moteur à diesel rapide suralimenté .....	29
Figure II-2: Diagramme de cycle de référence.....	38
Figure II-3: Le diagramme de cycle de référence .....	38
Figure II-4: Le diagramme du cycle de référence s'arrondi .....	40
Figure II-5: Cycle réel du moteur diesel suralimenté 1.7 dCI .....	40
Figure II-6: Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin .....	45
Figure II-7: Déplacement du piston .....	50
Figure II-8: Représentation graphique de $X_c = f(\varphi)$ .....	52
Figure II-9: Représentation graphique de $V_c = f(\varphi)$ .....	52
Figure II-10: Représentation graphique de $Y_c = f(\varphi)$ .....	53
Figure II-11: Masse du groupe Piston .....	53
Figure II-12: Masse de la bielle .....	54
Figure II-13: Masse du coude du vilebrequin.....	54
Figure II-14: Diagramme de pression du gaz exercée sur la tête de piston P.....	58
Figure II-15: Analyse des forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle.....	59
Figure II-16: les efforts sur l'axe du piston d'un moteur diesel 1.7 dCI.....	64
Figure II-17: les efforts exercés sur le mécanisme bielle-manivelle moteur diesel 1.7 dCI ..	65
Figure II-18: Le courbe de couple moteur .....	65

### **CHAPITRE III: Conception du moteur diesel 1.7 dCI par Solid Works 2011**

Figure III-1: Les différentes créations des documents par SolidWorks .....	70
Figure III-2: Interface de SolidWorks .....	71
Figure III-3: Vilebrequin moteur diesel 1.7 dci .....	71
Figure III-4: Bielle moteur diesel 1.7 dci .....	71
Figure III-5: Piston .....	72
Figure III-6: Arbre à came .....	72



## Liste des figures

---

Figure III-7: des plans décalés .....	73
Figure III-8: Création d'une masselotte .....	74
Figure III-9: Création d'un maneton .....	74
Figure III-10: Création d'une deuxième masselotte .....	74
Figure III-11: Création d'un deuxième tourillon et troisième masselotte .....	75
Figure III-12: Création d'un deuxième maneton et quatrième masselotte .....	75
Figure III-13: Création d'un troisième tourillon et cinquième masselotte .....	75
Figure III-14: Création d'un troisième maneton et sixième masselotte .....	76
Figure III-15: Création d'un quatrième tourillon et septième masselotte .....	76
Figure III-16: Création d'un quatrième maneton et huitième masselotte .....	76
Figure III-17: Création d'un tourillon coté volant moteur .....	77
Figure III-18: Création final des manetons et tourillons par utilise la fonction congé .....	77
Figure III-19: Création final les masselottes par utilise la fonction congé .....	78
Figure III-20: Création d'un tourillon coté distribution .....	78
Figure III-21: Création les trous du tourillon coté distribution .....	78
Figure III-22: Vilebrequin du moteur 1.7 dCI final en 3D .....	79
Figure III-23: Construction de l'âme de la bielle .....	79
Figure III-24: Création de l'âme de la bielle .....	80
Figure III-25: Création d'un pied et de la tête de bielle .....	80
Figure III-26: Création des trous dans les bossages .....	81
Figure III-27: Création des trous pour la lubrification .....	81
Figure III-28: bielle d'un moteur diesel 1.7 dCI .....	81
Figure III-29: Création de la structure de piston .....	82
Figure III-30: Création de la structure complète de piston .....	82
Figure III-31: Création le front de piston .....	83
Figure III-32: Création les trous d'axe .....	83
Figure III-33: Création les bossages du piston .....	84
Figure III-34: Création les joncs de piston .....	84
Figure III-35: Création les trous d'huile .....	85
Figure III-36: Piston d'un moteur diesel 1.7 dCI .....	85
Figure III-37: Création d'une came .....	86
Figure III-38: Création d'une seconde came .....	87
Figure III-39: Création de la liaison des 2 comes .....	87
Figure III-40: Création d'une seconde came .....	87

## Liste des figures

---

Figure III-41: Création des éléments de liaison .....	88
Figure III-42: Création de l'extrémité droite.....	88
Figure III-43: Création de l'extrémité gauche.....	88
Figure III-44: Arbre à came d'un moteur diesel 1.7 dCI .....	89
Figure III-45: Assemblage vilebrequin et la bielle avec la courroie de distribution .....	89
Figure III-46: Assemblage vilebrequin et la bielle et l'arbre à came et engrenage avec la courroie de distribution .....	90
Figure III-47: Final assemblage des éléments principale.....	90

---

# Liste des tableaux

## *CHAPITRE II : Calcul des caractéristiques du moteur diesel 1.7 dCI*

Tableaux II-1 : Tableau des données de départ du thème du projet .....	29
Tableaux II-2: L'énergie interne spécifique molaire $U$ et l'enthalpie spécifique molaire $H$ des gaz en fonction de température.....	34
Tableaux II-3 : Déterminer des valeurs pour $P_{ci}$ et $P_{di}$ en fonction de $\epsilon_i$ .....	39
Tableaux II-4 : Déterminer les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de Rotation ...	44
Tableaux II-5 : Déterminer des différentes dimensions principales du piston.....	46
Tableaux II-6 : Déterminer des différentes dimensions principales de la bielle.....	47
Tableaux II-7 : Déterminer des différentes dimensions principales du vilebrequin .....	48
Tableaux II-8 : Déterminer Les valeurs de $X_c$ et $V_c$ et $Y_c$ en fonction de l'angle $\varphi$ .....	50
Tableaux II-9 : Déterminer Les valeurs de pression $P_g$ en fonction de l'angle $\varphi$ .....	56
Tableaux II-10 : Déterminer les angles de rotation du $\varphi$ et $\beta$ .....	60
Tableaux II-11 : Déterminer les forces agissant sur le piston et l'effort exercés sur le mécanisme bielle-manivelle et déterminer le moment moteur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin $\varphi$ .....	62

# Nomenclature

<i>Symboles</i>	<i>signification</i>	<i>unités</i>
<b>Ne</b>	La puissance effective,	[KW]
<b>n</b>	La vitesse de rotation effective,	[tr/min]
<b><math>\epsilon</math></b>	Taux de compression,	
<b>T<sub>0</sub></b>	Température initiale,	[C]
<b>P<sub>0</sub></b>	Pression initiale,	[MPa]
<b><math>\Delta T</math></b>	Variation de la température de la charge fraiche pendant l'admission	[C]
<b>M</b>	Masse molaire de l'air,	[kg/kmole]
<b>R</b>	La constante universelle des gaz,	[j/kmole]
<b><math>\zeta_z</math></b>	Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant la combustion,	
<b><math>\tau</math></b>	Type de cycle thermodynamiques,	
<b><math>\Psi</math></b>	Le rapport de la course sur l'alésage	
<b>T<sub>0</sub></b>	La température standard de la charge fraiche,	[Kalevin]
<b>P<sub>0</sub></b>	La pression standard de l'environnement ,	[MPa]
<b>K</b>	L'indice adiabatique des gaz,	
<b>P<sub>s</sub></b>	L a pression de suralimentation,	[MPa]
<b>T<sub>g</sub></b>	La température des gaz brules résiduels,	[Kalevin]
<b>P<sub>g</sub></b>	La pression des gaz brules résiduels,	[MPa]
<b>P<sub>a</sub></b>	La pression du mélange frais,	[MPa]
<b>m</b>	L'indice polytropique soufflant,	
<b><math>\Delta T_{Ri}</math></b>	Chaut de température dans le refroidisseur intermédiaire,	[C°]
<b>m<sub>c</sub></b>	L'indice polytropique pendant la compression,	
<b>m<sub>d</sub></b>	L'indice polytropique pendant la détente,	
<b><math>\alpha</math></b>	Le rapport manométrique de compression,	
<b><math>\lambda_p</math></b>	Rapport d'agrandissement de la pression pendant la combustion,	
<b><math>\rho_{dp}</math></b>	Rapport de détente préalable,	
<b><math>\phi_p</math></b>	La fraction de diagramme de pompage,	
<b><math>\eta_v</math></b>	Le coefficient de remplissage,	
<b><math>\gamma</math></b>	Du coefficient des gaz brûlés résiduels,	
<b>P<sub>c</sub></b>	La pression à la fin de la compression,	[MPa]
<b>T<sub>c</sub></b>	La température de la fin de compression,	[K]

## Nomenclature

$P_{ci}$	Le pouvoir calorifique inférieur.	[Kj/Kg]
$L_0$	La quantité d'air théoriquement brûlé,	[K mole /Kg ]
$M_1$	La quantité du mélange frais de 1 Kg d'carburant,	[K mole /Kg ]
$M_{Pc}$	La quantité totale de produits de combustion,	[K mole /Kg]
$\mu_{ch}$	Le coefficient chimique de la variation du mélange frais pendant la combustion du combustible liquide,	
$\mu_r$	Le coefficient réel de la variation moléculaire de la charge fraiche pendant la combustion,	
$U_{air}^{Tc}$	L énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression,	[Kj/KMole]
$H_Z$	L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression $H_z$ ,	[Kj/KMole]
$T_Z$	La température des gaz brûlés à la fin de combustion $T_z$ ,	[K]
$p_z$	La pression des gaz brûlés à la fin de combustion,	[MPA]
$P_{zr}$	La pression maximale réelle de la fin de combustion,	[MPA]
$T_b$	La température de la fin de détente,	[K]
$P_b$	La pression de la fin de détente,	[MPA]
$T_r$	La température des gaz résiduels,	[K]
$\delta$	L'écart entre la température calculée et la température déterminée précédemment,	
$p'_i$	Pression moyenne indicative de cycle de référence,	[MPA]
$\eta'_i$	Rendement indicatif,	
$p_i$	La pression moyenne indicative de cycle réel,	[MPA]
$\eta_i$	Le rendement thermique indicatif,	
$C_i$	La consommation spécifique indicative de carburante,	[ g/KWh]
$C_e$	La consommation spécifique effective de carburant,	[g/KWh]
$\eta_p$	Le coefficient de perfection,	
$\eta_m$	Le rendement mécanique du moteur,	
$\eta_e$	Le rendement global du moteur,	
$G_h$	La consommation horaire de combustible,	[kg/h]
$V_{Pm}$	Vitesse moyenne du piston,	[m/s]
$P_e$	La pression moyenne effective,	[MPA]
$V_t$	La cylindrée totale du moteur,	[L]
$V_s$	La cylindrée unitaire,	[L]
$D$	l'alésage du cylindre,	[mm]

## Nomenclature

<b>S</b>	La course du piston,	<b>[mm]</b>
<b><math>\delta</math></b>	L'écart entre la puissance	
<b><math>M_e</math></b>	Le couple effectif moyen,	<b>[N. m]</b>
<b><math>\lambda</math></b>	Le coefficient d'excédent d'air.	
<b>i</b>	Nombre de temps du cycle	
<b><math>n_{max}</math></b>	La vitesse de rotation maximale,	<b>[tr/min]</b>
<b><math>n_{min}</math></b>	La vitesse de rotation minimale,	<b>[tr/min]</b>
<b><math>\delta</math></b>	Epaisseur du front de piston,	<b>[mm]</b>
<b>H</b>	Hauteur du piston,	<b>[mm]</b>
<b><math>h_1</math></b>	Hauteur entre le front du piston et l'axe du pied de bielle,	<b>[mm]</b>
<b><math>h_g</math></b>	Hauteur de la partie du guidage du piston	<b>[mm]</b>
<b>d</b>	Diamètre d'appui pour l'axe du piston	<b>[mm]</b>
<b>b</b>	Distance entre deux appuis,	<b>[mm]</b>
<b>s</b>	Epaisseur de la partie d'étanchéité,	<b>[mm]</b>
<b><math>\delta g</math></b>	Epaisseur du paroi de la partie de guidage,	<b>[mm]</b>
<b>e</b>	Distance au front de piston à la première rainure de segment,	<b>[mm]</b>
<b><math>h_r</math></b>	Epaisseur entre les rainures des segments,	<b>[mm]</b>
<b><math>n_h</math></b>	Nombre d'ouvertures pour l'huile	<b>[mm]</b>
<b><math>d_h</math></b>	Diamètre du trou d'huile,	<b>[mm]</b>
<b><math>d_a</math></b>	Diamètre de l'ouverture pour axe du piston	<b>[mm]</b>
<b><math>d_i</math></b>	Diamètre intérieur du piston,	<b>[mm]</b>
<b>t</b>	Epaisseur du segment,	<b>[mm]</b>
<b><math>\Delta t</math></b>	Jeu entre la segment et la profondeur de la rainure,	<b>[mm]</b>
<b><i>dc</i></b>	Diamètre d'ouverture pour l'axe avec coussinet,	<b>[mm]</b>
<b><i>dp</i></b>	Diamètre extérieur du pied de la bielle,	<b>[mm]</b>
<b><math>l_m</math></b>	Longueur du pied de la bielle,	<b>[mm]</b>
<b><i>hp</i></b>	Epaisseur minimale du pied de la bielle,	<b>[mm]</b>
<b><i>Sc</i></b>	Epaisseur du coussinet,	<b>[mm]</b>
<b><math>h_{min}</math></b>	Hauteur minimale du profil de la bielle,	<b>[mm]</b>
<b><i>dt</i></b>	Diamètre de l'ouverture de la tête de bielle,	<b>[mm]</b>
<b>c</b>	Distance entre les boulons,	<b>[mm]</b>
<b><math>l_t</math></b>	Largeur de la tête,	<b>[mm]</b>
<b><math>\{h_b, b_b, a_b\}</math></b>	Section de la bielle,	<b>[mm]</b>

## Nomenclature

<b><i>tc</i></b>	Épaisseur du coussinet dans la tête de bielle { faible, grande },	[ <i>mm</i> ]
<b><i>l<sub>1</sub></i></b>	Distance entre les appuis des paliers,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>dt</i></b>	Diamètre du tourillon,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>lt</i></b>	Longueur du tourillon du milieu,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>dm</i></b>	Diamètre du maneton,	[ <i>mm</i> ]
<b><math>\delta</math></b>	Épaisseur du flasque,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>b</i></b>	Largeur du flasque,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>r</i></b>	Distance du centre de gravité de contre poids à l'axe du vilebrequin,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>lm</i></b>	Longueur du maneton,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>hf</i></b>	Hauteur du flasque,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>ra</i></b>	Rayon,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>l<sub>z</sub></i></b>	Distance entre les contre poids,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>lt</i></b>	Longueur totale du vilebrequin,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>Hcp</i></b>	Hauteur du contre poids,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>R</i></b>	Distance du centre de gravité de contre poids à l'axe du vilebrequin,	[ <i>mm</i> ]
<b><math>\rho</math></b>	Distance du centre de gravité de la masse non équilibrée à l'axe du vilebrequin,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>L</i></b>	Longueur de la bielle ,	[ <i>mm</i> ]
<b><i>R</i></b>	Rayon de la manivelle,	[ <i>mm</i> ]
<b><math>\lambda</math></b>	Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle,	
<b><math>\omega</math></b>	La vitesse angulaire de la manivelle,	[ <i>rad/s</i> ]
<b><i>FP</i></b>	Section du piston,	[ <i>m<sup>2</sup></i> ]
<b><i>m<sub>gp</sub></i></b>	Masse du groupe piston,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>m<sub>gb</sub></i></b>	Masse du groupe de la bielle,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>X<sub>c</sub></i></b>	Déplacement du piston,	[ <i>mm</i> ]
<b><math>\varphi</math></b>	l'angle de rotation de vilebrequin,	[ <i>deg</i> ]
<b><math>\beta</math></b>	l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre,	[ <i>deg</i> ]
<b><i>V<sub>c</sub></i></b>	Vitesse du piston,	[ <i>m/min</i> ]
<b><i>Y<sub>c</sub></i></b>	Accélération du piston,	[ <i>m/S<sup>2</sup></i> ]
<b><i>m<sub>b</sub></i></b>	La masse de la bielle,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>m<sub>c</sub></i></b>	Masse du coude du Vilebrequin,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>m</i></b>	Masses en mouvement de translation,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>m<sub>r</sub></i></b>	Masses en mouvement de rotation,	[ <i>kg</i> ]
<b><i>V<sub>u</sub></i></b>	Volume unitaire d'un cylindre,	[ <i>cm<sup>3</sup></i> ]

## Nomenclature

---

<b>V<sub>mort</sub></b>	Volume unitaire de compression,	<b>[cm<sup>3</sup>]</b>
<b>V<sub>totale</sub></b>	Volume totale d'un cylindre,	<b>[cm<sup>3</sup>]</b>
<b>P<sub>g</sub></b>	Force provoquée par la pression des gaz brûlés,	<b>[N]</b>
<b>P<sub>j</sub></b>	La force d'inertie,	<b>[N]</b>
<b>PE</b>	Se décompose en deux composantes,	<b>[N]</b>
<b>N</b>	Effort agissant sur les parois du cylindre,	<b>[N]</b>
<b>P<sub>b</sub></b>	Effort agissant le long de la bielle,	<b>[N]</b>
<b>Z</b>	L'effort agissant sur le palier du vilebrequin,	<b>[N]</b>
<b>T</b>	L'effort tendant à tourner le vilebrequin,	<b>[N]</b>
<b>M</b>	Le couple moteur,	<b>[N × m]</b>

---



# Introduction générale

# Introduction générale

**L**a performance globale d'un véhicule est hautement conditionnée par l'efficacité du moteur, et par les effets secondaires de la combustion interne.

Une meilleure surveillance des zones de turbulences des fluides, des taux de mélange air-carburant, ainsi que des modèles d'allumage peut avoir une grande influence sur les performances. Toute fois, la simulation de moteurs à combustion interne reste l'un des plus importants challenges de modélisation et de concepts des mouvements et principaux organes.

Le moteur à allumage par compression est actuellement le moteur à combustion interne le plus performant et, grâce aux techniques de dépollution, l'un des plus propres. Dans l'attente de la généralisation de motorisations encore moins polluantes (véhicule électrique, pile à combustible), il représente une alternative intéressante au moteur à allumage commandé. Les moteurs Diesel modernes sont équipés d'actionneurs contrôlables tels que les systèmes d'injection "Common-Rail", le turbocompresseur à géométrie variable et la vanne de recirculation des gaz d'échappement.

Dans ce présent travail, nous allons faire une étude de conception des éléments principaux (vilebrequin, piston, bielle et arbre à came) par logiciel **3D solid works 2011** avec assemblages et simulation; le travail est consacré pour calculer les paramètres thermodynamiques et dimensionnelle d'un moteur diesel **1.7 dCI** à quatre temps et à quatre cylindres type suralimenté monté sur véhicule touristique du constructeurs **RENAULTS**. Pour obtenir un moteur diesel suralimenté produisant une grande puissance à bon rendement avec la moindre quantité de carburant consommée. Nous n'allons pas traiter le type de suralimentation du moteur mais par contre nous allons proposer une méthode d'évaluation des paramètres thermodynamiques du cycle, en supposant que le moteur est suralimenté par un système d'alimentation d'air comprimé indépendant du moteur. À l'aide d'un programme sous Excel et Matlab développé, nous allons pouvoir dessiner le cycle théorique, réel et thermodynamique du moteur et calculer tous leurs paramètres en partant des paramètres d'entrée qui sont changeables selon nos besoins,

Pour aboutir à cette étude, on a partagé ce travail en trois chapitres comme plan de mémoire :

Le début de cette mémoire est une introduction générale puis :

1<sup>ère</sup> chapitre : Enveloppe une étude bibliographique portant sur le fonctionnement des moteurs à combustion interne et sur tout les moteurs diesels.

2<sup>ème</sup> chapitre : Porté des données et des théorèmes de calcul pour obtenir les caractéristique thermiques et dimensionnels de certaines pièces principales (piston, bielle, vilebrequin...etc.), avec la détermination du couple de notre moteur pour l'initiation à la conception d'un moteur à combustion interne à quatre temps de type **1.7 dCI**. Avec étude cinématique et dynamique du moteur.

3<sup>ème</sup> chapitre : description détaillée de l'utilisation de logiciel SolidWorks lors de la conception des pièces principales (Vilebrequin, piston, bielle, arbre à came) de notre moteur diesel 1.7 dCI à partir des données et résultats de calcul du deuxième chapitre.

Et en fin de notre étude conclusion générale.

# Chapitre : I

étude bibliographique  
sur les moteurs  
à combustion interne

## I.1. Introduction

Le moteur à pistons est un moteur thermique, c'est-à-dire qu'il transforme en travail (déplacement) la chaleur produite par une combustion. Pour être plus précis, le moteur à piston est un moteur à combustion interne où la combustion s'effectue à l'intérieur du moteur proprement dit, par opposition aux moteurs à combustion externe (machine à vapeur). Alors les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique à l'énergie mécanique. Ils sont encore appelés les moteurs à combustion qui sont généralement distingués en deux types :

- Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle. Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère).
- Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors 2 sources de chaleur, entrent par exemple dans cette dernière catégorie : les machines à vapeur, le moteur Stirling...etc. [1].

Le moteur à combustion interne est une machine Thermique qui convertit l'énergie de chaleur qui due à la réaction chimique du carburons en énergie mécanique dans la chambre de combustion , généralement sous forme d'un mouvement rotatif d'un arbre en Procédant par une flammèche du combustible [2].

Les moteurs à combustions interne alternatifs ont été inventés pendant la deuxième partie du dix-neuvième siècle. Ils ont succédé à la machine à vapeur alternative qui s'était développée essentiellement pendant la première partie du dix-neuvième siècle et dont les progrès marquaient le pas [2].

Les moteurs alternatifs sont les machines qui réalisent les cycles de LENOIR, Beau de ROCHAS (ou OTTO), DIESEL, STIRLING, etc. différentes solutions technologiques ont été adoptées avec plus ou moins d'efficacité tant dans le domaine de la puissance, du rendement, du couple que dans celui du coût de fabrication, de l'entretien ou de fonctionnement [2].

Selon la manière dont est réalisé le cycle du moteur, il est possible de distinguer plusieurs types de moteurs alternatifs à combustion interne :

- Selon le mode d'inflammation,
- Selon le nombre de phases auxquelles est soumis le fluide moteur,
- Selon la nature du mélange combustible au cours de la combustion dans la chambre : mélange homogène (moteur à allumage commandé) ou hétérogène (moteur Diesel),
- Selon le mode d'évolution des parois déformables du mouvement alternatif ou rotatif.

Chaque type de moteur se distingue ensuite par son architecture, le nombre de cylindres, leur disposition : à plat, rayonnant, en V, en ligne ... etc., le volume de la cylindrée unitaire ou par un détail de conception caractéristique : arbre à came en tête, vilebrequin 5 paliers...etc.

On s'intéresse dans ce rapport à étudier le moteur Diesel surtout de type suralimenté. C'est le moteur de traction par excellence. Depuis une dizaine d'années, il est installé sur les voitures, compte tenu en particulier, de la fiscalisation du carburant qu'il utilise. Aussi, ce type des moteurs a connu beaucoup de développement et amélioration qui ont abouti à des réalisations industrielles (moteurs des engins militaires, moteurs de traction ferroviaire, etc.) surtout quand il subit une haute suralimentation [3].

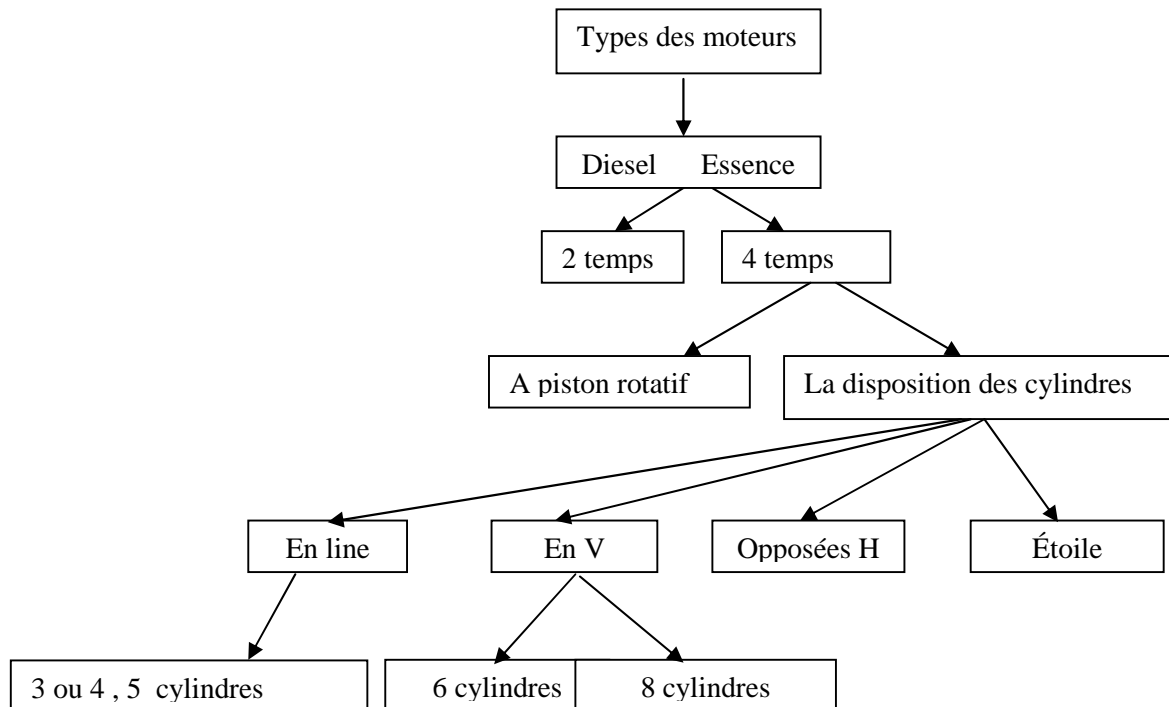
Les principales caractéristiques du brevet de Rudolf DIESEL (1892) portent sur l'introduction progressive de combustible et sur la compression de l'air jusqu'à une température supérieure au point d'inflammabilité du combustible utilisé. Il en résulte, en particulier, que le moteur diesel échappe aux limitations imposées au taux de compression par le risque d'un allumage spontané du combustible. De plus, le fonctionnement de ce moteur n'exige aucun dispositif d'allumage tel qu'une bougie. Le combustible, qui est finement pulvérisé, est injecté dans l'air comprimé et s'enflamme sous l'effet de l'échauffement subi par l'air au cours de la compression [3].

### **I.1.1. Chronologie de l'histoire des moteurs à combustion interne**

- 1700: Moteurs à vapeur.
- 1860: Moteur de Lenoir (rendement  $\eta \sim 5\%$ ).
- 1862 Beau de Rochas définit le principe du cycle de Fonctionnement des moteurs à combustion interne.
- 1867: Moteur de Otto & Langent: ( $\eta \sim 11\%$  et rotation  $< 90$  rpm).
- 1876: Otto invente le moteur à 4 temps à allumage par bougie. ( $\eta \sim 14\%$  et rotation  $< 160$  rpm).
- 1880: Moteur deux temps.
- 1892: Diesel invente le moteur quatre temps à allumage par Compression.
- 1957: Wankel invente le moteur à piston rotatif de freins en céramique améliorant le freinage de façon considérable.
- 2000 Toyota produit en série la Prius, véhicule hybride fonctionnant indifféremment à l'essence ou à l'électricité [3].

## I.2. Différents types des moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne sont classés comme le schéma suivant :



Chaque appareil transformant différentes formes d'énergie en énergie mécanique, on peut dire qu'ils sont des moteurs permettant le déplacement d'une automobile. En classant les moteurs à combustion interne à plusieurs paramètres, la disposition géométrique des cylindres, le type de combustible et les cycles de temps,

Les moteurs peuvent utiliser différents carburants : essence, gaz, hydrogène (hydrogène obtenu par électrolyse), eau, huiles végétales ...

Cependant, les cycles imposent les caractéristiques spécifiques :

Les moteurs basés sur le cycle Beau de Rochas utilisent de l'essence ou du gaz (gaz hydrocarbure) ou hydrogène (moteur à eau).

Ceux basés sur le cycle diesel utilisent du gasoil, du fuel, du fuel lourd, du kérosène, de l'huile végétale, des esters d'huiles végétales...etc.

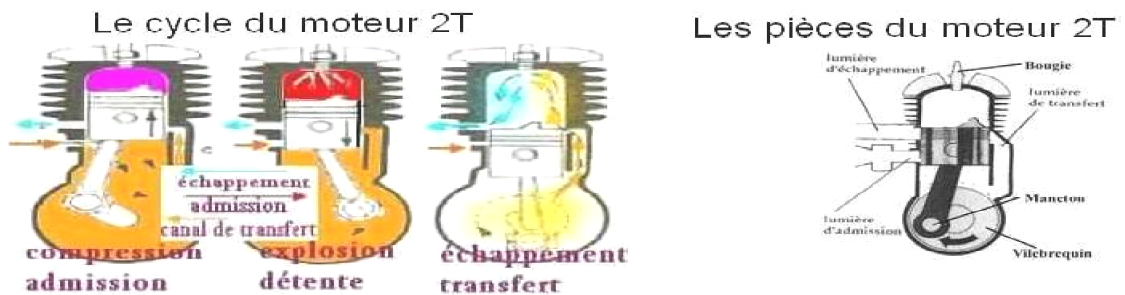
Les moteurs à réactions utilisent du kérosène, mais peuvent utiliser toute sorte de carburant, seul le système d'injection nécessite une adaptation. Les moteurs à eau utilisent ou génèrent de l'eau, généralement avec additif [3].

### I.2.1. Classification selon le temps

#### I.2.1.1. Moteur deux temps

Le premier moteur à deux temps fut imaginé et réalisé par Jean-Joseph Étienne Lenoir en 1859. Il utilisait un gaz d'éclairage. Il fonctionne selon le cycle de Lenoir.

- Dans sa version économique dotée d'un simple carburateur (cas essence) , son rendement est plus faible et il est plus polluant, mais d'une puissance et un couple nettement plus élevés (60 à 70 %) qu'un moteur à quatre temps de la même cylindrée au même régime; il est demeuré longtemps et reste encore le moteur exclusif et performant des cyclomoteurs et de quelques motos sportives répliques de motos de compétition en GP et tout-terrain .
- Depuis 1990, on s'intéresse de nouveau aux moteurs à deux temps pour l'automobile mais en injection directe pneumatique, une solution de plus en plus utilisée de nos jours sur les 2 roues de petite cylindrée et qui répond aux normes de pollution [1].



**Figure. I.1.** Principe moteur 2 temps [4].

➤ *Moteur diesel deux temps*

les moteurs deux temps présentent encore un fort potentiel dans des secteurs spécifiques, par exemple celui des très grandes puissances (propulsion marine ou production électrique) où des Diesel deux temps dits « moteurs lents » délivrent plus de 100 000 ch avec un rendement de 50 %..Ce sont des moteurs comptant cinq à quatorze cylindres en ligne dont le diamètre des pistons atteint 1 mètre et la course 2,50 mètres La vitesse de rotation de leur arbre est d'environ 100 tours par minute Leurs principales qualités sont la fiabilité et la faible consommation par contre, leur hauteur (environ 17 m) et leur masse. (Plus de 1000 tonnes) limitent leur utilisation Les moteurs à quatre temps de puissance équivalente sont environ trois fois moins lourds et moins coûteux, au prix d'une chute de rendement de l'ordre de 3 % et d'une durabilité moindre. Certains de ces moteurs deux temps utilisés en génération électrique ont duré plus de cinquante ans. Certains moteurs d'avion utilisent également ce principe, assez ancien, puisque déjà utilisé par les moteurs Clerget des années 1930. Aujourd'hui le plus connu est le moteur Wilksch, un tricylindre 2 temps de 120 ch. suralimenté par compresseur. Il existe aussi en 2 et 4 cylindres, ainsi que le prometteur prototype en cours de certification du moteur en étoile Zoche (300 ch) [1].



### I.2.1.2. Moteur à quatre temps

Le fonctionnement de moteur à quatre temps est sous le principe de système bielle manivelle dont, le vilebrequin est la manivelle qui fait un mouvement de rotation due à la translation du piston qui est relié par un axe avec la bielle comme montré dans la figure I.2. [1].

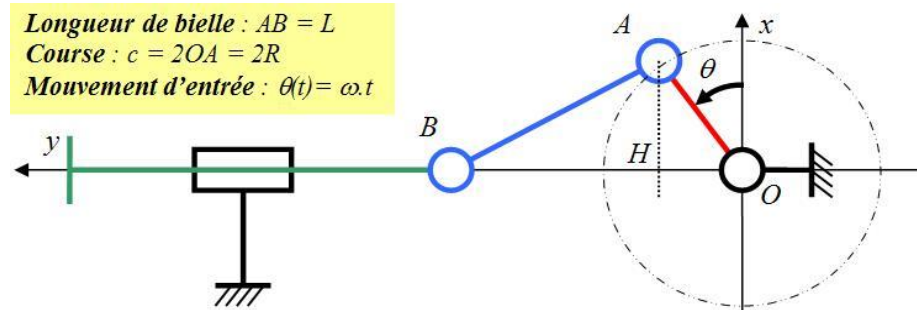


Figure I.2. Système bielle-manivelle [4].

## I.2.2. Classification selon la disposition des cylindres

### I.2.2.1. Moteur en ligne

Les moteurs sont alignés en une seule rangée, les uns derrière les autres. On distingue les moteurs en ligne normaux, pour lesquels l'ensemble cylindre-piston est au-dessus de l'arbre moteur, et les moteurs en ligne inversés, pour lesquels l'ensemble cylindre-piston est au-dessous de l'arbre moteur. C'est l'architecture de moteur automobile la plus utilisée actuellement [1].

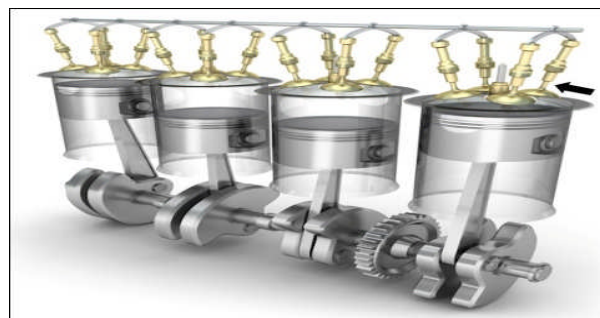


Figure I.3. Moteur type en ligne [4].

### I.2.2.2. Moteur avec cylindres en V

Un moteur avec cylindres en V est un moteur à pistons où les cylindres sont placés les uns à côté des autres longitudinalement mais décalés d'un certain angle (15 à 135°) latéralement par paire, ce qui permet de les placer plus près les uns des autres, les têtes de cylindre s'intercalant les unes avec les autres. Les bielles d'une paire de cylindres sont généralement placées sur le même maneton du vilebrequin, rarement sur deux manetons

décalés. Lorsqu'elles partagent le même maneton, elles peuvent être placées côte à côte ou entrecroisées [1].



**Figure. I.4.** Moteur classique à combustion  
Interne V6 d'automobile [4].

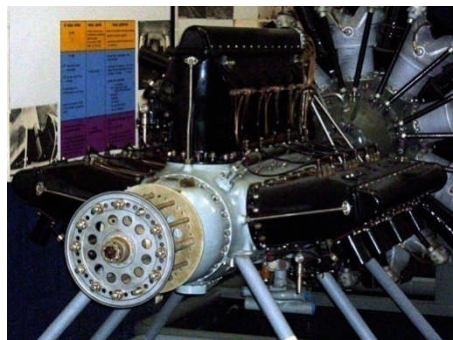


**Figure. I.5.** Coupe transversale d'un moteur  
avec cylindres en V [4].

### I.2.2.3. Moteur avec cylindres en W

L'expression cylindres en W peut se comprendre de deux façons :

- ✓ disposition en double V accolé, ce qui donne trois rangées de cylindres.
- ✓ disposition en double V séparé, ce qui donne quatre rangées de cylindres (pouvant être regroupées deux par deux). Le moteur à cylindres en W est à l'origine, une variante du moteur avec cylindres en V qui comporte trois bancs de cylindres. Ce type de moteur a principalement été utilisé dans le domaine de l'aviation. Le Napier Lion, utilisé sur les Supermarine de la Coupe Schneider et sur différentes voitures de record, est le moteur en W le plus connu. On appelle actuellement moteur à cylindres en W, un assemblage en V de deux blocs moteurs en V fermé. Chaque bloc en V présente un bloc et une culasse unique, comme celle d'un moteur en ligne, les cylindres étant disposés en quinconce [1].



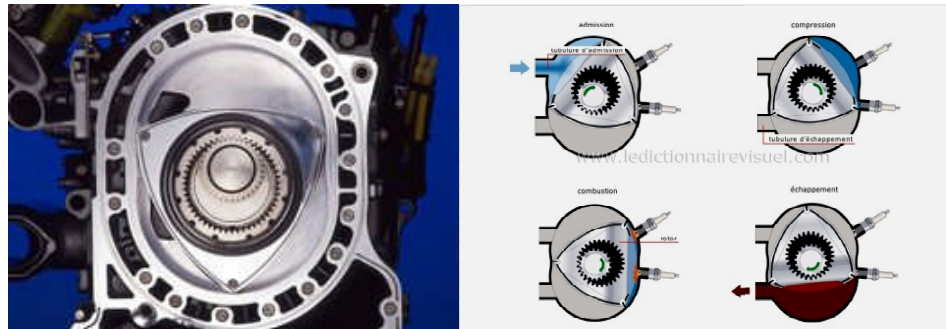
**Figure. I.6.** Moteur avec emplacement des cylindres en W [4].

### I.2.2.4. Moteur à piston rotatif

Le moteur à piston rotatif réalise sous une forme particulière les quatre opérations fondamentales classiques : admission, compression, explosion-détente, échappement.

Un piston rotatif, appelé aussi rotor, ayant la forme d'un triangle équilatéral curviligne, déplace ses sommets dans un stator ou trochoïde suivant une courbe spéciale nommée "épi trochoïde" (comme Figure. I.7). Rappelons brièvement quelques notions de géométrie.

L'épicycloïde est la courbe engendrée par un point pris sur la circonférence d'un cercle qui roule sans glisser à l'extérieur d'un cercle de base [1].



**Figure. I.7.** Moteur à piston rotatif [4].

#### I.2.2.5. Moteur en étoile

Les moteurs à cylindres en étoile sont une famille de moteurs à explosion où les cylindres sont placés les uns à côté des autres autour de l'axe. Le moteur peut être fixe ou rotatif ; sous cette dernière forme, le vilebrequin est fixe par rapport au bâti et ce sont les cylindres et le carter qui tournent. Dans sa version classique, le vilebrequin, très court, ne comporte qu'un seul maneton auquel est connectée l'une des bielles dite "bielle maîtresse", sur laquelle viennent s'articuler les "bielles secondaires", de façon à ce que les courses soient égales (en fait, la course des bielles secondaires n'est pas tout à fait égale à celle de la bielle maîtresse, mais c'est négligeable). L'architecture en étoile, en général, a été très utilisée en aviation. Le nombre de cylindres est obligatoirement impair pour des raisons d'équilibrage et de régularité cyclique, soit 3, 5, 7, 9 pour un moteur simple étoile [1]. Comme figure I.8.

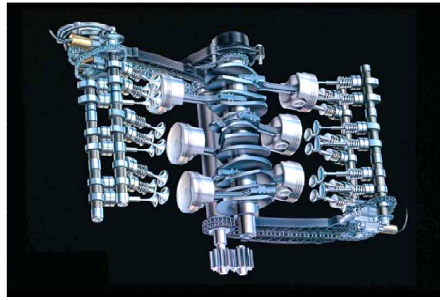


**Figure. I.8.** Moteur étoile [4].

#### I.2.2.6. Moteurs à cylindres opposées

Un moteur avec cylindres en H est une architecture de moteur à combustion interne qui se présente comme deux moteurs à cylindres opposés à plat, enfermés l'un au-dessus de l'autre dans un seul carter. Les deux vilebrequins sont calés angulairement, pour une régularité de fonctionnement optimum, et accouplés par un ou plusieurs engrenages. L'axe final est relié

à la transmission finale du véhicule à entraîner, ou reçoit une hélice, dans le cas de montage sur un avion [1].



**Figure. I.9.** Moteur a cylindres opposées(en H) [4].

### **I.2.3. classification selon le carburant**

#### **I.2.3.1. Moteur quatre temps à allumage commandé (essence)**

Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de l'essence, de l'alcool, voire un gaz (GPL...etc.) ou autre, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie, trembleur, etc.).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle, chimique, stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme d'« explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres permettant de confiner les combustions et d'en utiliser l'énergie. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe [3].

Chaque cylindre est fermé par une culasse munie ou non d'au moins deux soupapes :

- la soupape d'admission permet l'alimentation en mélange air/essence du cylindre par le collecteur d'admission
- la soupape d'échappement permet l'évacuation des gaz brûlés vers l'échappement.

#### **I.2.3.2. Moteur à allumage par compression(Diesel)**

Fruit des travaux menés par l'ingénieur allemand Rudolf Diesel entre 1893 et 1897, le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage. Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage. Cela est possible grâce à un très fort taux de compression (rapport volumétrique) d'environ 18 à 22, permettant d'obtenir une température de 600 °C. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique [1].

Les moteurs Diesel sont construits de la même façon que les moteurs à essence, mais sont généralement plus lourds afin de supporter de taux de compression plus élevés. Les moteurs Diesel peuvent être à deux temps ou à quatre temps, refroidis par air ou par eau.

Un moteur Diesel est un moteur dont le taux de compression produit une chaleur de compression suffisamment élevée entre 500 C° et 600 C° pour allumer le carburant, sans le concours d'une étincelle électrique. [1].

Un moteur semi-diesel est un moteur Diesel qui utilise un taux de compression inférieur et qui, par conséquent, ne développe pas une chaleur de compression suffisante pour allumer le carburant. Dans ce cas l'allumage se fait habituellement au moyen de bougies.

Un moteur Diesel ne comporte pas de carburateur. Il n'y a que l'air qui pénètre dans le cylindre lors de la course d'admission, donc seul l'air se trouve comprimé lors de la course de compression. Au moment opportun, le carburant est pulvérisé dans cet air chauffé sous pression. La chaleur de compression allume le carburant et le mélange air-gazole brûle ensuite, de la même manière que dans un moteur à essence, pour fournir la puissance. L'injection du carburant de l'intérieur du cylindre doit être programmée comme l'étincelle produite à la bougie d'allumage dans un moteur à essence [1].

On peut remarquer que les moteurs Diesel de nos jours, comportent des bougies de préchauffage logées dans la chambre de la précombustion de chaque cylindre. Ces bougies de préchauffage fournissent la chaleur nécessaire à l'allumage du Diesel lors du démarrage.

Comme le moteur thermique à essence, le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres, fermés par une culasse reliant les cylindres aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames [3].

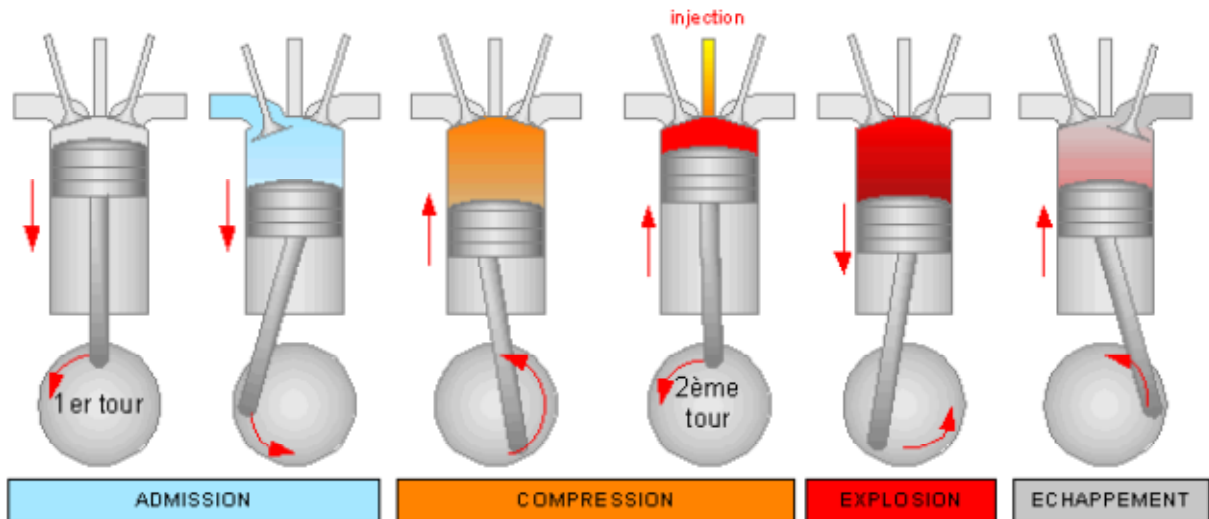
Son fonctionnement repose sur l'auto combustion du gazole, fioul lourd ou encore huile végétale brute dans de l'air comprimé à 1:20 du volume du cylindre (environ 35 bar), et dont la température est portée de 600 °C à 1500 °C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il ne soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston qui fournit une force de travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur) [3].

**a) Le cycle Diesel à quatre temps comporte:**

- 1- admission d'air par l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston
- 2 - compression de l'air par remontée du piston, la soupape d'admission étant fermée

3- injection - combustion - détente : peu avant le point mort haut on introduit, par un injecteur, le carburant qui se mêle à l'air comprimé. La combustion rapide qui s'ensuit constitue le temps moteur, les gaz chauds repoussent le piston, libérant une partie de leur énergie. Celle-ci peut être mesurée par la courbe de puissance moteur

4- échappements des gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement, poussés par la remontée du piston. Voir la figure I.10. Ci contre :



**Figure. I.10.** Le fonctionnement du moteur diesel à 4 temps [4].

**b) Vitesse, puissance et usage du moteur diesel :**

On utilise le moteur Diesel lorsque l'on a un besoin d'un couple important ou d'un bon rendement (locomotives, bateaux, camions), tracteurs agricoles, les groupes électrogènes, engins de travaux publics ou sur les automobiles.

C'est la marine de guerre qui s'intéressa en premier aux moteurs diesel, et avant tout pour les sous-marins. L'ingénieur français Maxime Laubeuf en équipa son sous-marin l'Aigrette (1901) car les moteurs à explosion ne développaient alors pas assez de puissance et les moteurs à vapeur dégageaient trop de fumée. Durant l'entre deux guerres, le diesel connaît une importante progression dans la marine marchande, mais la chauffe (charbon et mazout) reste encore prépondérante. Quant aux premiers véhicules terrestres équipés de moteurs diesel, il faut attendre le début des années 1920 [1].


En revanche, il est rarement utilisé sur les motos et les avions, notamment pour une question de masse embarquée. Toutefois, l'utilisation aéronautique de moteurs Diesel commence à se développer : moteurs spécifiques (SMA) ou dérivés de l'automobile (Centurion sur base Mercedes du motoriste allemand Thielert) ; avions de tourisme DA-40 et DA-42 de l'autrichien Diamond, Ecoflyer du français APEX aircraft (ex-DR 400 de Robin) équipés du Thielert Centurion 1.7, avions de construction amateur Dieselis et Gaz'aile 2.



Le gazole ayant un pouvoir calorifique volumique plus important que l'essence et bénéficiant d'une taxation légèrement plus favorable en France, les moteurs Diesel semblent plus économiques à l'usage bien que plus chers à l'achat [3].

**c) Avantages:**

- Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200 g/kW/h contre 330 g/kW/h pour le moteur à essence).
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses.
- Le combustible employé coûte moins cher.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

 **L'avantage du moteur diesel suralimenté (turbo compresseur)**

Les avantages d'un tel moteur sont nombreux. En effet il reprend ceux d'un moteur diesel classique en les améliorant et en supprimant une bonne partie de ses inconvénients.

- Consommation réduite (environ 15% moins qu'un moteur essence).
- Prix du gazole inférieur au prix de l'essence.
- Robustesse du moteur accrue ce qui entraîne des entretiens moins rapprochés : entretiens tous les 5 à 10 000 Km pour un véhicule essence et 15 à 20 000 Km pour un diesel.
- Performances accrues et parfois supérieures aux véhicules essence. Prenons par exemple la dernière génération des Golf TDI : les chronos obtenus peuvent être annoncés fièrement. Ils rappellent les performances affichées par les GTI d'il y a quelques années.
- Plus d'agrément de conduite.
- Le couple est bien supérieur à celui d'un moteur essence et moteur diesel classique.
- Le bruit et les vibrations générés par ce moteur sont inférieurs à ceux générés par les moteurs diesels classiques.
- Les émissions de particules et de CO<sub>2</sub> sont réduites à la source et le filtre à particules équipant certains modèles haut de gamme les rendent quasi-nulles en sortie du pot d'échappement.

**d) Inconvénients:**

- Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.

- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé..

### I.3. Types des moteurs diesel

Les moteurs diesel sont classés selon le type d'injection et de chambre de combustion qui les équipent, deux grandes familles de types de combustion existent :

#### I.3.1. Moteur à injection directe

Deux techniques de combustion sont employées :

*Par énergie des jets d'injecteur* : utilisé dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston. Le système fonctionne sans tourbillon d'air (swirl), mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important [1].

*Par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl)* : c'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur, en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution, afin d'améliorer sans cesse l'homogénéité du mélange air-combustible [1].

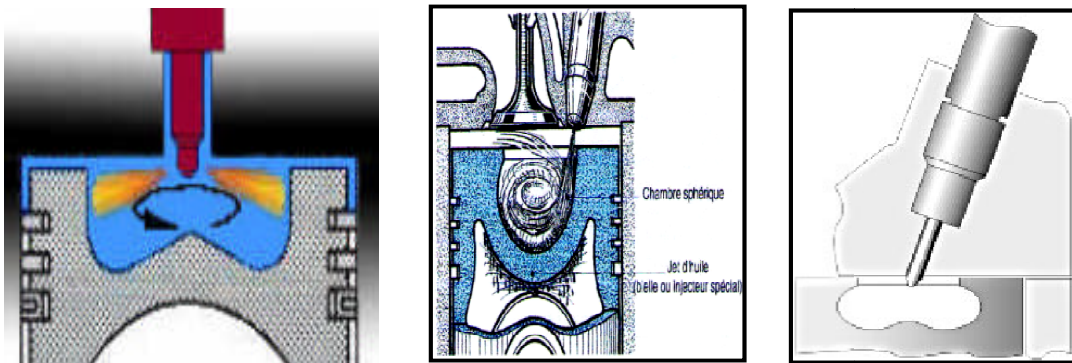


Figure. I.11. Système d'injection directe [4].

#### I.3.2. Moteurs à injection indirecte

L'injection indirecte, regroupant les différentes solutions de chambres de combustion divisées (l'injecteur pulvérise le combustible dans une chambre auxiliaire ou a lieu le début de combustion).



les gaz rejoignant ensuite la chambre de combustion principale travers un passage ou des canaux de liaison comme [1].

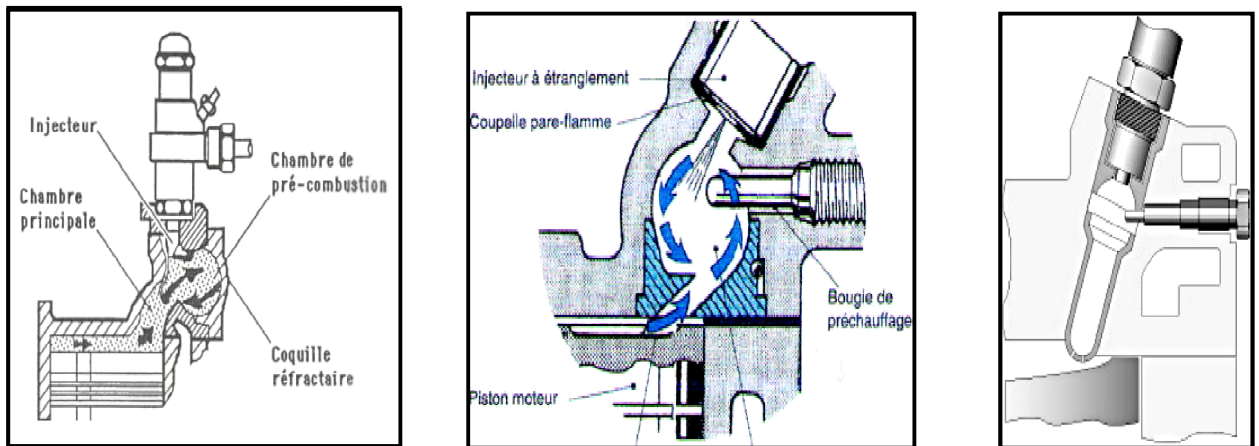


Figure. I.12. Système d'injection indirecte [4].

### I.3.2.1. Moteurs à chambre de précombustion

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit. Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1 [1].

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide [1].

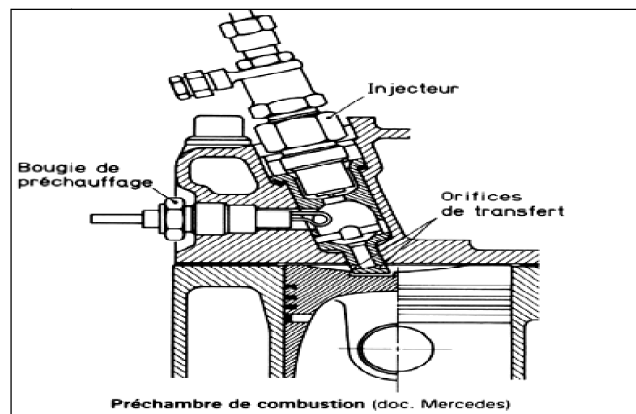
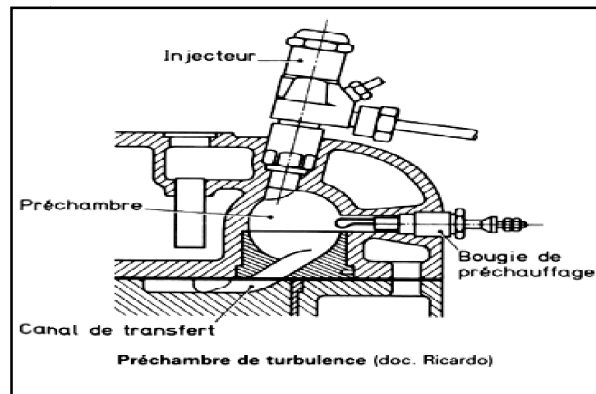


Figure I.13. Moteur à préchambre [4].

### I.3.2.2. Moteurs à chambre de turbulente

La chambre de turbulence représente la presque totalité du volume de la chambre de combustion. Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre. Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1 et la pression d'injection est de 110 à 130 bars [1].



**Figure. I.14.** Moteur à chambre turbulente [4].

### I.3.2.3. Moteurs à chambre d'air

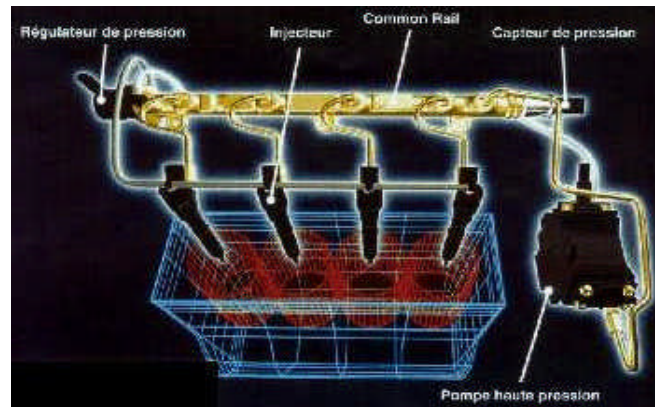
La réserve d'air communique avec le cylindre par un orifice important mais l'injecteur est placé en dehors de cette chambre et il est disposé de façon telle que le jet de combustible vient à la rencontre de l'air comprimé qui sort de la chambre. Il en résulte une grande souplesse de fonctionnement car un brassage énergique de l'air et du combustible favorise la combustion. Ces systèmes ont été abandonnés depuis plusieurs années [1].

### I.3.3. Système Common Rail

Le système Common Rail a été élaboré par la société BOSCH. Sur le système Common Rail, une pompe à haute pression comprime le carburant et le refoule vers l'accumulateur de haute pression, la rampe ("Rail"). La quantité exactes de carburant est injectée dans les chambres de combustion par des injecteurs pilotés par des électrovalves. La pression est appliquée constamment sur les injecteurs et est mesurée en permanence par un capteur de pression [5].

Le Common Rail est le seul système d'injection dans lequel la mise sous pression est indépendante de l'injection, de sorte que la pression d'injection peut être choisi en fonction de la cartographie moteur c'est à dire entre 250 bars et 1350 bars. Grâce à de nouvelles pompes haute pression et des modules de commande encore plus efficaces [5].

La dernière génération de Common Rail rend les moteurs diesel encore plus économiques. Plus propres. plus silencieux et plus puissants.



**Figure I.15.** Système Common Rail [5].

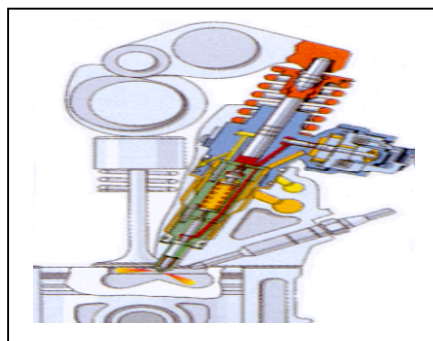
### 1.3.4 Système d'Injecteur Pompes

On doit l'injecteur pompe au Docteur Karl Heinz Neumann, responsable de la division développement des organes mécaniques de Volkswagen. Comme pour le Common Rail, l'efficacité du système est basée sur la haute pression. L'injecteur pompe, comme son nom l'indique, assure à la fois les fonctions de pompe et d'injecteur. Plus besoin donc de pompe distributrice pour acheminer le carburant [5].

La pression créée par l'injecteur pompe est de l'ordre de 2000 bars. L'élément pompe implanté sur le dessus de l'injecteur (voir schéma) est actionné par un culbuteur, lui même actionné par une came supplémentaire commandée par l'arbre à cames.

Ce culbuteur agit sur un "plongeur" qui en descendant, comprime le carburant très fortement et ceci à une vitesse très rapide. Un ressort de "rappel" ramène le piston à sa position initiale [5].

La pré-injection et l'injection principale sont pilotées par une électrovanne intégrée. Son ouverture quasi instantanée provoque la coupure nette de l'injection favorisant une combustion complète et propre. Enfin, l'alimentation du carburant de l'injecteur pompe s'effectue sans tuyauterie externe, directement au travers d'alésages usinés dans la culasse. Il est refoulé par une pompe mécanique basse pression montée sur la culasse [5].



**Figure I.16.** Système pompe d'injection [5].

## I.4. Les organes mécaniques du moteur diesel

Les différents organes principaux du moteur diesel 4 temps sont:

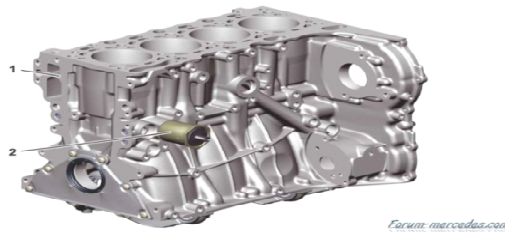
La première partie sont étudiées les éléments fixes du moteur, soit : le bloc-moteur, la culasse et le joint de culasse, ainsi que l'assemblage et l'étanchéité des différentes pièces.

Le deuxième partie, sont étudiées les éléments mobiles, soit le vilebrequin, la bielle et leurs coussinets, le piston [6].

### I.4.1. Les principaux organes fixes

#### I.4.1.1. Bloc moteur

C'est la pièce maîtresse du moteur. Il est généralement coulé en fonte d'une seule pièce. Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir des chemises. Une circulation d'eau assure son refroidissement. Afin de vidanger le circuit d'eau, le bloc cylindre est muni d'un bouchon de vidange placé au point le plus bas du cylindre [7].



**Figure. I.17.** Le bloc moteur [7].

#### I.4.1.2. Culasse

Disposée à l'extrémité supérieure du cylindre, elle ferme le cylindre et constitue la chambre de combustion. Elle comporte les éléments de distribution, l'injecteur, les conduits d'admission et d'échappement. Très fortement sollicitée du point de vue thermique, des chambres d'eau sont nécessaires à son refroidissement.

Le volume de la chambre de combustion détermine le rapport volumétrique. Le type d'injection, directe ou indirecte, son mode de distribution, deux, trois ou quatre soupapes par cylindre conditionnent directement son dessin [7].



**Figure. I.18.** Culasse [7].

### I.4.1.3. Joint de culasse

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre enserrant une feuille d'amiante, ou réduit quelque fois à sa plus simple expression : une simple feuille de cuivre, le joint de culasse assure l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre [7].



Figure I.19. Joint de culasse [7].

### I.4.1.4. Carter

Supérieur, inférieur ou de distribution, réalisés en tôle emboutie ou moulés en alliage léger ils constituent des caches ou des couvercles qui ferment les différentes faces du moteur [7].



Figure I.20. Le Carter [7].

### I.4.1.5. Collecteurs

Le collecteur d'admission regroupe les conduits qui amènent les gaz frais aux soupapes d'admission et le collecteur d'échappement contient ceux qui emmènent les gaz brûlés depuis les soupapes d'échappement.

Ce sont des pièces moulées, en alliage léger pour l'admission et en fonte pour l'échappement [7].



Figure I.21. Le Collecteur [7].

## I.4.2. Les principaux organes mobiles

La transmission du couple moteur est assurée par un système dynamique comportant trois éléments principaux : le piston, la bielle et le vilebrequin. L'ensemble constitue l'attelage mobile [6].

### I.4.2.1. Vilebrequin

Le vilebrequin, est un arbre constitué de manivelles. Son rôle est de transformer à l'aide de la bielle les efforts linéaires du piston en couple exploitable.

On trouve d'un côté du vilebrequin le volant moteur ou volant d'inertie qui permet de limiter l'irrégularité cyclique du régime de rotation (surtout gênante au ralenti et aux bas régimes), qui sert de porte-couronne de démarreur et qui supporte le couvercle d'embrayage [6].



**Figure. I.22.** Vilebrequin à cinq paliers [4].

### I.4.2.2. Piston

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston (figure I.23) est réalisé en alliage léger. La tête de piston forme une partie de la chambre de combustion. A ce titre, elle est quelque fois creusée de cavités destinées à créer une turbulence favorable à la combustion. Des segments logés dans la partie haute du piston, la tête, assurent l'étanchéité de la chambre de combustion. On distingue le segment de feu, les segments d'étanchéité et les segments racleurs, dont l'un est souvent disposé plus bas que l'axe de piston. Le segment de feu est le plus souvent chromé. Il est disposé assez loin du bord du piston afin d'éviter qu'il soit soumis directement à la chaleur dégagée lors de la combustion [6].



**Figure. I.23.** Le piston [6].

### I.4.2.3. Bielle

La bielle assure la liaison entre le vilebrequin et le piston. Réalisée en acier, elle doit pouvoir résister à des efforts de compression très élevés. A ce titre les constructeurs ont généralement adopté une section en H.



Le plan de coupe de la tête de bielle est souvent oblique afin de faciliter la dépose de l'ensemble bielle piston par le haut du cylindre [7].



**Figure. I.24.** La Bielle [7].

#### I.4.2.4. Arbre à came

Les arbres à came sont généralement en fonte nodulaire ou en fonte malléable à cœur noir, parfois en acier forgé. Ils tournent dans des paliers lisses fixés sur la culasse, ou percés dans la culasse même. Pour tenir à l'usure, les arbres à came acier sont cémentés trempés ou nitrurés, et ceux en fonte trempés. Une came consiste en une rampe d'ouverture, une partie excentrée appelée lobe, une rampe de fermeture et un talon. La forme ou le profil des comes est déterminé très soigneusement de façon à ce qu'elles ouvrent les soupapes à la bonne vitesse et les soulèvent sans imposer de contrainte excessive aux parties mobiles et avec minimum de bruit. Plusieurs types de comes sont employés : quart de course, trois-quarts de course et pleine course. Les comes pleine course sont employées dans les moteurs à haut rendement. Elles sont conçues pour ouvrir davantage les soupapes et pour accélérer leur ouverture et leur fermeture, sans tenir compte de l'augmentation du bruit qui en résulte et qui est largement compensé par l'accroissement du rendement volumétrique ainsi obtenu [7].



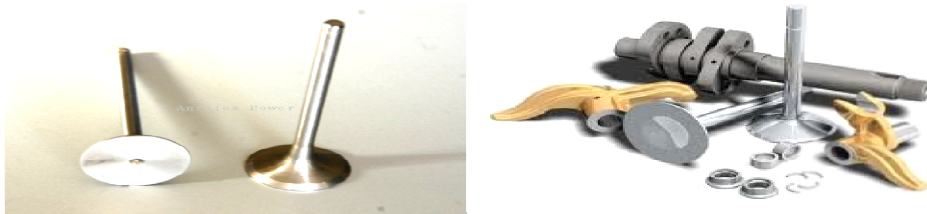
**Figure. I.25.** Arbre à came [4].

#### I.4.2.5. Soupapes

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, une d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire

quatre soupapes par cylindre. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue permettant le guidage.

Soumises à des mouvements alternatifs très rapides, les portées de soupape se détériorent, l'étanchéité de la chambre de combustions est remise en question, des problèmes de démarrage et de manque de puissance apparaissent. Il est alors temps d'intervenir [7].



**Figure. I.26.** Soupape et leurs équipements [4].

Les poussoirs de soupape sont des pièces placées entre l'extrémité de la tige de soupape (moteurs à soupapes latérales), ou la tige de poussoir (moteurs à soupapes en tête) et l'arbre à cames. Le poussoir se déplace sur une came de l'arbre à cames et lorsque le lobe de la came passe sous le poussoir, il le soulève. Les poussoirs de soupape peuvent être de type mécanique ou hydraulique [6].

#### **I.4.2.6. Voulant du moteur**

Le volant moteur situé en bout de vilebrequin emmagasine de l'énergie durant le temps moteur (combustion / détente). Il restitue durant les temps non moteur.

Le volant moteur est une masse d'inertie qui régularise et équilibre la rotation du vilebrequin [6].



**Figure. I.27.** Voulant du moteur [4].

### **I.5. Le système d'alimentation et suralimentation**

On distingue, pour alimenter un moteur diesel deux circuits : le circuit d'alimentation en air et le circuit d'alimentation en gazole.

#### **I.5.1. Le système d'alimentation en l'air**

##### **I.5.1.1. Les moteurs à aspiration naturelle**

Le moteur est dit à aspiration naturelle lorsque c'est le moteur lui-même qui aspire son air grâce à la dépression créée lors de la descente du piston au temps admission.



C'est la solution technique la plus couramment employée sur les petits moteurs diesel marins où la simplicité de conception prime [7].

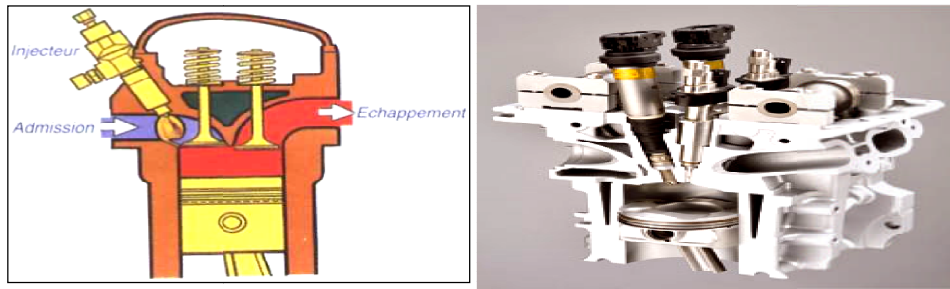


Figure. I.28. Moteur à aspiration naturelle [7].

### I.5.1.2. Les moteurs suralimentés (moteur turbo compresseur)

Le Turbo ou Turbo Compresseur fait partie intégrante des nouveaux moteur diesel. Le principe du Turbo consiste à suralimenter le moteur en air afin d'en augmenter considérablement la puissance. Les premiers Turbo Compresseur étaient entraînés par le moteur mais ce système abaissait d'environ 7% le rendement du moteur [7].

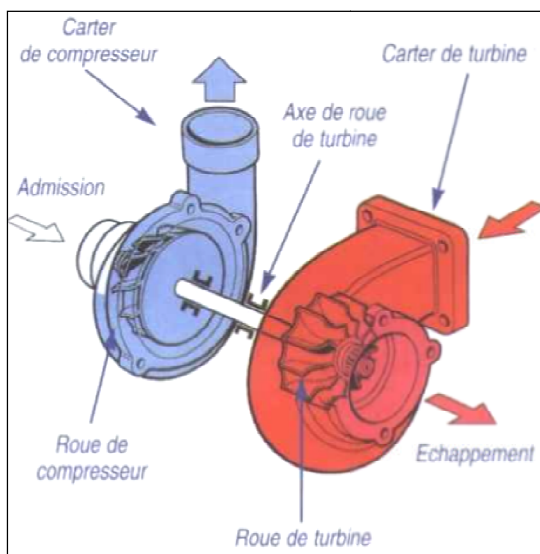


Figure. I.29. Turbocompresseur [7].

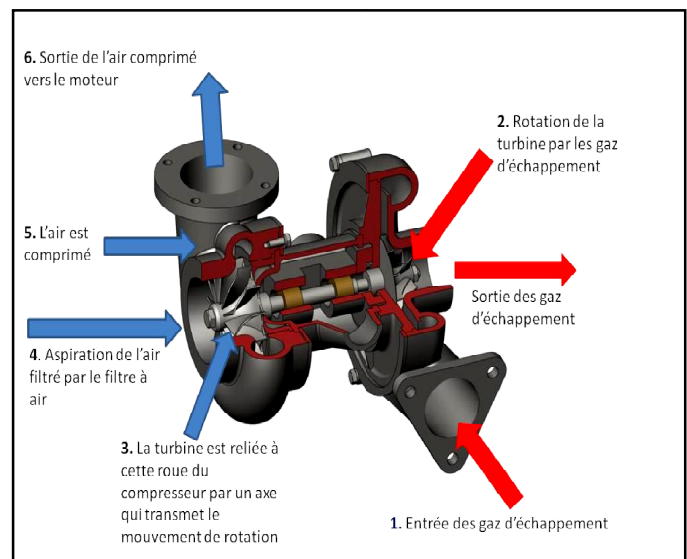


Figure. I.30. principe du turbo compresseur [7].

Afin d'augmenter le remplissage du cylindre lors de la phase admission d'air, certains moteurs sont munis d'un système de suralimentation. Cette suralimentation consiste à augmenter la masse spécifique de l'air en lui faisant subir une compression préalable. C'est le rôle du turbocompresseur ou du Cette suralimentation permet une augmentation de la puissance du moteur pour une même cylindrée ; une amélioration des performances du moteur à haut régime et à forte charge [7].

Le turbocompresseur utilise l'énergie des gaz d'échappement. Ce transfert d'énergie est réalisé par un ensemble de deux turbines. La turbine d'entraînement, actionnée par les gaz d'échappement à leur sortie du moteur entraîne la turbine de suralimentation. Celle-ci aspire l'air extérieur et le refoule en amont de la soupape d'admission [5].

La pression de suralimentation est limitée par une soupape de régulation. Cet ensemble dont la vitesse de rotation est très élevée (jusqu'à 200 000 tr/min) nécessite un graissage sous pression d'huile. La pression de suralimentation élevée nécessite une diminution du rapport volumétrique [5].

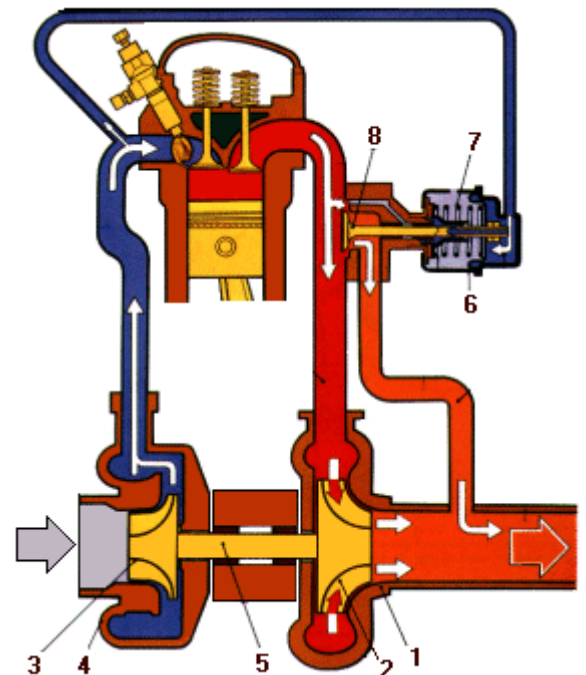
Afin d'améliorer le rendement du moteur sur toute sa plage d'utilisation, quelques moteurs marins utilisent le turbocompresseur dont le rendement est élevé à haut régime, allié à un compresseur pour améliorer le remplissage à bas régime. Celui-ci est entraîné mécaniquement par une courroie liée au vilebrequin. Ce compresseur mécanique offre l'avantage d'une réaction immédiate à l'accélération et permet de disposer d'un couple important à bas régime. Le débrayage et l'embrayage sont commandés par un calculateur qui analyse en permanence les paramètres moteurs, en particulier la charge [5].

Les gaz d'échappement (en rouge) sont expulsés du cylindre avec une certaine force. Cette force est utilisée pour faire tourner la turbine (2) entraînant par l'intermédiaire de l'axe (5) la turbine (3) qui va propulser l'air frais dans le cylindre.

Le problème de ce système est qu'il chauffe énormément : 800 °C et il tourne très vite : 110 000 tr/min. L'air en sortie du Turbo est chaud donc très dilaté ce qui produit l'effet inverse de celui souhaité

Pour y remédier on utilise souvent des échangeurs ( Intercooler ) afin de refroidir l'air entre le Turbo et le cylindre [5].

Enfin, un régulateur de pression (6+7+8) régule l'arrivée des gaz d'échappement dans la turbine afin de contrôler la pression d'admission. En effet, plus la pression est grande et plus le moteur est puissant et a du couple mais plus les forces encaissées par le moteur sont importantes [5].



**Figure. I.31.** Principe de fonctionnement de la Suralimentation [5].

## I.6. les diagrammes d'un moteur diesel à 4 temps

### I.6.1. Diagramme théorique d'un moteur

C'est l'ensemble des phases successives nécessaires pour transformer l'énergie calorifique produite dans le cylindre en énergie mécanique. Le cycle débute avec le piston au point mort haut PMH et se réalise en 2 tours de manivelle c'est-à-dire en 4 courses de piston.

Un cycle est une suite d'opérations qui se succèdent dans un ordre bien défini et à la fin desquelles il est prêt de recommencer. Sur les automobiles, on utilise surtout les moteurs à 4 temps dont lesquels la combustion du gasoil se déroule en 4 phases ; *Ces 4 temps sont:*

- L'admission, La compression, La combustion (diesel), Explosion (essence) La détente.
- L'échappement [8].

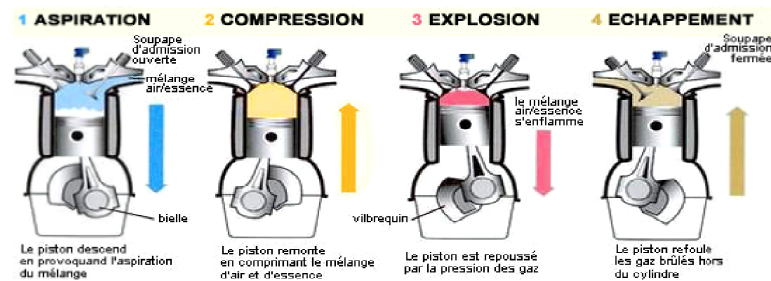


Figure I.32. Différents phases du cycle moteur à quatre temps [8].

Et à l'afin déterminer Le diagramme théorique d'un moteur diesel comme la figure ci contre :

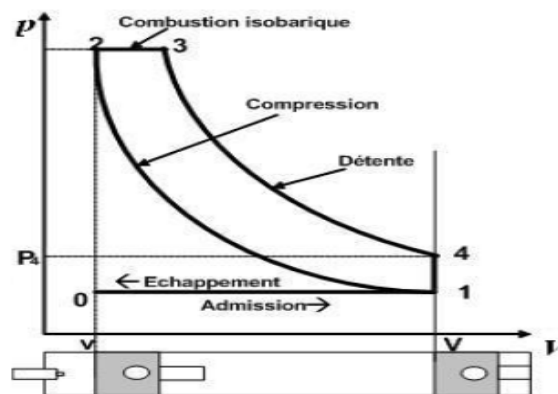


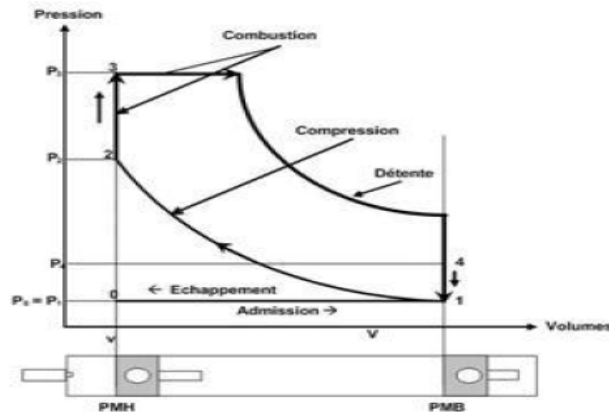
Figure I.33. Diagramme théorique d'un cycle diesel non suralimenté [8].

### I.6.2. Diagramme mixte d'un moteur diesel

Dans le cycle à introduction mixte de la chaleur ; une partie de cette chaleur est introduite à volume constant et l'autre partie est introduite à pression constante il est composé des transformations suivante :

- une compression adiabatique (1-2) et
- une introduction de la chaleur à volume Constant (2-3)
- une introduction de la chaleur à pression Constante (3-4).

- une détente adiabatique (4-5) [8].
- une prise de chaleur à volume constant (5-1). Voir la figure I.31. Ci contre :



**Figure I.34.** Diagramme mixte [8].

Dans les moteurs diesels rapides, la grande partie des processus du dégagement de la chaleur et de la formation du mélange se fait au fur et à mesure de l'introduction du combustible dans le cylindre, et part conséquent, les premières portions du combustible se brûlent spontanément presque à volume constant, alors que les autres portions se brûlent par la suite presque à pression constante pour cette raison on suppose que les moteurs diesels rapides fonctionnent selon le cycle à introduction mixte de la chaleur [8].

### I.6.3. Diagramme réel (pratique) du moteur diesel

Le diagramme théorique ne tient pas compte de certains inconvénients :

- La mise en mouvement d'un gaz n'est pas instantanée due à son inertie et l'ouverture des soupapes n'est pas instantanée [8].
- La variation de la température est modifiée par les échanges avec l'extérieur.
- Le délai d'inflammation n'est pas pris en compte et la combustion complète demande un certain temps. Pour remédier à ces problèmes et obtenir un rendement aussi bon que possible et un diagramme le plus proche possible du diagramme théorique, on modifie le temps d'ouverture des soupapes ainsi que le point d'allumage de l'ensemble gazeux [8].

- **Différences entre le diagramme réel et théorique**

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexactes citées au-dessus. Pratiquement :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle [8].

- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varie avec la température dans le cycle réel.
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre. Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage [8].
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre.
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure [8].
- À l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique [8].

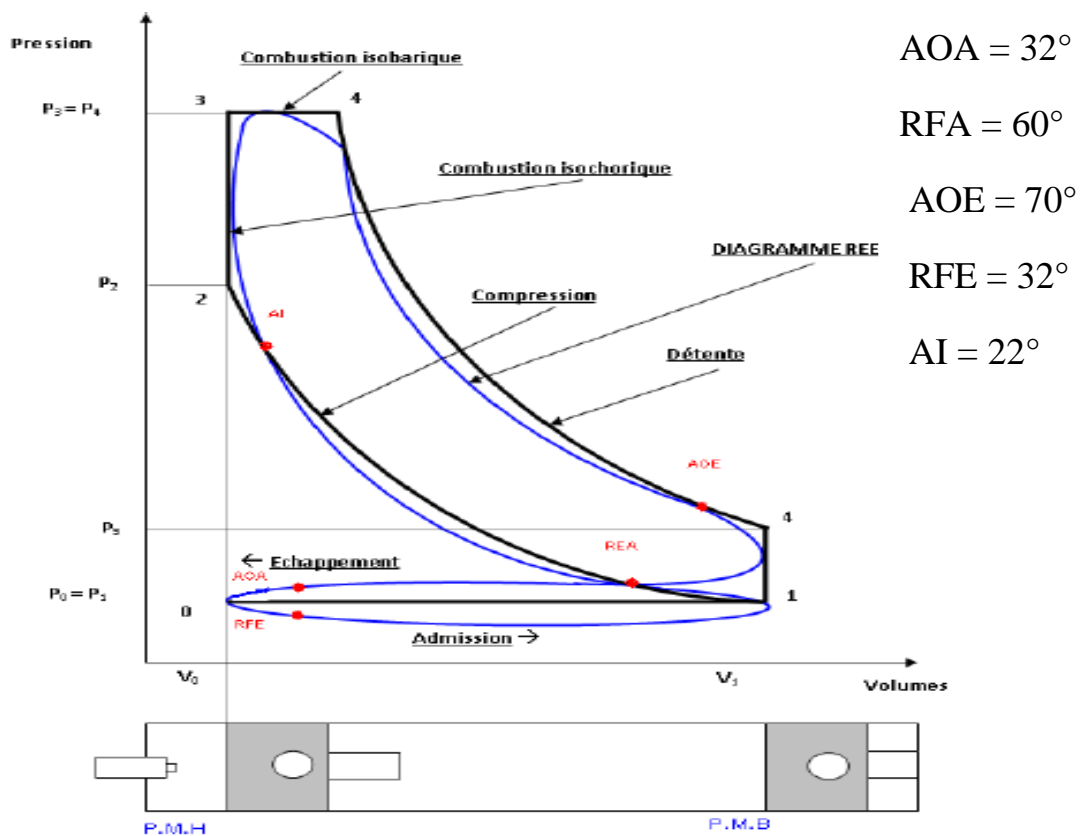


Figure I.35. Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (p – v) [8].

# Chapitre : II

Calcule les caractéristiques  
du moteur diesel

1.7 dCI

## II.1. Introduction

Le but de ce chapitre est calculer les caractéristiques thermiques et dimensionnelles des principaux organes (vilebrequin, piston, bielle) à partir des données de départ (puissance, nombre de tours...) pour utiliser ces résultats dans le chapitre III, comme des données pour la conception du moteur diesel à quatre temps suralimenté 1.7 dCI.

Ces calculs permettent de déterminer les grandeurs d'état pour le combustible dans les principaux points du cycle pour tracer le diagramme de pression (P-V) et déterminer ainsi la pression moyenne du cycle [9].

À partir du diagramme de pression on peut déterminer les dimensions fondamentales du moteur : l'alésage  $D$  et la course du piston  $S$  et les principaux indices techniques et économiques du moteur qui sont le rendement thermique et la consommation spécifique de combustible, et puis calculer les dimensions du (piston, bielle, vilebrequin), avec étude cinématique et dynamique de ce moteur, et enfin déterminer le couple de moteur 1.7 dCI.

On fait le calcul du cycle thermodynamique du moteur au régime nominal : vitesse de rotation ( $n_n$ ) et charge continue (85% charge pour moteurs de voiture et de camion et 100% pour moteurs de locomotive, navire ou stationnaires).

Il y a une multitude de méthodes pour calculer le cycle moteur :

- ✓ les unes, abordant le cycle théorique, considèrent le fluide moteur un mélange de gaz parfaits.
- ✓ les autres considèrent l'évolution des gaz réels dans un cycle réel.

Les premières méthodes traitent les phénomènes est le processus d'un cycle « global » calculant les grandeurs d'état dans ses points caractéristiques et, puis, par corrections, on obtient le cycle réel [9].

Ces méthodes simplifiées telles du cycle « global » peut être utilisées pour les calculs préliminaires dans la conception d'un moteur [9].

La deuxième catégorie poursuit la transformation progressivement « pas à pas » considérant une multitude de particularités des processus du cylindre du moteur :

- l'écoulement des gaz
- le procédé d'alimentation
- la loi de combustion
- le changement de chaleur entre les gaz et la paroi
- la vaporisation du combustible
- la réalisation du mélange

- le mouvement des gaz dans le cylindre

De suite est présenté la méthode simplifiée (approximative) du cycle « global» Pour le moteur suralimenté, on fait des éclaircissements, le cas échéant, sur les modifications qui surviennent dans les formules mathématiques établies [9,10].

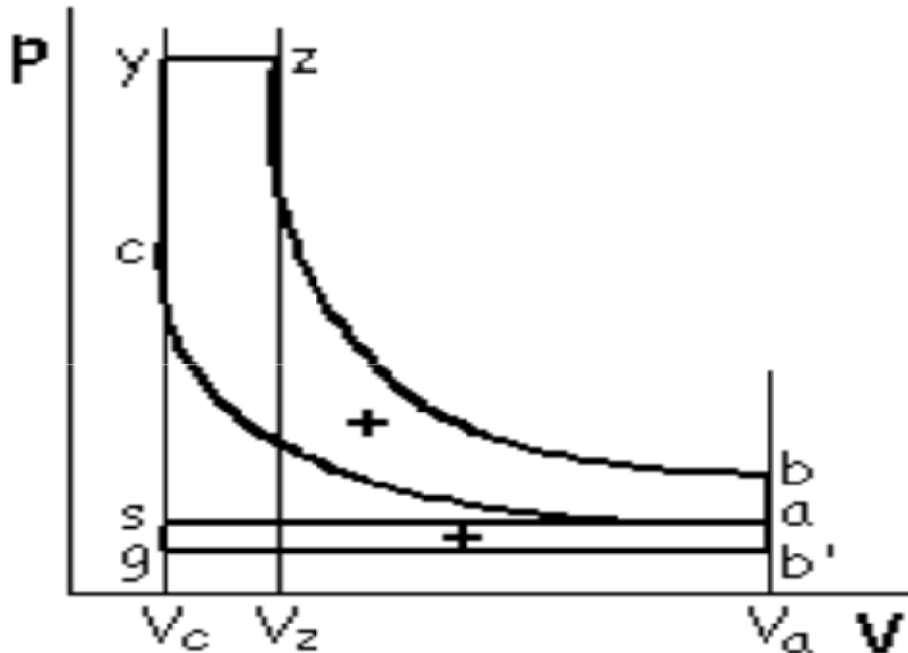


Figure. II.1.Cycle du moteur type diesel rapide suralimenté [9].

## II.2. Données de départ du thème du projet

Faite la conception du moteur diesel 1.7 dCI à quatre temps suralimenté dont les caractéristiques sont suivant dans le **tableau II.1**. Comme suite :

Données des caractéristiques du moteur diesel 1.7 du projet	désignations
-Destination du moteur,	Voiture (type RENAULT)
-La puissance effective $N_e$ ,	$N_e = 66 \text{ KW}$ ou (90 ch)
-La vitesse de rotation effective n,	$n = 4000 \text{ tr/min}$
-type du moteur diesel,	Suralimentation (dCI).
-Nombre de cylindres $N_c$ ,	$N_c = 4$ (disposition en ligne).
-Nombre de palier de vilebrequin (arbre du moteur),	5 Paliers
--Bloc cylindre en fonte mon chemisé,	Réalisé par moulage en sable
-Type de cycle thermodynamiques $\tau$ ,	$\tau = 4$ (quatre temps).
-Le rapport de la course sur l'alésage $\Psi$ ,	$\Psi = \frac{S}{D} = 1,2$
-Le rapport volumétrique (Taux de compression) $\epsilon$ ,	$\epsilon = 22$



-Type d'admission,	Suralimenté (dCI).
- La température standard de la charge fraîche $T_0$ ,	$T_0 = 298 \text{ K}$
-La pression standard de l'environnement $P_0$ ,	$P_0 = 0,1 \text{ MPa}$ ou $1 \text{ bar}$
-L'indice adiabatique des gaz $K$ ,	$K = 1,4$
-La pression de suralimentation $P_s$ ,	$P_s = 0,18 \text{ MPa}$ ou $1,8 \text{ bar}$
-Augmentation de la température de la charge fraîche pendant l'admission,	$\Delta T = 7^\circ\text{C}$ .
-La température $T_g$ des gaz brules résiduels: $T_g$ ,	$T_g = 800 \text{ K}$
-La pression $P_g$ des gaz brules résiduels: $P_g$ ,	$P_g = 0,153 \text{ MPa}$
-La pression $P_a$ du mélange frais $P_a$ ,	$P_a = 0,165 \text{ MPa}$
-L'indice polytropique soufflante $m$ ,	$m = 1,6$
-Chaut de température dans le refroidisseur intermédiaire $\Delta T_{\text{Ri}}$ ,	$\Delta T_{\text{Ri}} = 40^\circ\text{C}$
-L'indice polytropique pendant la compression $m_c$ ,	$m_c = 1,35$
-Carburant,	Gazole (gasoil)
-Composition chimique de gasoil : C=85,7% ; H=13,3% ; O=1,0%.	-
-On adopte à injection directe.	-
-Le coefficient d'excès d'air $\lambda$ ,	$\lambda = 1,7$
-Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant la combustion : $\zeta_z$ ,	$\zeta_z = 0,8$
-L'indice poly tropique pendant la détente $m_d$ ,	$m_d = 1,23$
-Rapport d'agrandissement de la pression pendant la combustion $\lambda_p$ ,	$\lambda_p = 1,5$
-Le coefficient de perfection du diagramme <b>P-V</b> $\eta_p$ ,	$\eta_p = 0,95$
-La fraction $\varphi_p$ de diagramme de pompage $\varphi_p$ ,	$\varphi_p = 0,2$
-Masse molaire de l'air $\mu_{\text{air}}$ ,	$\mu_{\text{air}} = 28,97 \text{ Kg/Kmole}$
-La constante universelle des gaz $R$ ,	$R = 8,31 \text{ J/Mole. K}$ .
-Le rendement mécanique $\eta_m$ ,	$\eta_m = 0,85$

### II.3. L'hypothèse de calcul du cycle de moteur diesel 1.7 suralimenté

Le calcul de ces cycles impose certaines hypothèses simplificatrices :

- Dans le cylindre du moteur se trouve un mélange homogène des gaz parfaites.
- Les processus d'échappement et d'admission déroulent a pression constante.
- La coïncidence du début de processus d'admission et de la course d'admission (donc pas d'avance a l'ouverture de soupape d'admission).
- L'annulation de la période de recouvrement des soupapes.

- La soupape d'échappement s'ouvre en PMB, l'échappement libre étant remplacé par une évolution isochore (b-b')
- La charge fraiche s'échauffe en contact avec les pièces chaudes du moteur
- Au début d'admission il y a des gaz brûlés résiduels gbr (restés de cycle précédent) ; c'est-à-dire à la fin d'admission il y a un mélange initial.
- Les processus d'admission et de détente sont des évolutions polytropiques à indices polytropiques constants **mc**, **md**
- On suppose que dans un cycle moteur a lieu la combustion d'un kilogramme de carburant.

On utilise dans ce calcul les notations suivantes :

$-\varepsilon = V_a/V_C$  Rapport volumétriques.

$-\rho dp = V_z/V_C$  Taux de détente préalable.

$-\lambda_p = P_z/P_C$  Rapport d'accroissement de la pression pendant la combustion [9,10].

#### II.4. Les étapes de calcul du moteur 1.7 dCI

Le calcul des paramètres du moteur diesel exigé de suivre des étapes principales et l'autre auxiliaire comme montre ci-dessus pour obtenir une conception bien détaillé et bien définie [11] :

##### II.4.1. Les paramètres du fluide moteur 1.7 dCI

###### II.4.1.1. Calcul de pouvoir calorifique inférieur $P_{ci}$

Pour le calcul préalable du cycle réel on peut utiliser la composition moyenne de carburant qui est la suivante : C=85,7% H=13,3% O=1,0%

Le pouvoir calorifique inférieur de carburant peut être calculé approximativement d'après la formule de Mendeleïev qui utilise la composition chimique exprimée en pourcentage :

$$P_{ci} = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 (O - S) - 2,51 (9H + W) \quad (\text{II.1})$$

$$P_{ci} = 33,91 \cdot 0,857 + 125,6 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51(9 \cdot 0,133)$$

$$P_{ci} = 42,6523 \text{ kJ/Kg}$$

###### II.4.1.2. Calcul de quantité d'air théoriquement nécessaire pour brûler 1 Kg de carburant $L_0$

La quantité d'air qui est théoriquement nécessaire pour brûler complètement 1Kg de carburant de la composition chimique de cette dernière :

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{II.2})$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,4969 \text{ K mole d'air/Kg de carburante}$$

Le coefficient d'excès d'air pour les moteurs à diesel suralimenté  $\lambda$  varie dans les valeurs de  $1,20 \div 2,50$ . Pour le calcul préalable on peut prendre la valeur moyenne Le coefficient d'excès d'air  $\lambda=1,7$  (mélange pauvre car  $\lambda > 1$ ) [11].

#### II.4.1.3. Calcul de quantité de mélange frais $M_1$ (réel)

La quantité de mélange frais qui peut être préparé à l'aide de 1Kg de carburant est la suivante :  $M_1 = \lambda \cdot L_0 = 1,7 \times 0,4969$  (II.3)

$$M_1 = 0,844 \text{ Kmole /Kg .}$$

$$N_0 = M_1 = \lambda \cdot L_0 = 1,7 \times 0,4969 = 0.844 \text{ Kmole/Kg .}$$

Dans ce cas du mélange pauvre ( $\lambda > 1$ ) les produit de combustion contiennent uniquement du gaz carbonique ( $CO_2$ ), des vapeurs d'eau ( $H_2O$ ), l'excédent d'oxygène ( $O_2$ ) et l'azote atmosphérique ( $N_2$ ). Le nombre de moles de chaque composant des produits de combustion pas l'une des formule suivantes :

➤ La quantité de gaz carbonique :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,857}{12} = 0,0714 \text{ K mole /Kg} \quad (\text{II.4})$$

➤ La quantité de vapeur d'eau :

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,0665 \frac{\text{kmole}}{\text{kg}}. \quad (\text{II.5})$$

➤ La quantité de vapeur d'oxygène :

$$M_{O_2} = 0,21 (\lambda - 1)L_0 = 0,21(1,7 - 1)0,4969 \quad (\text{II.6})$$

$$M_{O_2} = 0,073 \frac{\text{kmoles}}{\text{kg}}.$$

➤ La quantité de l'azote :

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \lambda \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,4969 \quad (\text{II.7})$$

$$M_{N_2} = 0,669 \frac{\text{kmoles}}{\text{kg}}.$$

#### II.4.1.4. Calcul La quantité totale de produit de combustion $M_{Pc}$

La quantité totale de produit de combustion est donnée par :

$$M_{Pc} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\lambda - 0,208) L_0 \quad (\text{II.8})$$

$$M_{Pc} = \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{2} + (1,7 - 0,208)0,4969$$

$$M_{Pc} = 0.882 \text{ K mole /Kg .}$$

## II.4.2. Processus d'admission

### II.4.2.1. Calcul de coefficient de remplissage $\eta_V$

On détermine la température de la charge fraîche après la soufflante et le refroidisseur

$$\text{intermédiaire } T_S. \quad T_S = T_0 \cdot \left(\frac{P_S}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{RI} = 298 \cdot \left(\frac{1,8}{1}\right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 40 = 331,48 \text{ K} \quad (\text{II.9})$$

Et maintenant la température de la charge fraîche à l'entrée dans le cylindre  $T'_S$ :

$$T'_S = T_S + \Delta T = 331,48 + 7 = 338,48 \text{ K} \quad (\text{II.10})$$

On détermine le coefficient de remplissage appliquant de la relation de l'admission naturelle

ou  $P_0$  devient  $P_S$  et  $T_0$  devient  $T_S$ ,  $T'_0$  devient  $T'_S$

$$\eta_V = \frac{P_a [\varepsilon + (k-1)(\varepsilon-1)] - P_g}{P_0 (\varepsilon-1) \cdot k \cdot \frac{T'_0}{T_0}} \quad \text{devient} \quad \eta_V = \frac{P_a [\varepsilon + (k-1)(\varepsilon-1)] - P_g}{P_S (\varepsilon-1) \cdot k \cdot \frac{T'_S}{T_S}}$$

$$\eta_V = \frac{0,165[22+(1,4-1)(22-1)]-0,153}{0,18(22-1) \cdot 1,4 \cdot \frac{338,48}{331,48}} = 0,899 \quad (\text{II.11})$$

- Valeur recommandées  $\eta_V = [0,75 \dots \dots 0,92]$

### II.4.2.2. Calcul du coefficient des gaz brûlés résiduels $\gamma$

On appliquant de la relation de l'admission naturelle. Ou  $P_0$  devient  $P_S$ ,  $T_0$  devient  $T_S$

$$\gamma = \frac{P_g}{P_0} \cdot \frac{1}{\eta_V} \cdot \frac{1}{\varepsilon-1} \cdot \frac{T_0}{T_g} \quad \text{devient} \quad \gamma = \frac{P_g}{P_S} \cdot \frac{1}{\eta_V} \cdot \frac{1}{\varepsilon-1} \cdot \frac{T_S}{T_g}$$

$$\gamma = \frac{0,153}{0,18} \cdot \frac{1}{0,899} \cdot \frac{1}{22-1} \cdot \frac{331,48}{800} = 0,0186 \quad (\text{II.12})$$

- Valeurs recommandées:  $\gamma = [0,01 \dots \dots 0,03]$

### II.4.2.3. Calcul de température à la fin d'admission $T_a$

On appliquant de la relation de l'admission naturelle ou  $P_0$  devient  $P_S$ ,  $T_0$  devient  $T_S$

$$T_a = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{1}{\eta_V} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{1}{\gamma+1} \cdot T_0 \quad \text{devient} \quad T_a = \frac{P_a}{P_S} \cdot \frac{1}{\eta_V} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{1}{\gamma+1} \cdot T_S$$

$$T_a = \frac{0,165}{0,18} \cdot \frac{1}{0,899} \cdot \frac{22}{22-1} \cdot \frac{1}{0,0186+1} \cdot 331,48 = 347,62 \text{ K} \quad (\text{II.13})$$

- Valeur recommandées :  $T_a = [330 \dots \dots 400] \text{ K}$

### II.4.2.4. Calcul de masse spécifique de la charge fraîche pendant le remplissage

La masse spécifique de la charge fraîche pendant le remplissage du cylindre du moteur :

On appliquant de la relation de l'admission naturelle ou  $P_0$  devient  $P_S$ ,  $T_0$  devient  $T_S$ .

$$\rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_0}{R \cdot T_0} \quad \text{devient} \quad \rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_S}{R \cdot T_S} = \frac{28,97 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{8314 \cdot 331,48} = 18,92 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{II.14})$$

Dont :  $\mu_{\text{air}} = 28,97 \text{ Kg/Kmole}$ : La masse molaire d'air.

$R = 8314 \text{ j/(Kmole. K)}$ : La constante universelle des gaz.

**II.4.3. Processus de compression**

**II.4.3.1. Calcul de pression à la fin de la compression  $P_c$**

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{mc} = 0,165 \cdot 22^{1,35} \tag{II.15}$$

$$P_c = 10,70 \text{ MPa}$$

**II.4.3.2. Calcul de température de la fin de compression  $T_c$**

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{mc-1} = 347,62 \cdot 22^{1,35-1} \qquad T_c = 1025,5 \text{ K} \tag{II.16}$$

- Valeur recommandées:  $P_c = [4,0 \dots \dots 9,0] \text{ MPa}$

$$T_c = [80 \dots \dots 1000] \text{ K}$$

**II.4.4. Processus de combustion**

Le tableau suivant monté L'énergie interne spécifique molaire **U** et l'enthalpie spécifique molaire **H** des gaz en fonction de température, en *Kj/Kmol* [9].

**Tableau. II.2.** L'énergie interne spécifique molaire **U** et l'enthalpie spécifique molaire **H** des gaz en fonction de température, en *Kj/Kmol* [9].

T	AIR		CO <sub>2</sub>		H <sub>2</sub> O		O <sub>2</sub>		N <sub>2</sub>		CO		H <sub>2</sub>	
K	U	H	U	H	U	H	U	H	U	H	U	H	U	H
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	4139	5805	4269	5930	4955	6616	4097	5759	4147	5599	4152	5813	4030	5692
300	6215	8713	6993	9492	7541	10036	6206	8700	6219	8717	6219	8717	6014	8508
400	8320	11626	10082	13409	10102	13429	8349	11676	8303	11626	8311	11638	8077	11404
500	10441	14597	13538	17694	12760	16916	10563	14719	10412	14576	10425	14581	10165	14321
600	12634	17623	17297	22285	15480	20469	1298	17878	12563	17552	12601	17590	12258	17246
700	14868	20707	21314	27131	18347	24165	15313	21134	14777	20594	14853	20670	14363	20184
800	17209	23853	25524	32174	21331	27981	17816	24344	17050	23700	17171	23825	16485	23139
900	19594	27077	29906	37393	24436	31919	20389	27872	19385	26871	19561	27043	18623	26110
1000	22047	30362	34443	42758	27696	36012	23013	31329	21791	30111	21971	30287	20791	29107
1100	24562	33706	39100	48249	31036	40180	25696	34840	24265	33409	24491	33639	23001	31727
1200	27131	37108	43863	53840	34535	44512	28412	38389	26788	36748	27085	37062	25248	35225
1300	29726	40536	48705	59515	38150	48960	31157	41967	29349	40159	29693	40498	27533	38343
1400	32371	44014	53627	65156	41875	53518	33928	45575	31948	43591	32337	43976	29852	41490
1500	35033	47504	58615	71086	45700	58172	36736	49207	34585	47056	34890	47483	32220	44691
1600	37744	51049	63666	76962	49634	62938	39569	52873	37255	50559	37711	51011	34639	47939
1700	40469	54606	68755	82888	53656	67792	42427	56564	39946	54083	40440	54577	37096	51229
1800	43223	58192	73890	88856	57766	72646	45311	60277	42666	57636	43198	58155	39590	54556
1900	45393	61792	79067	94866	61955	77753	48215	64014	45407	61206	45951	61750	42122	57920
2000	48789	65420	84278	100904	66215	82846	51149	67776	48165	64796	48734	65366	44692	61323
2100	51601	69065	89526	106985	70555	88019	54104	71574	50936	68400	51534	68994	47299	64759
2200	54426	72719	94803	113099	74949	93246	57079	75376	53723	72020	54346	72652	49490	68332
2300	57272	76397	100105	119231	79394	98519	60076	79201	56527	75652	57167	76293	52605	71727
2400	60126	80084	105433	125391	83888	103847	63093	83047	59339	79297	60000	79954	55296	75250
2500	62997	83784	110777	131564	88425	109212	66127	86914	62164	82951	62846	83633	58017	78803
2600	65872	87492	116142	137762	93020	114640	69186	90806	64997	86717	65700	87230	60762	82382
2700	68768	91220	121536	143985	97657	120109	72271	94719	67839	90287	68563	91011	63537	85985
2800	71668	94949	126952	150233	102331	125613	75372	98653	70685	93970	71434	94115	66290	89605
2900	74577	98695	132380	156494	107036	131154	78490	102603	73543	99502	74303	98423	69140	93250
3000	77502	102449	137812	162759	111769	136711	81616	106567	76406	101352	77192	102135	71974	96916

**II.4.4.1. Calcul de coefficient chimique  $\mu_{ch}$**

Le coefficient chimique de la variation du mélange frais pendant la combustion du

combustible liquide est : 
$$\mu_{ch} = \frac{M_{Pc}}{M_1} = \frac{0,882}{0,844} = 1,045 \tag{II.17}$$

**II.4.4.2. Calcul de coefficient réel de la variation moléculaire  $\mu_r$** 

Le coefficient réel de la variation moléculaire de la charge fraiche pendant la combustion est :

$$\mu_r = \frac{\mu_{ch+\gamma}}{1+\gamma} = \frac{1,045+0,0186}{1+0,0186} = 1,044 \quad (\text{II.18})$$

**II.4.4.3. Calcul de quantité de chaleur dégagée par la combustion du carburant  $Q_I$** 

La quantité de chaleur dégagée par la combustion du carburant (mélange pauvre  $\lambda > 1$ )

$$Q_I = P_{ci} = P_i = 42,6523 \text{ kJ/Kg.}$$

**II.4.4.4. Calcul de composition des gaz brûlés (mélange pauvre)**

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{Pc}} = \frac{0,0714}{0,882} = 0,0809 \quad (\text{II.19})$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{Pc}} = \frac{0,0665}{0,882} = 0,0753 \quad (\text{II.20})$$

$$r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{Pc}} = \frac{0,073}{0,882} = 0,0827 \quad (\text{II.21})$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{Pc}} = \frac{0,669}{0,882} = 0,7585 \quad (\text{II.22})$$

$$\sum r_i = r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{O_2} + r_{N_2} \quad (\text{II.23})$$

$$\sum R_i = 0,0809 + 0,0753 + 0,0827 + 0,7585 = 1$$

**II.4.4.5. Calcul d'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression  $U_{air}^{Tc}$** 

D'après le Tableau II.2 de l'énergie spécifique.

$$T = 1000 \text{ K} \longrightarrow U_{air}^{1000} = 22047 \text{ K}$$

$$T = 1100 \text{ K} \longrightarrow U_{air}^{1100} = 24562 \text{ K}$$

$$\Delta T = 1100 - 1000 = 100 \longrightarrow \Delta U = U_{air}^{1100} - U_{air}^{1000}, \Delta U = 2515 \text{ k}$$

$$\Delta T' = 1025,5 - 1000 = 25,5 \text{ K} \longrightarrow \Delta U' = ?$$

$$\Delta U' = \frac{\Delta T' \cdot \Delta U}{\Delta T} = \frac{25,5 \cdot 2515}{100} = 641,32 \text{ Kj/Kmol}$$

$$U_{air}^{Tc} = U_{air}^{1025,5} = U_{air}^{1000} + \Delta U' = 22047 + 641,32 = 22688,32 \text{ Kj/Kmol} \quad (\text{II.24})$$

$$T = 1025,5 \qquad U_{air}^{Tc} = U_{air}^{1025,5} = 22688,32 \text{ Kj/Kmol}$$

**II.4.4.6. Calcul d'énergie interne des gaz brûlés résiduels à la fin de compression**

D'après le Tableau II.2 de l'énergie spécifique

$$T = 1000\text{K} \longrightarrow U_{CO_2} = 34443 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 1100\text{K} \longrightarrow U_{CO_2} = 39100 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 1025,5\text{K} \longrightarrow U_{CO_2} = 35630,5 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 1000\text{K} \longrightarrow U_{H_2O} = 27696 \text{ Kj/Kmol}$$

T = 1100K	→	U <sub>H2O</sub> = 31036 Kj/Kmol
T = 1025,5K	→	U <sub>H2O</sub> = 28547,7 Kj/Kmol
T = 1000K	→	U <sub>O2</sub> = 23013 Kj/Kmol
T = 1100K	→	U <sub>O2</sub> = 25696 Kj/Kmol
T = 1025,5K	→	U <sub>O2</sub> = 23697,1 Kj/Kmol
T = 1000K	→	U <sub>N2</sub> = 21791 Kj/Kmol
T = 1100K	→	U <sub>N2</sub> = 24265 Kj/Kmol
T = 1025,5K	→	U <sub>N2</sub> = 22421,8 Kj/Kmol

$$U_{\text{gpr}}^{\text{TC}} = U_{\text{gpr}}^{1025,5} = \sum r_i U_i^{\text{TC}} = \sum r_i U_i^{1025,5} \quad (\text{II.25})$$

$$U_{\text{gpr}}^{\text{TC}} = r_{\text{CO}_2} \cdot U_{\text{CO}_2}^{1025,5} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot U_{\text{H}_2\text{O}}^{1025,5} + r_{\text{O}_2} \cdot U_{\text{O}_2}^{1025,5} + r_{\text{N}_2} \cdot U_{\text{N}_2}^{1025,5}$$

$$U_{\text{gpr}}^{1025,5} = (0,0809 \cdot 35630,5) + (0,0753 \cdot 28547,7) + (0,0827 \cdot 23697,1) + (0,7585 \cdot 22421,8) = 23998,8$$

$$U_{\text{gpr}}^{1025,5} = 23998,8 \text{ Kj/Kmol}$$

#### II.4.4.7. Calcul L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression H<sub>z</sub>

$$H_z = \frac{\xi_z \cdot Q_I}{U_r \cdot N_o \cdot (1+\gamma)} + \frac{U_{\text{air}}^{\text{TC}} + \gamma \cdot U_{\text{gpr}}^{\text{TC}}}{U_r(1+\gamma)} + \frac{R_{M,\lambda_p} \cdot \text{TC}}{U_r} \quad (\text{II.26})$$

$$H_z = \frac{0,842652,3}{1,044 \cdot 0,844 \cdot (1 + 0,0186)} + \frac{22688,32 + 0,0186(23998,8)}{1,044 \cdot (1 + 0,0186)} + \frac{8,314 \cdot 1,5 \cdot 1025,5}{1,044}$$

$$H_z = 72022,73 \text{ Kj/Kmol}$$

#### II.4.4.8. Calcul de température des gaz brûlés à la fin de combustion T<sub>z</sub>

$$H^{1800} = \sum r_i \cdot H_i^{1800} = r_{\text{CO}_2} \cdot H_{\text{CO}_2}^{1800} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot H_{\text{H}_2\text{O}}^{1800} + r_{\text{O}_2} \cdot H_{\text{O}_2}^{1800} + r_{\text{N}_2} \cdot H_{\text{N}_2}^{1800} \quad (\text{II.27})$$

$$H^{1800} = (0,0809 \cdot 88856) + (0,0753 \cdot 64361) + (0,0827 \cdot 60277) + (0,7585 \cdot 57636) = 60736,64 < H_z(72022,73)$$

$$H^{1900} = (0,0809 \cdot 94866) + (0,0753 \cdot 77753) + (0,0827 \cdot 64014) + (0,7585 \cdot 61206) = 65248,16 < H_z(72022,73)$$

$$H^{2000} = (0,0809 \cdot 100904) + (0,0753 \cdot 82846) + (0,0827 \cdot 67776) + (0,7585 \cdot 64796) = 69154,27 < H_z(72022,73).$$

$$H^{2100} = (0,0809 \cdot 106985) + (0,0753 \cdot 88019) + (0,0827 \cdot 71574) + (0,7585 \cdot 68400) = 73083,48 > H_z(72022,73)$$

$$\Delta T = 2100 - 2000 = 100 \rightarrow \Delta H = H^{2100} - H^{2000} = (73083,48 - 69154,27) = 3929,21 \text{ Kj/Kmol}$$

$$X \rightarrow \Delta H' = H_z - H^{2000} = (72022,73 - 69154,27) = 2868,46 \text{ Kj/Kmol}$$

$$X = \frac{\Delta H' \cdot \Delta T}{\Delta H} = \frac{(2868,46 \cdot 100)}{3929,21} = 73,0 \text{ K}$$

$$T_z = 2000 + X = 2000 + 73,0 = 2073 \text{ K} \rightarrow T_z = 2073 \text{ K}$$

- Valeur recommandées: T<sub>z</sub> = [1800 ... 2800] K

2<sup>ème</sup> méthode de calcul de T<sub>z</sub> :

$$\Delta T = 2100 - 2000 = 100 \quad \Delta H = H^{2100} - H^{2000} = (73083,48 - 69154,27) = 3929,21$$

$$X \longrightarrow \Delta H' = H^{2100} - H_z = (73083,48 - 72022,73) = 1060,75 \text{ Kj/Kmol}$$

$$X = \frac{\Delta H' \cdot \Delta T}{\Delta H} = \frac{(1060,75 \cdot 100)}{3929,21} = 27 \text{ K}$$

$$T_z = 2100 - X = 2100 - 27 = 2073 \text{ K} \longrightarrow T_z = 2073 \text{ K}$$

- Valeur recommandées:  $T_z = [1800 \dots 2800] \text{ K}$

#### II.4.4.9. Calcul de pression des gaz brûlés à la fin de combustion $P_z$

$$P_z = \lambda_p \cdot p_c = 1,5 \cdot 10,70 = 16,05 \text{ MPa} \quad (\text{II.28})$$

$$P_z = 160,5 \text{ bars}$$

- Valeur recommandées:  $P_z = [6,0 \dots 20 \text{ MPa}]$ , Pour l'injection directe

#### II.4.4.10. Calcul de taux de détente préalable $\rho_{dp}$

$$\rho_{dp} = \frac{U_r \cdot T_z}{\lambda_p \cdot T_c} = \frac{1,044 \cdot 2073}{1,5 \cdot 1025,5} = 1,40 \quad (\text{II.29})$$

$$\rho_{dp} = 1,40$$

#### II.4.4.11. Calcul de pression maximale réelle à la fin de combustion $p_{zr}$

$$P_{zr} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 16,08 = 13,66 \text{ MPa} \quad (\text{II.30})$$

#### II.4.4.12. Calcul de rapport manométrique de compression $\lambda$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{16,08}{10,72} = 1,5 \quad (\text{II.31})$$

### II.4.5. Processus de détente et d'échappement

L'exposant adiabatique moyen de la détente peut être déterminé d'après les valeurs du taux de compression et de la température de la combustion. Pour  $\varepsilon = 22$  et  $T_z = 2073 \text{ K}$  on trouve  $m_d = 1,23$ , Valeur recommandées de  $m_d$ :  $[1,20 \dots 1,30]$ .

#### II.4.5.1. Calcul de pression de la fin de détente $P_b$

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon}\right)^{m_d} = 16,05 \cdot \left(\frac{1,4}{22}\right)^{1,23} = 0,54 \text{ MPa} \quad (\text{II.32})$$

- Valeur recommandées:  $P_b = [0,25 \dots 0,60] \text{ MPa}$

#### II.4.5.2. Calcul de température de la fin de détente $T_b$

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon}\right)^{m_d-1} = 2073 \cdot \left(\frac{1,4}{22}\right)^{1,23-1} = 1100,15 \text{ K} \quad (\text{II.33})$$

- Valeur recommandées:  $T_b = [1000 \dots 1200] \text{ K}$

#### II.4.5.3. Calcul de vérification des gaz résiduels $T_r$

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1100,15}{\sqrt[3]{0,54/0,153}} = 722,5 \text{ K} \quad (\text{II.34})$$

L'écart entre la température calculée et la température déterminée précédemment



$$\delta = \frac{800 - 722,5}{800} \cdot 100\% = 9,68\%$$

L'écart permis est égale à 9%.

### II.4.6. Le traçage de diagramme du cycle de référence

On choisit une échelle pour pression (grandeurs déjà connues:  $P_a, P_g, P_c, P_z, P_b$ ). et une échelle arbitraire pour volumes (l'alésage  $D$  et la course de piston  $S$  ne sont pas connus, elles seront déterminées) [9].

A l'échelle de volumes on choisit le volume de la chambre de combustion  $V_c = 1$  unité d'ici resulta  $V_a = \varepsilon \cdot V_c = \varepsilon$  unités et, en même temps,  $V_z = \rho_{dp} \cdot V_c = V_z \cdot 1 = \rho_{dp}$ .

Ainsi sur le diagramme sont précisées les point caractéristique de cycle  $a, c, y, z, b, b', g$  et  $s$ . (voir le figure II.2) [9].

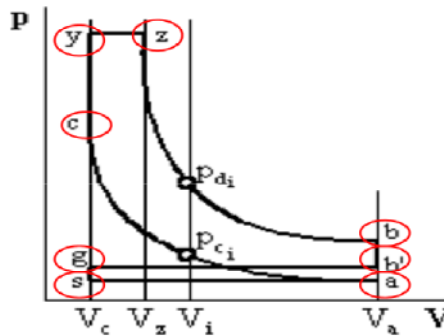


Figure II.2. Diagramme de cycle de référence [9].

Suivante : La compression sera tracé par point, écrivant (dessin 1), l'équation de la polytropique entre le point  $c$  la fin de compression et  $i$  quelque point sur cette polytropique,

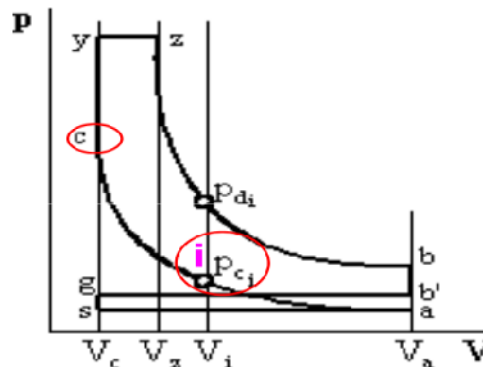


Figure. II.3. le diagramme de cycle de référence [9].

$$P_{ci} = P_c \left(\frac{V_c}{V_i}\right)^{mc} = \frac{P_c}{\left(\frac{V_i}{V_c}\right)^{mc}} = \frac{P_c}{\varepsilon_i^{mc}} \quad (II.35)$$

On  $\varepsilon_i$  est le volume relatif  $\frac{V_i}{V_c}$  donc :  $\varepsilon_i = \frac{V_i}{V_c}$ , et il satisfait la condition  $1 < \varepsilon_i < \varepsilon$ .

Procèdent de la même manière dans le cas de la détente on obtient :

$$P_{di} = P_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_1}\right)^{md} = P_z \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon_i}\right)^{md} \quad (\text{II.36})$$

-Les étapes des calculs du cycle du moteur monté sur l'organigramme II.1.

On fait un tableau à 3 colonnes dans lequel sont présentées les valeurs calculées pour  $P_{ci}$  et  $P_{di}$  en fonction de  $\varepsilon_i$  il faut tenir compte dans la colonne de  $P_{di}$ , de ce tableau d'une condition supplémentaire  $\varepsilon_i \geq \rho_{dp}$ . le tableau suivant montre les pressions en MPa.

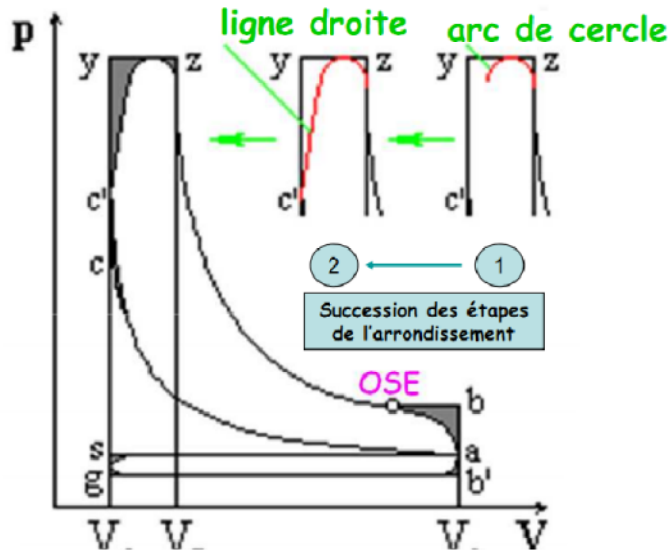
**Tableau II.3.** Tableaux des pressions ( $P_{ci}$ ,  $P_{di}$ ) en MPa à partir des équations II.35 et II.36

$\varepsilon_i$	$P_{ci}(\text{MPa})$	$p_{di}(\text{MPa})$		$\varepsilon_i$	$P_{ci}(\text{MPa})$	$p_{di}(\text{MPa})$
<b>22</b>	<b><math>p_a = 0,165</math></b>	<b><math>p_b = 0,54</math></b>		3,5	1,971	5,200
21	0,175	0,573		2,8	2,665	6,842
20	0,187	0,609		2,6	2,945	7,495
19	0,200	0,649		2,4	3,281	8,270
18	0,216	0,693		2,2	3,690	9,205
17	0,233	0,744		2,1	3,929	9,747
16	0,253	0,801		2,0	4,197	10,350
15	0,276	0,868		1,9	4,498	11,024
14	0,303	0,945		1,8	4,839	11,782
13	0,335	1,035		1,7	5,227	12,640
12	0,373	1,142		1,6	5,673	13,618
11	0,420	1,271		1,5	6,189	14,744
10	0,477	1,429		<b>1,4(<math>\rho_{dp}</math>)</b>	<b>6,793</b>	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
9	0,551	1,627		1,3	7,508	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
8	0,545	1,881		1,25	7,918	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
7	0,773	2,216		1,2	8,365	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
6	0,952	2,679		1,15	8,860	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
5	1,218	3,353		1,1	9,408	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
4,5	1,404	3,817		1,05	10,017	<b><math>p_z = 16,05</math></b>
4	1,640	4,412		<b>1,00</b>	<b><math>p_c = 10,70</math></b>	<b><math>p_z = 16,05</math></b>

➤ Donc tracer le diagramme de cycle du moteur diesel 1.7 dCI suralimenté :

Le diagramme du cycle de référence s'arrondi considérant :

La combustion se déroule en temps et elle s'étend sur l'évolution isochore **c-y** et Isobare **y-z**. les soupapes s'ouvrent avec avance et se ferment avec retardement par rapport point au point morts voisins (voir la figure II.4) [9].



Arrondissement du diagramme du cycle de référence

$$C'C = (35 \dots \dots 50\%).CY$$

Pour l'établir le moment OSE on fait une construction auxiliaire à la partie supérieure ou inférieure de diagramme indicatif. [9]

Figure II.4. Le diagramme du cycle de référence s'arrondi [9].

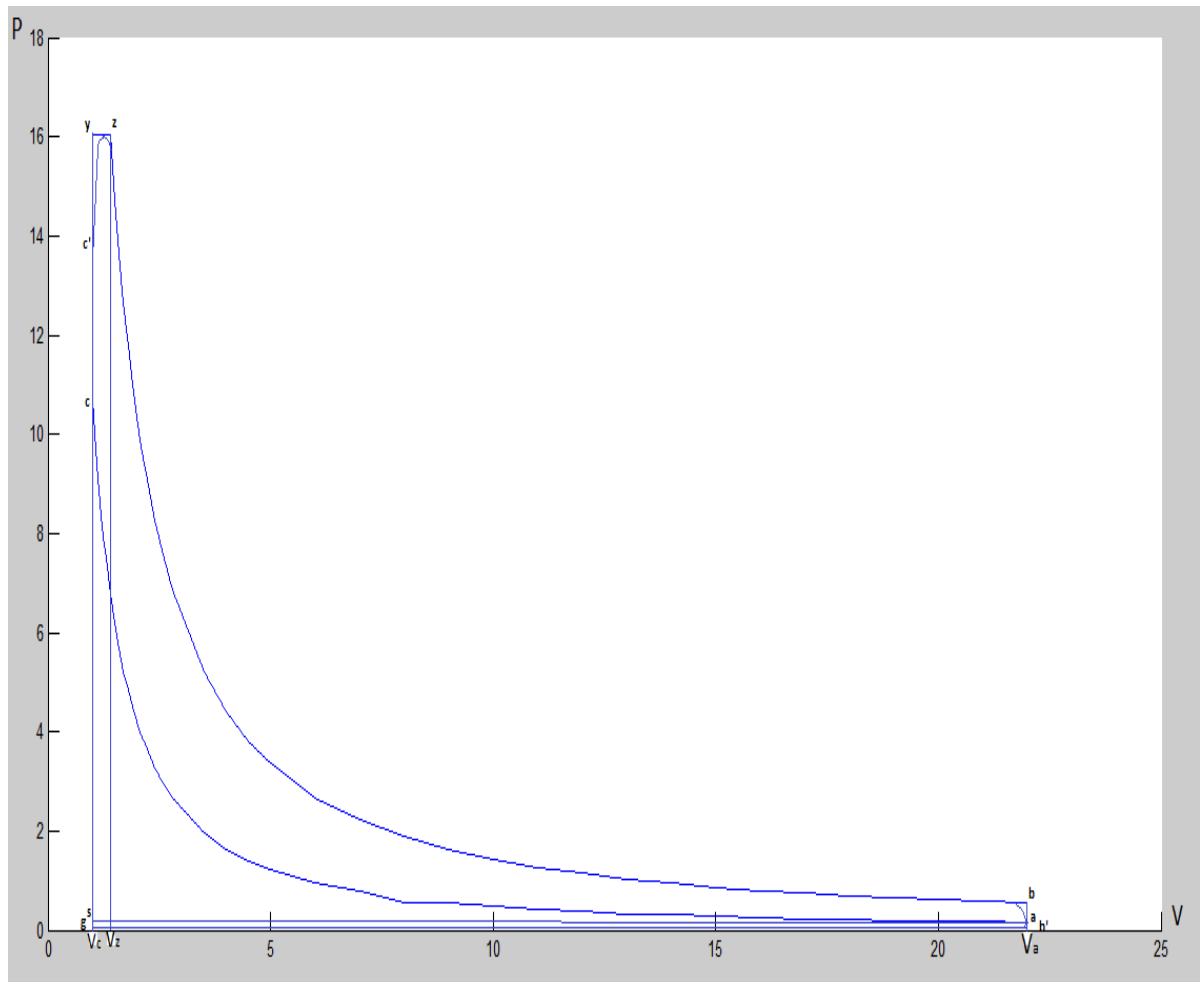


Figure II.5. Cycle réel du moteur diesel suralimenté 1.7 dCI

## II.4.7. Les paramètres caractéristiques du cycle

### II.4.7.1. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle de référence

#### a) Pression moyenne indicative $P'_i$

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda_p (\rho d_p - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho d_p}{m d - 1} \left( 1 - \left( \frac{\rho d_p}{\varepsilon} \right)^{m d - 1} \right) - \frac{1}{m c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m c - 1}} \right) \right] - \phi_p (P_g - P_a) \quad (\text{II.37})$$

$$P'_i = \frac{10,70}{22 - 1} \left[ 1,5(1,4 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,4}{1,23 - 1} \left( 1 - \left( \frac{1,4}{22} \right)^{1,23 - 1} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \left( 1 - \frac{1}{22^{1,35 - 1}} \right) \right] - 0,2(0,153 - 0,165)$$

$$P'_i = 1,52 \text{ MPa}$$

#### b) Rendement indicatif $\eta'_i$

$$\eta'_i = R \cdot \frac{P'_i}{P_s} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{N_0 \cdot T_s}{P_{ci}} = 8,314 \cdot \frac{1,52}{0,18} \cdot \frac{1}{0,899} \cdot \frac{0,844 \cdot 331,48}{42652,3} = 0,51 \quad (\text{II.38})$$

### II.4.7.2. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle réel

#### a) Calcul des grandeurs caractéristiques indicatives

✓ Pression moyenne indicative

$$P_i = \eta_p \cdot P'_i = 0,95 \cdot 1,52 = 1,44 \text{ MPa} \quad (\text{II.39})$$

- Valeurs recommandées:  $P_i = [0,95 \dots \dots 4,20] \text{ MPa}$

✓ Rendement thermique indicatif

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_i} \cdot \frac{L_i}{P_{ci}} = \eta_p \cdot \eta'_i = 0,51 \cdot 0,95 = 0,48 \quad (\text{II.40})$$

- Valeurs recommandées:  $\eta_i = [0,37 \dots \dots 0,48]$

✓ Consommation spécifique indicative de carburante

$$C_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot P_{ci}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,48 \cdot 42652,3} = 175,84 \text{ g/kwh} \quad (\text{II.41})$$

#### b) Calcul des grandeurs caractéristiques effectives

✓ Pression moyenne effective

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = 0,85 \cdot 1,44 = 1,22 \text{ MPa} \quad (\text{II.42})$$

- Valeurs recommandées:  $P_e = [0,8 \dots \dots 3,5] \text{ MPa}$

✓ Rendement thermique effectif

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,85 \cdot 0,48 = 0,40 \quad (\text{II.43})$$

- Valeurs recommandées:  $\eta_e = [0,32 \dots \dots 0,41]$

✓ Consommation spécifique effective de carburant

$$C_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot P_{ci}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,40 \cdot 42652,3} = 211,00 \text{ g/Kwh} = 0,211 \text{ kg/kwh} \quad (\text{II.44})$$

- Valeurs recommandées:  $C_e = [200 \dots \dots 270] \text{ g/Kwh}$

- ✓ Consommation horaire de combustible dépend de la puissance effective du moteur et la consommation spécifique globale

$$G_h = C_e \cdot N_e = 0,211 \cdot 66 = 13,926 \text{ Kg/h.} \quad (\text{II.45})$$

## II.4.8. Les principaux paramètres du moteur 1.7 dCI

### II.4.8.1. Calcul La cylindrée totale du moteur $V_t$

$$V_t = 30 \cdot \tau \frac{N_e}{P_e \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{66}{1,22 \cdot 4000} = 1,622 \text{ L} \quad (\text{II.46})$$

Ici:  $\tau$ : nombre de temps du cycle,  $\tau = 4$

### II.4.8.2. Calcul la cylindrée unitaire (volume entre le PMH et lePMB)

$$V_s = \frac{V_t}{i} = \frac{1,622}{4} = 0,4055 \text{ L} \quad (\text{II.47})$$

Ici  $i$  nombre de cylindres dans le moteur,  $i = 4$

### II.4.8.3. Calcul des dimensions fondamentales du moteur

On peut prendre le rapport constructif  $\Psi = S/D = 1,2$ , qui est la valeur recommandées de le rapport alésage/course  $\Psi = [0,9 \dots \dots 1,5]$  pour les moteurs diesel rapides.

i. L'alésage du cylindre  $D$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot \Psi \cdot P_e \cdot i \cdot n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 66}{\pi \cdot 1,2 \cdot 1,22 \cdot 4 \cdot 4000}} = 75,507 \text{ mm} \quad (\text{II.48})$$

ii. La course du piston  $S$

$$S = D \cdot \Psi = 1,2 \cdot 75,507 = 90,608 \text{ mm} \quad (\text{II.49})$$

On Peut prendre les conditions pour les dimensions normalisées. On choix:

- L'alésage: **D= 76 mm**
- Course de piston: **S= 92 mm**

### II.4.8.4. On essayera de vérifier les paramètres précédemment calculés

- ✓ La cylindrée totale du moteur  $V_t$

$$V_t = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot (76)^2 \cdot 92 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,669 \text{ L} \approx 1,7 \text{ L}$$

- ✓ La puissance effective  $N_e$

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_t \cdot n}{30 \cdot 4} = \frac{1,22 \cdot 1,669 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 67,87 \text{ KW}$$

L'écart entre la puissance supposée et celle calculée est :

$$\delta = \frac{67,87 - 66}{66} \cdot 100\% = 2,8\%$$

Cette nouvelle puissance peut différer de telle précisée par le thème de projet à 2,8 %.

✓ Le couple moyen effectif

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot \frac{N_e}{\pi \cdot n} = 3 \cdot 10^4 \cdot \frac{67,87}{\pi \cdot 4000} = 162,02 \text{ N.m} \quad (\text{II.50})$$

✓ La consommation horaire du combustible  $G_h$

$$G_h = N_e \cdot C_e = 67,87 \cdot 0,211 = 14,32 \text{ Kg/h}$$

#### II.4.8.5. La vitesse moyenne du piston $V_{pm}$

$$V_{pm} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{92 \cdot 4000}{3 \cdot 10^4} = 12,26 \text{ m/s} \quad (\text{II.51})$$

### II.4.9. Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse rotation du vilebrequin

Les courbes essentielles du moteur sont les courbes en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, cette vitesse pour Les moteur à diesel à quatre temps varie pour la vitesse de rotation maximale la valeur est donnée sous la forme :

$$n_{\max} = (1.1 \div 1.2) \cdot n = 1,12 \cdot 4000 = 4480 \text{ tr/min}$$

$$n_{\min} = 500 \text{ tr/min}$$

On choisit les régimes de calcule suivants:

500, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 4480, 5000.

Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation [11].

#### II.4.9.1. La puissance effective (KW)

$$N_e \cdot X = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \left[ 1 + \frac{n_x}{n} - \left( \frac{n_x}{n} \right)^2 \right] = 67,87 \cdot \frac{n_x}{4000} \left[ 1 + \frac{n_x}{4000} - \left( \frac{n_x}{4000} \right)^2 \right] = ? \quad (\text{II.52})$$

#### II.4.9.2. Le couple moyen effectif (N.m)

$$M_e \cdot X = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e \cdot X}{\pi \cdot n_x} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e \cdot X}{3,14 \cdot n_x} = ? \quad (\text{II.53})$$

#### II.4.9.3. La pression moyenne effective (MPa)

$$P_e \cdot X = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e \cdot X}{V_t \cdot n_x} = \frac{30 \cdot 4 \cdot N_e \cdot X}{1,669 \cdot n_x} = ? \quad (\text{II.54})$$

#### II.4.9.4. La consommation horaire de combustion g/kw

$$C_e \cdot X = C_e \cdot \left[ 1,2 - \frac{n_x}{n} + 0,8 \left( \frac{n_x}{n} \right) \right] = 211 \cdot \left[ 1,2 - \frac{n_x}{4000} + 0,8 \left( \frac{n_x}{4000} \right) \right] = ? \quad (\text{II.55})$$

#### II.4.9.5. La consommation horaire de combustible kg/h

$$G_h \cdot X = 10^{-3} \cdot (C_e \cdot X) \cdot (N_e \cdot X) = ? \quad (\text{II.56})$$

#### II.4.9.6. Le coefficient du remplissage du cylindre

$$\eta_{V \cdot X} = \frac{L_0 \cdot \rho_{\text{air}} \cdot \lambda_x \cdot (C_e \cdot X) \cdot (P_e \cdot X)}{3600 \cdot \rho_0} = ? \quad (\text{II.57})$$

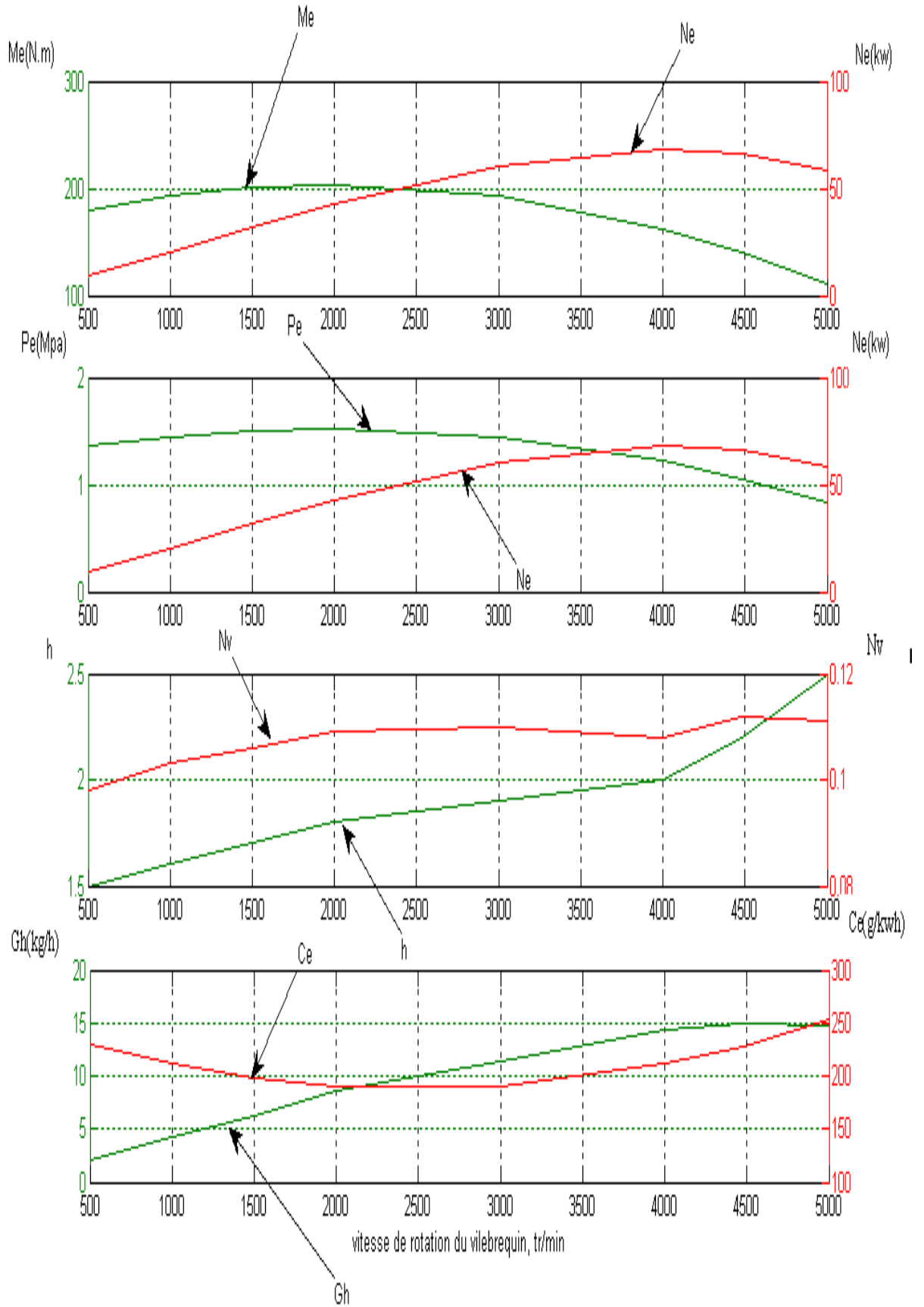
-Ici  $\lambda_x$ : Le coefficient d'excédent d'air pour les régimes de calcul différents, il varie : 1 pour le début de démarrage du moteur et varie de 1,5 pour le régime minimal à 2,0 pour le régime normal, et pour le régime maxi 3,00. [11]

-Les étapes des calculs dans l'organigramme II.2.

-Les résultats de calcul sont représentés par courbes de fonctionnement du moteur sur le diagramme d'après des résultats donnés par le tableau II.4. Suivant :

**Tableau II.4.** Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation suivant :

Parameters du moteur	$x$ : Vitesse de rotation du vilebrequin, (tr/min)							
	500(min)	1000	1500	2000	3000	4000	4480(max)	5000
Puissance effective. $N_e \cdot x$ , [KW].	9,411	20,148	31,416	42,418	60,446	67,87	65,798	58,325
Couple effective $M_e \cdot x$ , [N.m].	179,82	192,50	200,10	202,63	192,50	162,10	140,32	111,48
Pression moyenne effective $P_e \cdot x$ , [MPA].	1,353	1,448	1,505	1,524	1,448	1,219	1,056	0,838
Consommation horaire effective $C_e \cdot x$ , [ $\frac{g}{KW} \cdot h$ ].	229,46	211	197,81	189,9	189,9	211	228,62	253,20
Consommation horaire $G_h \cdot x$ , [ $\frac{Kg}{h}$ ].	2,159	4,251	6,214	8,0553	11,478	14,320	15,04	14,768
Coefficient d'excédent d'air $\lambda$ .	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,5
Le coefficient du remplissage du cylindre $\eta_V \cdot x$	0,098	0,103	0,106	0,109	0,110	0,108	0,112	0,114



**Figure. II.6.** Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.



### II.4.10. Calcul les dimensions principale de piston du moteur 1.7 dCI

➤ *Choix des dimensions*

Le choix des dimensions de notre piston se basse essentiellement sur l'alésage du cylindre et la course qu'effectue le piston entre le point mort haut et le point mort bas, pour notre cas de projet : **D=76mm** et **S=92mm**.

On utilise le tableau suivant pour déterminer les différentes dimensions du piston [11] :

**Tableau II.5.** Les différentes dimensions principale du piston

Dimensions principales du piston	Symbol	Intervalle de choix	Choix	Valeur (mm)
Epaisseur du front de piston	$\delta$	$(0,05 \div 0,10)D$	$0,09 D$	6
Hauteur du piston	H	$(0,8 \div 1,3)D$	$0,95D$	72
Hauteur entre le front du piston et l'axe du pied de bielle	$h_1$	$(0,45 \div 0,47)D$	$0,47D$	36
Hauteur de la partie du guidage du piston	$h_g$	$(0,6 \div 0,8)D$	$0,65D$	50
Diamètre d'appui pour l'axe du piston	d	$(0,3 \div 0,5)D$	$0,35D$	26,6
Distance entre deux appuis	b	$(0,3 \div 0,5)D$	$0,34D$	26
Epaisseur de la partie d'étanchéité	s	$(0,05 \div 0,10)D$	$0,05D$	4
Epaisseur du paroi de la partie de guidage	$\delta_g$	$(1,5 \div 4,5)$	3	3
Distance au front de piston à la première rainure de segment	e	$(0,06 \div 0,12)D$	$0,0921D$	7
Epaisseur entre les rainures des segments	$h_r$	$(0,03 \div 0,05)D$	$0,038D$	3
Nombre d'ouvertures pour l'huile	$n_h$	$6 \div 12$	8	8
Diamètre du trou d'huile	$d_h$	$(0,03 \div 0,05)D$	$0,046d$	1,2
Diamètre de l'ouverture pour axe du piston	$d_a$	$(0,22 \div 0,28)D$	$0,25D$	19
Diamètre intérieur du piston	$d_i$	$d_i = D - 2(s + t + \Delta t)$		61
Epaisseur du segment	t	3		3
Jeu entre la segment et la profondeur de la rainure	$\Delta t$	0,5		0,5

Et puis on utilise le logiciel 3D SOILD WORKS 2011 dans le chapitre III pour conception de ce piston à même dimensions de ce tableau pour création le dessin de définition du piston, et le page suivante présenté ce dessin de définition de piston :

**II.4.11. Calcul les dimensions principales de la bielle d'un moteur 1.7 dCI**

On utilise le tableau suivant pour déterminer les différentes dimensions de la bielle [11] :

**Tableau II.6.** Les différentes dimensions principales de la bielle

Dimensions principales de la bielle		Symbols	Intervalle de choix	Choix	Valeur (mm)
Diamètre d'ouverture pour l'axe avec coussinet		$dc$	$(1,1 \div 1,25)da$	$1,2da$	23
Diamètre extérieur du pied de la bielle		$dp$	$(1,5 \div 1,65)da$	$1,55da$	30
Longueur du pied de la bielle		$l_m$	$(0,28 \div 0,32)D$	$0,31D$	24
Epaisseur minimale du pied de la bielle		$hp$	$(0,16 \div 0,27)da$	$0,16 da$	3
Epaisseur du coussinet		$Sc$	$(0,055 \div 0,085)da$	$0,08da$	1,5
Hauteur minimale du profil de la bielle		$h_{\min}$	$(0,50 \div 0,85)dp$	$0,53dp$	16
Diamètre de l'ouverture de la tête de bielle		$dt$	$(0,56 \div 0,75)D$	$0,65D$	50
Distance entre les boulons		$c$	$(1,3 \div 1,75)dt$	$1,30 dt$	72
Largeur de la tête		$l_t$	$(0,45 \div 0,95)dt$	$0,45 dt$	25
Section de la bielle		$h_b$	$(1,2 \div 1,4)h_{\min}$	$1,31 h_{\min}$	20
		$b_b$	$(0,50 \div 0,60)lm$	$0,54 lm$	13
		$a_b$	$(2,5 \div 4)$	-	3
Epaisseur du coussinet dans la tête de bielle	faible	$tc$	$(0,03 \div 0,05)dt$	$0,039 dt$	2
	grande		$0,1dt$	-	5

Et puis on utilise le logiciel 3D SOILD WORKS 2011 dans le chapitre III pour conception de cette bielle à même dimensions de ce tableau pour création le dessin de définition de la bielle, et le page suivante présenté ce dessin d'assemblage de la bielle :

**II.4.12. Calcul les dimensions principales du vilebrequin d'un moteur 1.7 dCI**

La forme du vilebrequin est conditionnée par le nombre de cylindres, de paliers, L'équilibrage et la régularité cyclique, notre étude le nombre de cylindres est 4 et le nombre de palier est 5 donc. On utilise le tableau suivant pour déterminer les différentes dimensions principales du vilebrequin [11] :

**Tableau II.7.** Les différentes dimensions principales du vilebrequin.

Dimensions principales du Vilebrequin	Symbole	Intervalle des valeurs	Choix	Valeur choisie
Distance entre les appuis des paliers	$l_1$	$(1,10 \div 1,25)D$	$1,12D$	86
Diamètre du tourillon	$dt$	$(0,6 \div 0,8)D$	$0,725 D$	55
Longueur du tourillon du milieu	$lt$	$(0,5 \div 0,6)dt$	$0,48 dt$	26,5
Longueur du tourillon de cote		$(0,74 \div 0,84)dt$	$0,74 dt$	41
Diamètre du maneton	$dm$	$(0,55 \div 0,7)D$	$0,6 D$	46
Epaisseur du flasque	$\delta$	$(0,15 \div 0,35)dm$	$0,30 dm$	14
Largeur du flasque	$b$	117	-	117
Distance du centre de gravité de contre poids à l'axe du vilebrequin	$r$	66	-	66
Longueur du maneton	$lm$	26,5		26,5
Hauteur du flasque	$hf$	$(1,7 \div 1,9)dm$	$1,8dm$	83
Rayon	$ra$	$(0,06 \div 0,1)dm$	$0,07 dm$	3
Distance entre les contre poids	$l_z$	30	-	30
Longueur totale du vilebrequin	$lt$	506,5	-	506,5
Distance du centre de gravité de la masse non équilibré à l'axe du vilebrequin	$\rho$	23	-	23
Hauteur du contre poids	$hcp$	20	-	20
Rayon de la manivelle	$R$	46	-	46

Et puis on utilise le logiciel 3D SOILD WORKS 2011 dans le chapitre III pour conception de ce vilebrequin à même dimensions de ce tableau pour création le dessin de définition du vilebrequin, et le page suivante présenté ce dessin de définition du vilebrequin :

## II.5. Etude cinématique du moteur 1.7 dCI

### II.5. 1. Généralités

L'étude de la cinématique d'embiellage est nécessaire pour le calcul des variations de volume de la cylindrée qui résultent du déplacement du piston et pour les calculs relatif à la détermination des efforts, à la résistance des organes, à l'équilibrage des forces d'inertie,...etc. [8].

Pour étude la cinématique du moteur il faut existe un données de départ comme suit :

- ✓ Longueur de la bielle :  $L = 192 \text{ mm}$ .
- ✓ Course du piston :  $S = 92 \text{ mm}$ .
- ✓ Rayon de la manivelle :  $R = S / 2 = 46 \text{ mm}$
- ✓ Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :  $\lambda = R / L = 0.24$
- ✓ La vitesse angulaire de la manivelle :  $\omega = \pi \cdot N / 30 = (3.14 \cdot 4000) / 30 = 418.66 \text{ rad/s}$
- ✓ Section du piston : FP donc  $FP = \pi \cdot D^2 / 4 = 4534.16 \text{ mm}^2 = 0.004535 \text{ m}^2$ .
- ✓ Masse du groupe piston :  $m_{gp} = 1486 \text{ g} = 1.486 \text{ kg}$ .
- ✓ Masse du groupe de la bielle :  $m_{gb} = 1200 \text{ g} = 1.2 \text{ kg}$ .

L'intérêt de cette étude est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements du piston, bielle et du vilebrequin, elle sert à trouver la relation qui lier le déplacement, la vitesse et l'accélération on fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin. A la fin de cette étude on peut facilement tracer les graphiques du déplacement, vitesses accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [8].

### II.5.2.Fonction de déplacement du piston $X_c = f(\varphi)$

On peut écrire la relation suivante qui exprime l'éloignement du piston du **PMH** en fonction des dimensions fixes des éléments du mécanisme (bielle-manivelle).

On a:  $X = AC = AO - OC$  et  $AO = L + R$  et  $OC = L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi$

$\beta$  : l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

$\varphi$  : l'angle de rotation de vilebrequin.

De ces équations on aura la relation la suivante:  $X = (R + L) - (L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi)$   
Il est préférable d'exprimer la relation précédente seulement en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi$ . En posant  $\lambda = R/L$ . Tel que :  $\lambda$  est appelée le coefficient de construction de la bille-manivelle [8].

$X = R [(1 + 1/\lambda) - (\cos\varphi + (1/\lambda) \cdot \cos\beta)]$  et  $\beta = f(\varphi)$

Soit :  $MH = R \cdot \sin\varphi = L \cdot \sin\beta$ . Et comme :  $\sin\beta = \lambda \cdot \sin\varphi$

$\sin^2\beta = \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi \implies 1 - \cos^2\beta = \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi$

$$\cos^2 \beta = 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi \implies \cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)$$

$$\cos \beta \text{ devient : } \cos \beta = 1 - (1/2) \cdot (\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi) - [(\lambda \cdot \sin \varphi)]^8 / 8 + \dots$$

On prend seulement les deux premiers termes et on aura donc :  $\cos \beta = 1 - (1/2) \cdot (\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi)$

$$\text{Et : } X = R [(1 - \cos \varphi) + (\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi) / 2]$$

$$\text{On a : } \sin^2 \varphi = (1 - \cos 2\varphi) / 2. \text{ Donc : } X = R [(1 - \cos \varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4]; [29] \quad (\text{II.58})$$

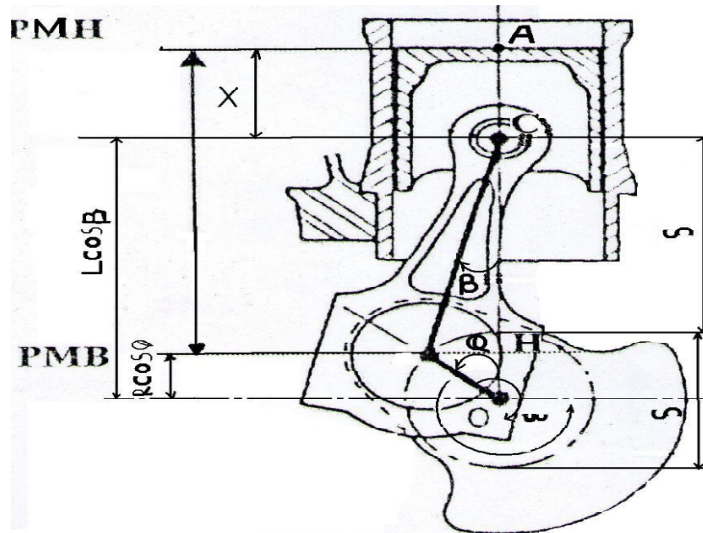


Figure II.7. Déplacement du piston [8].

### II.5.3. Fonction de Vitesse du piston $V_c = f(\varphi)$

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c'est-à-dire :  $V_c = dX/dt$ . Donc :

$$V_c = dX/dt = (dX/d\varphi) \cdot (d\varphi/dt)$$

$$\text{Et : } d\varphi/dt = \omega \text{ donc : } V = \omega \cdot (dX/dt)$$

$$\text{Alors : } V_c = R \cdot \omega \cdot [\sin \varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi], [8] \quad (\text{II.59})$$

### II.5.4. Accélération du piston $Y_c = f(\varphi)$

La variation de l'équation de la vitesse ou la deuxième dérivée de déplacement du piston par rapport au temps nous donnera l'expression de l'accélération :

$$Y_c = d^2X/dt^2 = dv/dt = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \text{ Donc : } dv/d\varphi = R \cdot \omega^2 [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi]; [8] \quad (\text{II.60})$$

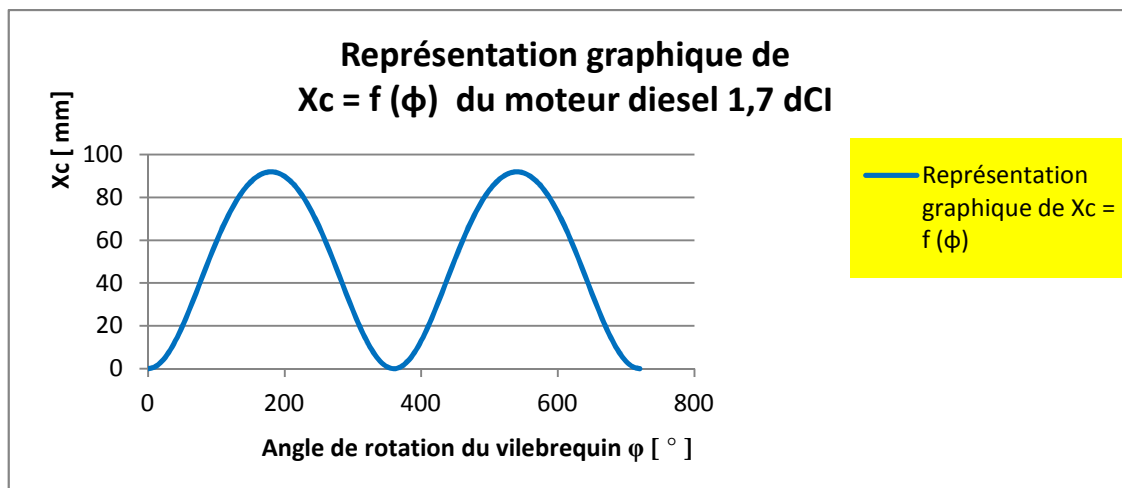
Les valeurs de  $X_c$  et  $V_c$  et  $Y_c$  sont représentés dans le tableau II.8. Suivant :

Angle $\varphi$ [degré]	Position $X_c$ [mm]	Vitesse $V_c$ [m/min]	Accélération $Y_c$ [m/s <sup>2</sup> ]
0	0	0	10404,854
10	0,865	248,164	9765,619
20	3,42	484,733	9065,702
30	7,545	698,86	7956,671
40	13,052	881,165	6518,64

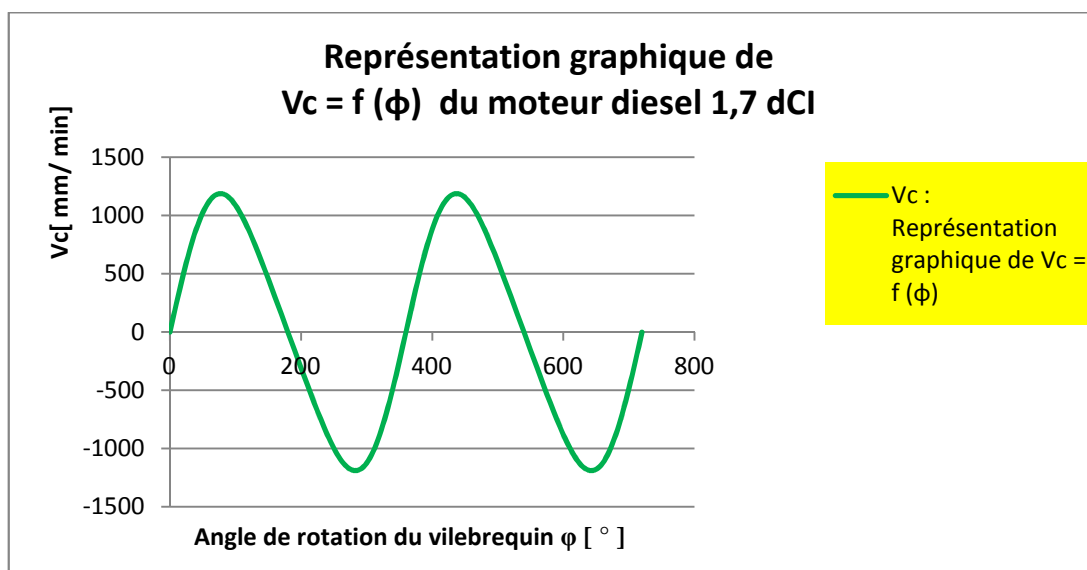
50	19,693	1024,373	4852,245
60	27,178	1123,823	3068,716
70	35,196	1177,751	1279,185
80	43,433	1187,285	-415,555
90	51,592	1156,106	-1933,711
100	59,409	1089,799	-3218,634
110	66,662	995,018	-4241,802
120	73,178	878,612	-5002,427
130	78,83	746,884	-5523,816
140	83,528	605,096	-5847,069
150	87,22	457,246	-6022,959
160	89,872	306,09	-6103,085
170	91,467	153,348	-6131,43
180	92	0	-6137,432
190	91,467	-153,348	-6131,43
200	89,872	-306,09	-6103,085
210	87,22	-457,246	-6022,959
220	83,528	-605,096	-5847,069
230	78,83	-746,884	-5523,816
240	73,178	-878,612	-5002,427
250	66,662	-995,018	-4241,802
260	59,409	-1089,799	-3218,634
270	51,592	-1156,106	-1933,711
280	43,433	-1187,285	-415,555
290	35,196	-1177,751	1279,185
300	27,178	-1123,823	3068,716
310	19,693	-1024,373	4852,245
320	13,052	-881,165	6518,64
330	7,545	-698,86	7956,671
340	3,42	-484,733	9065,702
350	0,865	-248,164	9765,619
360	0	0	10404,854
370	0,865	248,164	9765,619
380	3,42	484,733	9065,702
390	7,545	698,86	7956,671
400	13,052	881,165	6518,64
410	19,693	1024,373	4852,245
420	27,178	1123,823	3068,716
430	35,196	1177,751	1279,185
440	43,433	1187,285	-415,555
450	51,592	1156,106	-1933,711
460	59,409	1089,799	-3218,634
470	66,662	995,018	-4241,802
480	73,178	878,612	-5002,427
490	78,83	746,884	-5523,816
500	83,528	605,096	-5847,069
510	87,22	457,246	-6022,959
520	89,872	306,09	-6103,085
530	91,467	153,348	-6131,43
540	92	0	-6137,432
550	91,467	-153,348	-6131,43
560	89,872	-306,09	-6103,085
570	87,22	-457,246	-6022,959

580	83,528	-605,096	-5847,069
590	78,83	-746,884	-5523,816
600	73,178	-878,612	-5002,427
610	66,662	-995,018	-4241,802
620	59,409	-1089,799	-3218,634
630	51,592	-1156,106	-1933,711
640	43,433	-1187,285	-415,555
650	35,196	-1177,751	1279,185
660	27,178	-1123,823	3068,716
670	19,693	-1024,373	4852,245
680	13,052	-881,165	6518,64
690	7,545	-698,86	7956,671
700	3,42	-484,733	9065,702
710	0,865	-248,164	9765,619
720	0	0	10404,854

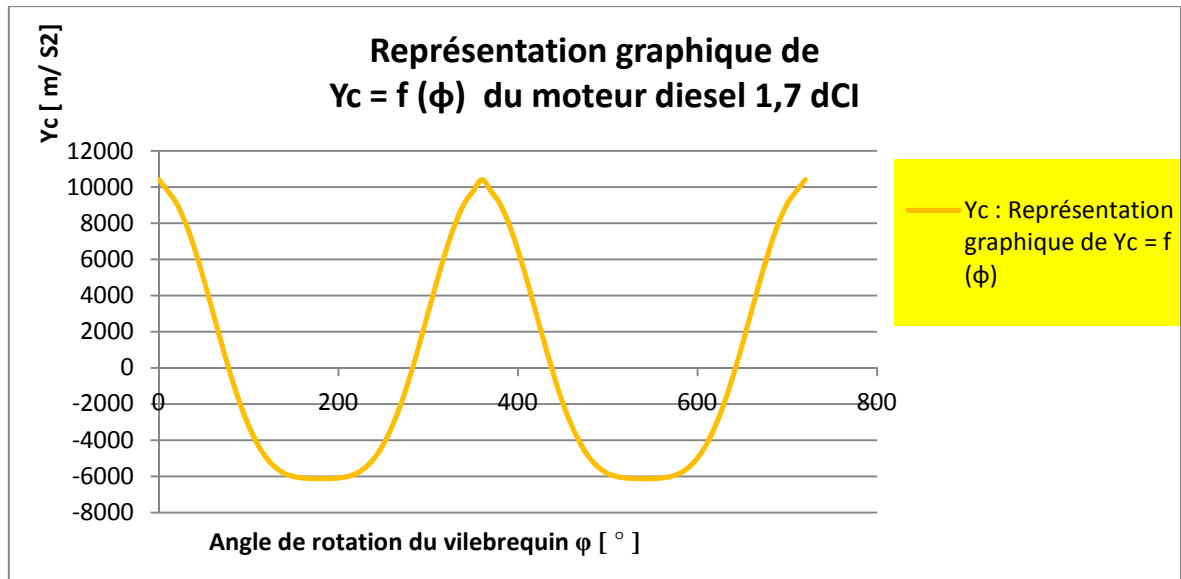
**II.6. Représentation graphique des fonctions :  $X_c$ ,  $V_c$ ,  $Y_c$  en fonction de  $\phi$**



**Figure II.8.** Représentation graphique de  $X_c = f(\phi)$



**Figure II.9.** Représentation graphique de  $V_c = f(\phi)$



**Figure II.10.** Représentation graphique de  $Y_c = f(\phi)$

## II.7. Etude dynamique du moteur 1.7 dCI

### II.7.1. Généralités

Pendant le fonctionnement du moteur le système bielle-manivelle travaille sous l'action des efforts suivants :

1. Effort produit par la pression des gaz.
2. L'ensemble des forces produites d'après le mouvement des éléments du mécanisme :
  - force d'inertie produite par les masses qui sont en mouvement rectiligne Alternatif
  - la force centrifuge produit par les masses en rotation

L'étude dynamique a pour but la détermination des différents efforts exercés sur le système bielle-manivelle c'est-à-dire le calcul des valeurs des actions mutuelles entre les différentes organes [12].

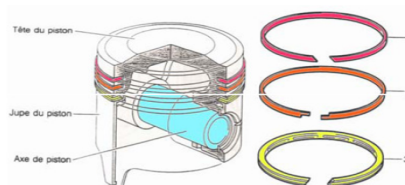
### II.7.2. Calcul des masses

Les masses des organes en mouvement utilisées dans l'étude dynamique comme suit :

#### II.7.2.1. Masse du groupe piston : $m_{gp}$

La masse du groupe piston englobe la masse du piston proprement dit plus la masse de l'axe du piston la masse des clips de l'axe du piston + la masse des segments.

Donc :  $m_{gp} = m_p + m_c + m_s + m_a$  [Kg] ; [12]. (II.61)



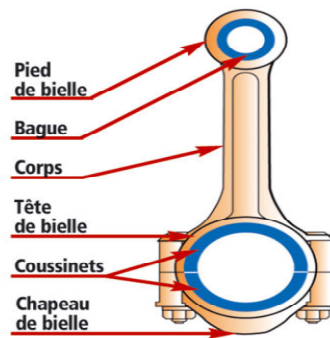
**Figure II.11.** Masse du groupe Piston [8].



**II.7.2.2. Masse de la bielle  $m_b$**

Pour simplifier les calculs, on remplace la masse totale de la bielle par deux masses fictives concentrées, il existe plusieurs méthodes de remplacement dont la plus utilisée est le remplacement par deux masses c'est-à-dire :  $m_b = m_1 + m_2$  [kg] Avec : (II.62)

- ✓  $m_1$  : partie de la masse de la bielle concentrée au pied de la bielle et qui participe au mouvement de translation.
- ✓  $m_2$  : partie de la masse de bielle concentrée à la tête de la bielle et qui participe au mouvement de rotation [12].



**Figure II.12.** Masse de la bielle [8].

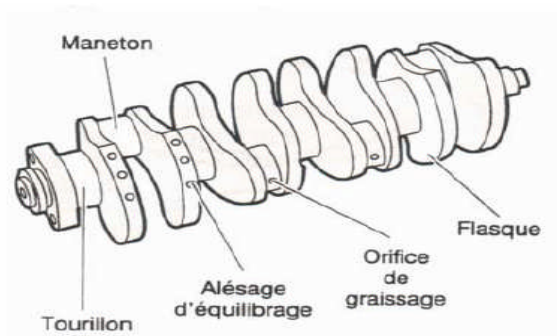
**II.7.2.3. Masse du coude du vilebrequin  $m_c$**

Relation de cette mouvement de rotation est comme suit :

$m_c = m_m + 2 \cdot m_{bras(R)} + 2 \cdot m_{bras(\rho)}$  (kg), Dont :  $m_m$  : masse de maneton sans bras (II.63)

$m_{bras(R)}$  : masse des bras concentrées au maneton

$m_{bras(\rho)}$  : masse des bras concentrées au tourillon [12].



**Figure II.13.** Masse du coude du vilebrequin [8].

D'après le principe de conservation de la force centrifuge on a :

$m_{bras(R)} \cdot R \cdot (\omega)^2 = m_{bras(\rho)} \cdot \rho \cdot (\omega)^2$  (II.64)

On déduit que :  $m_{bras(R)} = (\rho / R) \cdot m_{bras(\rho)}$  ; [12].

**II.7.2.4. Masses en mouvement de translation  $m$**

Relation de cette mouvement de translation est comme suit  $m = m_{gp} + m_1$  ; [12]. (II.65)

### II.7.2.5. Masses en mouvement de rotation $m_r$

Relation de cette mouvement de rotation est comme suit :  $m_r = m_c + m_2$ . (II.66)

On négligera l'effet du poids des pièces et du frottement ainsi que le couple résiduel dû à la substitution de la bielle par un système à deux masses [12].

Conformément au principe de **D'ALEMBERT**, chaque organe est à tout instant en équilibre sous l'action des :

- \_ Forces directement appliquées (pression des gaz).
- \_ Forces de liaison (réactions des appuis).
- \_ Forces d'inerties.

### II.7.3. Forces exercés sur le système bielle-manivelle

Au cours de fonctionnement du moteur, le système bielle-manivelle est soumis aux efforts suivants : [12].

- \_ L'effort  $n_e$  de la pression des gaz brûlés.
- \_ L'ensemble des efforts produits par les éléments en mouvement qui sont :
  - les forces d'inerties dues aux masses en translation.
  - les forces centrifuges dues aux masses en rotation.

### II.7.4. Les efforts agissant sur l'axe du piston

Lors de la combustion, l'axe du piston est soumis à un effort de pression considérable  $P_g$ . En plus cet effort l'axe du piston est soumis à l'effort d'inertie des masses en mouvement de translation  $P_j$ . Donc :  $P_E = P_g + P_j$  [N] ; [12]. (II.67)

On : -  $P_g$  : force provoquée par la pression des gaz brûlés.

-  $P_j$  : l'effort d'inertie de la masse du piston.

#### II.7.4. 1. Forces d'inertie $P_j$

$P_j = -m \cdot J = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$ .  
 $= P_{j1} + P_{j2}$ . Et :  $m = m_{gp} + m_1$  Ou ; [12].

$P_{j1}$  : inertie du premier ordre.

$P_{j2}$  : inertie du deuxième ordre.

En effet la direction de la force d'inertie se trouve suivant l'axe du cylindre et son point d'application est sur l'axe de piston ; au moment où l'accélération est nul la force d'inertie change le sens [12].

✓ Détermination de  $m_1$ ,  $m_2$  et  $m$  :

On :  $m_1 + m_2 = m_b$  et  $m_1 \cdot I^2 + m_2 \cdot (L - I)^2 = I_G \dots\dots\dots(*)$

$m_2 = m_b \cdot I / L$  et  $m_1 = m_b \cdot (1 - I / L)$

Avec: I = 154 mm (donnée du PMA) et L = 192 mm

Donc : m1= 0.2375 [kg]

m2 =0.966 [kg] et m = 1.7235 [kg] ; Alors : Pj = -1.7235. R . ω<sup>2</sup> . (Cos φ + λ . Cos2φ)

On : Pj = - 1.7235 . (J1 + J2 ) = -1.7235.R . ω<sup>2</sup> . Cosφ -1.7235.R . ω<sup>2</sup> . λ . Cos2φ . (II.68)

Détermination de I<sub>G</sub> : d’après l’équation (\*), on a : I<sub>G</sub> = 0.0379 N.m.s<sup>2</sup>

**II.7.4. 2. Forces centrifuge Pc**

C’est la force centrifuge du coude du vilebrequin, elle est donnée par : Pc = m<sub>r</sub> . R . ω<sup>2</sup> [kg] et m<sub>r</sub>=m<sub>c</sub>+m<sub>2</sub>[12].

Tant que ω est constante la force centrifuge reste constante aussi ; son point d’application est le centre de maneton [12].

**II.7.4. 3. Forces des gaz Pg**

Relation de cette forces des gaz est comme suit : Pg = P – P<sub>0</sub> [Mpa ].....(\*). Ou : (II.69)  
-Pg : les forces des gaz [12].

-P : effort des gaz exercée sur la tête du piston on déterminer à partir des tableaux II.3.et II.9.

- P<sub>0</sub>: effort provoqué par la pression ambiante qui existe au-dessus du piston, on prendre

P<sub>0</sub>= 0 ,05Mpa. D’après calcule l’équation II.69 on existe : Pg = P . Fp

Avec : - P : pression des gaz [Mpa] . Et Fp : surface de la tête du piston [m<sup>2</sup>].

Tel que : Fp = π.D<sup>2</sup> / 4 An : Fp = π.(0,076)<sup>2</sup> / 4 ⇨ Fp = 0.00453 m<sup>2</sup>

A partir du diagramme P=F(V) on calcule la pression Pg par appliquer les équations suivantes :

Vt= n × Vs et Vs= L × πD<sup>2</sup>/4 (cylindre unitaire) ; V<sub>totale unitaire</sub> = Vs+ V<sub>mort</sub> (II.70)

AN : Vs= 9.2 × 3,14 ×(7,6 )<sup>2</sup>/4 = 417,14 cm<sup>3</sup> ⇨ Vt= 4 × 417,14 = 1668 cm<sup>3</sup>≈1,7 litre.

On a : ε = (Vs + Vmort/Vmort) = 22 dont : (II.71)

v<sub>mort</sub>(V<sub>compression</sub>) = 417,14 / 21 = 19,863 cm<sup>3</sup>

Les valeurs de pression P<sub>g</sub> en fonction de l’angle φ les résultats dans le **tableau II.9**. Suivant :

Angle φ [ ° ]	V <sub>S(cylindre)</sub> [cm <sup>3</sup> ]	V <sub>compression</sub> =V <sub>mort</sub> [cm <sup>3</sup> ]	V <sub>toatale</sub> [cm <sup>3</sup> ]	Rapport volumetrique ε	P [Mpa]	Pg [N]
					Pg=(P-P <sub>0</sub> )×FP	
0	0	19,8638	19,8638	1	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
10	3,9220484	19,8638	23,7858484	1,19744703	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
20	15,5068272	19,8638	35,3706272	1,78065764	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
30	34,2102372	19,8638	54,0740372	2,72224032	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
40	59,1798563	19,8638	79,0436563	3,97928172	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
50	89,2912129	19,8638	109,155013	5,49517277	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
60	123,2294	19,8638	143,0932	7,20371734	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95

70	159,584295	19,8638	179,448095	9,0339258	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
80	196,932171	19,8638	216,795971	10,9141237	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
90	233,926383	19,8638	253,790183	12,7765172	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
100	269,369911	19,8638	289,233711	14,5608449	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
110	302,256174	19,8638	322,119974	16,2164326	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
120	331,80076	19,8638	351,66456	17,7037908	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
130	357,427833	19,8638	377,291633	18,9939303	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
140	378,729316	19,8638	398,593116	20,0663074	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
150	395,469435	19,8638	415,333235	20,9090524	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
160	407,494028	19,8638	427,357828	21,5144045	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
170	414,726013	19,8638	434,589813	21,8784831	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
180	417,14272	19,8638	437,00652	22,000147	<b>0,165 (Pa)</b>	520,95
190	414,726013	19,8638	434,589813	21,8784831	0,168	534,54
200	407,494028	19,8638	427,357828	21,5144045	0,175	566,25
210	395,469435	19,8638	415,333235	20,9090524	0,182	597,96
220	378,729316	19,8638	398,593116	20,0663074	0,187	620,61
230	357,427833	19,8638	377,291633	18,9939303	0,216	751,98
240	331,80076	19,8638	351,66456	17,7037908	0,233	828,99
250	302,256174	19,8638	322,119974	16,2164326	0,253	919,59
260	269,369911	19,8638	289,233711	14,5608449	0,303	1146,09
270	233,926383	19,8638	253,790183	12,7765172	0,373	1463,19
280	196,932171	19,8638	216,795971	10,9141237	0,477	1934,31
290	159,584295	19,8638	179,448095	9,0339258	0,551	2269,53
300	123,2294	19,8638	143,0932	7,20371734	0,773	3275,19
310	89,2912129	19,8638	109,155013	5,49517277	1,218	5291,04
320	59,1798563	19,8638	79,0436563	3,97928172	1,8	7927,5
330	34,2102372	19,8638	54,0740372	2,72224032	2,732	12149,46
340	15,5068272	19,8638	35,3706272	1,78065764	5	22423,5
350	3,9220484	19,8638	23,7858484	1,19744703	8,525	38391,75
360	0	19,8638	19,8638	1	<b>10,7 (Pc)</b>	48244,5
370	3,9220484	19,8638	23,7858484	1,19744703	<b>16,05(Pz)</b>	72480
380	15,5068272	19,8638	35,3706272	1,78065764	11,7	52774,5
390	34,2102372	19,8638	54,0740372	2,72224032	7,992	35977,26
400	59,1798563	19,8638	79,0436563	3,97928172	4,362	19533,36
410	89,2912129	19,8638	109,155013	5,49517277	3,112	13870,86
420	123,2294	19,8638	143,0932	7,20371734	2,415	10713,45
430	159,584295	19,8638	179,448095	9,0339258	1,648	7238,94
440	196,932171	19,8638	216,795971	10,9141237	1,198	5200,44
450	233,926383	19,8638	253,790183	12,7765172	1,042	4493,76
460	269,369911	19,8638	289,233711	14,5608449	0,91	3895,8
470	302,256174	19,8638	322,119974	16,2164326	0,801	3402,03
480	331,80076	19,8638	351,66456	17,7037908	0,71	2989,8
490	357,427833	19,8638	377,291633	18,9939303	0,65	2718

500	378,729316	19,8638	398,593116	20,0663074	0,609	2532,27
510	395,469435	19,8638	415,333235	20,9090524	0,585	2423,55
520	407,494028	19,8638	427,357828	21,5144045	0,565	2332,95
530	414,726013	19,8638	434,589813	21,8784831	0,558	2301,24
540	417,14272	19,8638	437,00652	22,000147	<b>0,54 (Pb)</b>	2219,7
550	414,726013	19,8638	434,589813	21,8784831	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
560	407,494028	19,8638	427,357828	21,5144045	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
570	395,469435	19,8638	415,333235	20,9090524	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
580	378,729316	19,8638	398,593116	20,0663074	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
590	357,427833	19,8638	377,291633	18,9939303	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
600	331,80076	19,8638	351,66456	17,7037908	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
610	302,256174	19,8638	322,119974	16,2164326	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
620	269,369911	19,8638	289,233711	14,5608449	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
630	233,926383	19,8638	253,790183	12,7765172	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
640	196,932171	19,8638	216,795971	10,9141237	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
650	159,584295	19,8638	179,448095	9,0339258	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
660	123,2294	19,8638	143,0932	7,20371734	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
670	89,2912129	19,8638	109,155013	5,49517277	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
680	59,1798563	19,8638	79,0436563	3,97928172	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
690	34,2102372	19,8638	54,0740372	2,72224032	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
700	15,5068272	19,8638	35,3706272	1,78065764	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
710	3,9220484	19,8638	23,7858484	1,19744703	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9
720	0	19,8638	19,8638	1	<b>0,18 (Ps)</b>	588,9

Et puis tracé le graphe de pression P [MPa] par choisie des échelles suivantes :

Axe de pression : 1[cm] → 2 [Mpa] et l'axe de l'angle de rotation φ : 1[cm] → 50[deg].

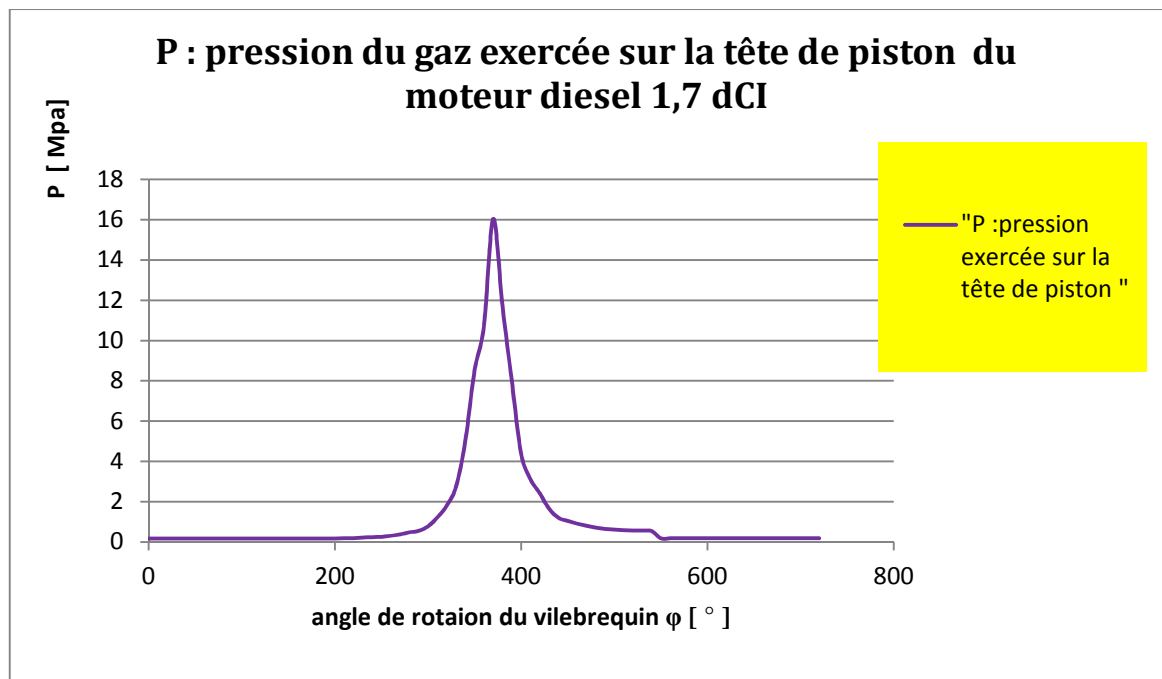


Figure II.14. Diagramme de pression du gaz P exercée sur la tête de piston.

#### II.7.4. 4. Analyse des forces

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure II.15 ; Avec :

$P_g$  : les forces des gaz [ N].

$P_j$  : la force d'inertie [ N].

$P_E$  : se décompose en deux composantes la somme  $P_g + P_j$  [ N].

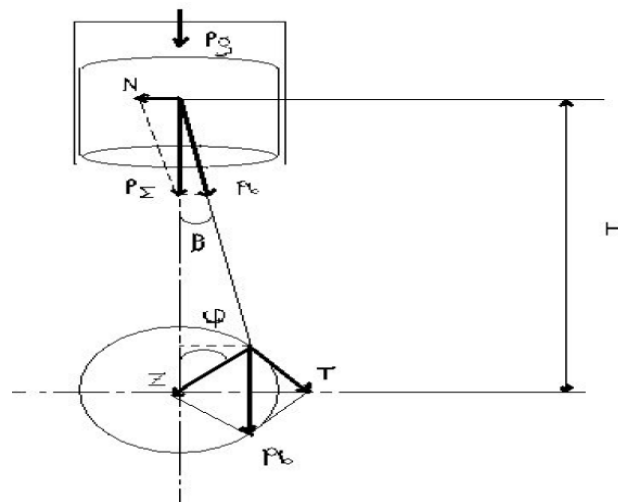
$N$  : effort agissant sur les parois du cylindre [ N].

$P_b$  : effort agissant le long de la bielle [ N].

$P_b$  : a son tour se décompose en deux composantes [ N].

$Z$  : est l'effort agissant sur le palier du vilebrequin [ N].

$T$  : est l'effort tendant à tourner le vilebrequin [ N].



**Figure II.15.** Analyse des forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle [29].

A partir de la figure II.15 on peut déterminer ces efforts :

$$P_b = P_\Sigma \cdot (1 / \cos\beta) \quad (\text{II.72})$$

$$\text{Tg} = N / P_\Sigma \longrightarrow N = P_\Sigma \cdot \text{tg}\beta$$

$$\text{Et on a aussi : } \sin(\varphi + \beta) = T / P_b \longrightarrow T = P_b \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (\text{II.73})$$

$$T = P_\Sigma \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta$$

$$\cos(\varphi + \beta) = Z / P_b \longrightarrow Z = P_b \cdot \cos(\varphi + \beta) \quad (\text{II.74})$$

$$Z = P_\Sigma \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta$$

Les valeurs de seront déterminées on fonction de  $\varphi$  :

$$\sin\beta = Y / L \longrightarrow Y = L \cdot \sin\beta \quad (1)$$

$$\sin\varphi = Y / R \quad Y = R \cdot \sin\varphi \quad (2)$$

$$\text{Et : } \lambda = R / L$$

$$\text{Alors : } \beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin\varphi) \quad (\text{II.75})$$

➤ **Effort exercé sur le vilebrequin**

C'est le couple total du moteur ; qui est égal au produit de la somme des forces  $T_i$  qui agit sur chaque coude de vilebrequin par le rayon de manivelle :  $M = \sum T_i \cdot R = R \cdot \sum_i^n T_i$  (II.76)

Ou : n : est le nombre de cylindre (n=4) ; [12].

Pour déterminer  $M$  il faut connaître les valeurs instantanées des efforts ( $T_i$ ) et pour cela doit connaître l'ordre d'allumage et l'intervalle entre deux allumages successifs.

Dans notre cas l'ordre d'allumage est : 1-3-4-2 ; [8].

Pour calcul les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle on a déterminé

**l'organigramme II.3.**

✓ *Description de l'organigramme :*

A)- *Lecteur des données :*

n nombre d'itération,

m masse de l'équipage mobile [kg],

R rayon de rotation de la manivelle [mm],

$\omega$  vitesse angulaire de vilebrequin [rad/s],

$\varphi$  angle de rotation du vilebrequin [°],

$P_g$  forces des pression des gaz [N],

$\lambda$  coefficient de construction de la bielle –manivelle.

B)- *variables utilisées :*

PJ forces d'inerties [N],

PE la somme des forces d'inerties et des forces des gaz [N],

Pb composantes des forces PE agissant suivant l'axe de la bielle [N],

N composantes de la force PE qui produit une poussée latérale contre le cylindre [N],

T forces radiales exercées par la tête de la bielle sur le vilebrequin [N],

M couple moteur [N.m].

A l'aide du programme Microsoft Excel et l'organigramme (II.1), nous obtenons les résultats des calculs dans **des tableaux II.10 et II.11 :**

**Tableau II.10.** Présenté les angles de rotation du  $\varphi$  et  $\beta$  [°] :

Angle $\varphi$ [°]	angle $\beta$ [°]	Cos $\beta$ [°]	1/cos $\beta$	tg $\beta$	$\Sigma(\varphi+\beta)$ [°]	Cos ( $\varphi+\beta$ )	Sin ( $\varphi+\beta$ )
0	0	1	1	0	0	1	0
10	2,38	0,999	1,001001	0,041	12,38	0,976	0,214
20	4,7	0,996	1,00401606	0,082	24,7	0,908	0,417
30	6,88	0,992	1,00806452	0,12	36,88	0,799	0,6
40	8,86	0,988	1,01214575	0,155	48,86	0,657	0,753
50	10,58	0,982	1,01832994	0,186	60,58	0,491	0,871
60	11,98	0,978	1,02249489	0,212	71,98	0,309	0,95

70	13,01	0,974	1,02669405	0,231	83,01	0,21	0,992
80	13,65	0,971	1,02986612	0,242	93,65	-0,063	0,997
90	13,86	0,97	1,03092784	0,246	103,86	-0,239	0,97
100	13,65	0,971	1,02986612	0,242	113,65	-0,401	0,916
110	13,01	0,974	1,02669405	0,231	123,01	-0,544	0,838
120	11,98	0,978	1,02249489	0,212	131,98	-0,668	0,743
130	10,58	0,982	1,01832994	0,186	140,58	-0,772	0,635
140	8,86	0,988	1,01214575	0,155	148,86	-0,855	0,517
150	6,88	0,992	1,00806452	0,12	156,88	-0,919	0,392
160	4,7	0,996	1,00401606	0,082	164,7	-0,964	0,263
170	2,38	0,999	1,001001	0,041	172,38	-0,991	0,132
180	0	1	1	0	180	-1	0
190	-2,38	0,999	1,001001	-0,041	187,62	-0,991	-0,132
200	-4,7	0,996	1,00401606	-0,082	195,3	-0,964	-0,263
210	-6,88	0,992	1,00806452	-0,12	203,12	-0,919	-0,392
220	-8,86	0,988	1,01214575	-0,155	211,14	-0,855	-0,517
230	-10,58	0,982	1,01832994	-0,186	219,42	-0,772	-0,635
240	-11,98	0,978	1,02249489	-0,212	228,02	-0,668	-0,743
250	-13,01	0,974	1,02669405	-0,231	236,99	-0,544	-0,838
260	-13,65	0,971	1,02986612	-0,242	246,35	-0,401	-0,916
270	-13,86	0,97	1,03092784	-0,246	256,14	-0,239	-0,97
280	-13,65	0,971	1,02986612	-0,242	266,35	-0,063	-0,997
290	-13,01	0,974	1,02669405	-0,231	276,99	0,121	-0,992
300	-11,98	0,978	1,02249489	-0,212	288,02	0,309	-0,95
310	-10,58	0,982	1,01832994	-0,186	299,42	0,491	-0,871
320	-8,86	0,988	1,01214575	-0,155	311,14	0,657	-0,753
330	-6,88	0,992	1,00806452	-0,12	323,12	0,799	-0,6
340	-4,7	0,996	1,00401606	-0,082	335,3	0,908	-0,417
350	-2,38	0,999	1,001001	-0,041	347,62	0,976	-0,214
360	0	1	1	0	360	1	0
370	2,38	0,999	1,001001	0,041	372,38	0,976	0,214
380	4,7	0,996	1,00401606	0,082	384,7	0,908	0,417
390	6,88	0,992	1,00806452	0,12	396,88	0,799	0,6
400	8,86	0,988	1,01214575	0,155	408,86	0,657	0,753
410	10,58	0,982	1,01832994	0,186	420,58	0,491	0,871
420	11,98	0,978	1,02249489	0,212	431,98	0,309	0,95
430	13,01	0,974	1,02669405	0,231	443,01	0,21	0,992
440	13,65	0,971	1,02986612	0,242	453,65	-0,063	0,997
450	13,86	0,97	1,03092784	0,246	463,86	-0,239	0,97
460	13,65	0,971	1,02986612	0,242	473,65	-0,401	0,916
470	13,01	0,974	1,02669405	0,231	483,01	-0,544	0,838
480	11,98	0,978	1,02249489	0,212	491,98	-0,668	0,743
490	10,58	0,982	1,01832994	0,186	500,58	-0,772	0,635
500	8,86	0,988	1,01214575	0,155	508,86	-0,855	0,517
510	6,88	0,992	1,00806452	0,12	516,88	-0,919	0,392
520	4,7	0,996	1,00401606	0,082	524,7	-0,964	0,263



530	2,38	0,999	1,001001	0,041	532,38	-0,991	0,132
540	0	1	1	0	540	-1	0
550	-2,38	0,999	1,001001	-0,041	547,62	-0,991	-0,132
560	-4,7	0,996	1,00401606	-0,082	555,3	-0,964	-0,263
570	-6,88	0,992	1,00806452	-0,12	563,12	-0,919	-0,392
580	-8,86	0,988	1,01214575	-0,155	571,14	-0,855	-0,517
590	-10,58	0,982	1,01832994	-0,186	579,42	-0,772	-0,635
600	-11,98	0,978	1,02249489	-0,212	588,02	-0,668	-0,743
610	-13,01	0,974	1,02669405	-0,231	596,99	-0,544	-0,838
620	-13,65	0,971	1,02986612	-0,242	606,35	-0,401	-0,916
630	-13,86	0,97	1,03092784	-0,246	616,14	-0,239	-0,97
640	-13,65	0,971	1,02986612	-0,242	626,35	-0,063	-0,997
650	-13,01	0,974	1,02669405	-0,231	636,99	0,121	-0,992
660	-11,98	0,978	1,02249489	-0,212	648,02	0,309	-0,95
670	-10,58	0,982	1,01832994	-0,186	659,42	0,491	-0,871
680	-8,86	0,988	1,01214575	-0,155	671,14	0,657	-0,753
690	-6,88	0,992	1,00806452	-0,12	683,12	0,799	-0,6
700	-4,7	0,996	1,00401606	-0,082	695,3	0,908	-0,417
710	-2,38	0,999	1,001001	-0,041	707,62	0,976	-0,214
720	0	1	1	0	720	1	0

**Tableau II.11.** Présenté des forces agissant sur le piston et d’effort exercés sur le mécanisme bielle-manivelle et déterminer le moment moteur par port l’angle de rotation du vilebrequin :

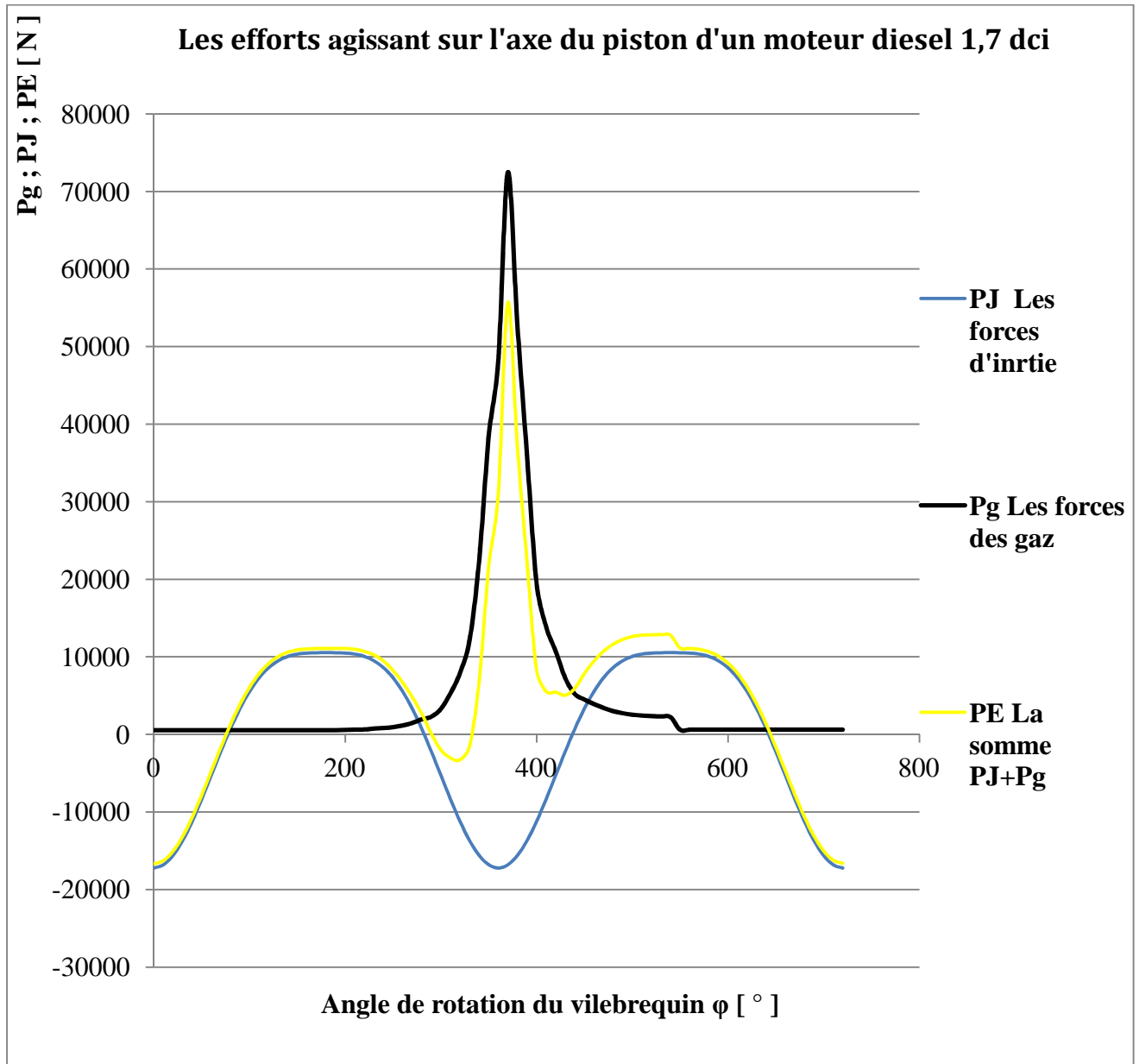
Angle $\varphi$ [°]	$P_g$ [N]	$P_J$ [N]	$PE=P_g+P_J$ [N]	$Pb=PE/\cos\beta$ [N]	$N=PE\times tg\beta$ [N]	$Z=Pb\times\cos(\varphi+\beta)$ [N]	$T=Pb\times\sin(\varphi+\beta)$ [N]	$M=T\times R$ [N.m]
0	520,95	-17231,129	-16710,179	-16710,179	0	-16710,179	0	0
10	520,95	-16807,3544	-16286,4044	-16302,7071	-667,742581	-15911,4421	-3488,77932	-160,483849
20	520,95	-15603,0653	-15082,1153	-15142,686	-1236,73345	-13749,5589	-6314,50007	-290,467003
30	520,95	-13701,5269	-13180,5769	-13286,8718	-1581,66922	-10616,2106	-7972,1231	-366,717662
40	520,95	-11223,357	-10702,407	-10832,3958	-1658,87309	-7116,88404	-8156,79403	-375,212526
50	520,95	-8342,31233	-7821,36233	-7964,72742	-1454,77339	-3910,68116	-6937,27758	-319,114769
60	520,95	-5280,5075	-4759,5575	-4866,62321	-1009,02619	-1503,78657	-4623,29205	-212,671434
70	520,95	-2197,80296	-1676,85296	-1721,61495	-387,353034	-361,53914	-1707,84203	-78,5607334
80	520,95	729,599101	1250,5491	1287,89815	302,632882	-81,1375833	1284,03445	59,0655848
90	520,95	3335,057	3856,007	3975,26495	948,577722	-950,088323	3856,007	177,376322
100	520,95	5537,64001	6058,59001	6239,53657	1466,17878	-2502,05417	5715,4155	262,909113
110	520,95	7307,11029	7828,06029	8037,02288	1808,28193	-4372,14045	6735,02517	309,811158
120	520,95	8615,5645	9136,5145	9342,03937	1936,94107	-6240,4823	6941,13525	319,292221
130	520,95	9500,24412	10021,1941	10204,882	1863,94211	-7878,1689	6480,10007	298,084603
140	520,95	10065,4253	10586,3753	10714,9547	1640,88816	-9161,28628	5539,63159	254,823053
150	520,95	10366,4699	10887,4199	10975,2216	1306,49038	-10086,2287	4302,28688	197,905196
160	520,95	10493,7579	11014,7079	11058,9437	903,206052	-10660,8217	2908,5022	133,791101
170	520,95	10540,1153	11061,0653	11072,1374	453,503677	-10972,4882	1461,52214	67,2300185
180	520,95	10561,015	11081,965	11081,965	0	-11081,965	0	0
190	534,54	10540,1153	11074,6553	11085,741	-454,060867	-10985,9694	-1463,31782	-67,3126195
200	566,25	10493,7579	11060,0079	11104,4256	-906,920652	-10704,6663	-2920,46395	-134,341341

210	597,96	10366,4699	10964,4299	11052,8527	-1315,73158	-10157,5716	-4332,71825	-199,305039
220	620,61	10065,4253	10686,0353	10815,8252	-1656,33546	-9247,53051	-5591,78161	-257,221954
230	751,98	9500,24412	10252,2241	10440,1468	-1906,91369	-8059,7933	-6629,49319	-304,956687
240	828,99	8615,5645	9444,5545	9657,00869	-2002,24555	-6450,88181	-7175,15746	-330,057243
250	919,59	7307,11029	8226,70029	8446,3042	-1900,36777	-4594,78948	-7078,00292	-325,588134
260	1146,09	5537,64001	6683,73001	6883,34708	-1617,46266	-2760,22218	-6305,14592	-290,036712
270	1463,19	3335,057	4798,247	4946,64639	-1180,36876	-1182,24849	-4798,247	-220,719362
280	1934,31	729,599101	2663,9091	2743,46972	-644,666002	-172,838593	-2735,23931	-125,821008
290	2269,53	-2197,80296	71,727038	73,6417228	-16,5689458	8,91064846	-73,052589	-3,36041909
300	3275,19	-5280,5075	-2005,3175	-2050,42689	425,12731	-633,58191	1947,90555	89,6036552
310	5291,04	-8342,31233	-3051,27233	-3107,20196	567,536653	-1525,63616	2706,37291	124,493154
320	7927,5	-11223,357	-3295,85705	-3335,8877	510,857842	-2191,67822	2511,92344	115,548478
330	12149,46	-13701,5269	-1552,06685	-1564,58352	186,248022	-1250,10223	938,750112	43,1825052
340	22423,5	-15603,0653	6820,43473	6847,82603	-559,275648	6217,82604	-2855,54346	-131,354999
350	38391,75	-16807,3544	21584,3956	21606,0016	-884,960219	21087,4576	-4623,68434	-212,68948
360	48244,5	-17231,129	31013,371	31013,371	0	31013,371	0	0
370	72480	-16807,3544	55672,6456	55728,374	2282,57847	54390,893	11925,872	548,590113
380	52774,5	-15603,0653	37171,4347	37320,7176	3048,05765	33887,2116	15562,7392	715,886005
390	35977,26	-13701,5269	22275,7331	22455,3762	2673,08798	17941,8455	13473,2257	619,768382
400	19533,36	-11223,357	8310,00295	8410,93416	1288,05046	5525,98374	6333,43342	291,337938
410	13870,86	-8342,31233	5528,54767	5629,88561	1028,30987	2764,27384	4903,63037	225,566997
420	10713,45	-5280,5075	5432,9425	5555,15593	1151,78381	1716,54318	5277,39813	242,760314
430	7238,94	-2197,80296	5041,13704	5175,70538	1164,50266	1086,89813	5134,29973	236,177788
440	5200,44	729,599101	5930,0391	6107,14635	1435,06946	-384,75022	6088,82491	280,085946
450	4493,76	3335,057	7828,817	8070,94536	1925,88898	-1928,95594	7828,817	360,125582
460	3895,8	5537,64001	9433,44001	9715,18024	2282,89248	-3895,78728	8899,1051	409,358835
470	3402,03	7307,11029	10709,1403	10995,0106	2473,81141	-5981,28574	9213,81885	423,835667
480	2989,8	8615,5645	11605,3645	11866,4259	2460,33727	-7926,77248	8816,75442	405,570703
490	2718	9500,24412	12218,2441	12442,2038	2272,59341	-9605,38132	7900,7994	363,436773
500	2532,27	10065,4253	12597,6953	12750,7037	1952,64276	-10901,8517	6592,11381	303,237235
510	2423,55	10366,4699	12790,0199	12893,1652	1534,80238	-11848,8188	5054,12075	232,489554
520	2332,95	10493,7579	12826,7079	12878,2208	1051,79005	-12414,6049	3386,97208	155,800716
530	2301,24	10540,1153	12841,3553	12854,2095	526,495567	-12738,5216	1696,75565	78,0507601
540	2219,7	10561,015	12780,715	12780,715	0	-12780,715	0	0
550	588,9	10540,1153	11129,0153	11140,1554	-456,289627	-11039,894	-1470,50052	-67,6430239
560	588,9	10493,7579	11082,6579	11127,1666	-908,777952	-10726,5886	-2926,44482	-134,616462
570	588,9	10366,4699	10955,3699	11043,7196	-1314,64438	-10149,1783	-4329,13809	-199,140352
580	588,9	10065,4253	10654,3253	10783,73	-1651,42041	-9220,08916	-5575,18842	-256,458667
590	588,9	9500,24412	10089,1441	10274,0775	-1876,58081	-7931,58784	-6524,03922	-300,105804
600	588,9	8615,5645	9204,4645	9411,51789	-1951,34647	-6286,89395	-6992,75779	-321,666859
610	588,9	7307,11029	7896,01029	8106,78674	-1823,97838	-4410,09199	-6793,48729	-312,500415
620	588,9	5537,64001	6126,54001	6309,51598	-1482,62268	-2530,11591	-5779,51663	-265,857765
630	588,9	3335,057	3923,957	4045,31649	-965,293422	-966,830642	-3923,957	-180,502022
640	588,9	729,599101	1318,4991	1357,87755	-319,076782	-85,5462857	-1353,80392	-62,2749802
650	588,9	-2197,80296	-1608,90296	-1651,85109	371,656584	-199,873982	1638,63628	75,377269
660	588,9	-5280,5075	-4691,6075	-4797,14468	994,62079	-1482,31771	4557,28745	209,635223
670	588,9	-8342,31233	-7753,41233	-7895,5319	1442,13469	-3876,70616	6877,00829	316,342381
680	588,9	-11223,357	-10634,457	-10763,6205	1648,34084	-7071,69866	8105,00623	372,830287
690	588,9	-13701,5269	-13112,6269	-13218,3738	1573,51522	-10561,4807	7931,02431	364,827118

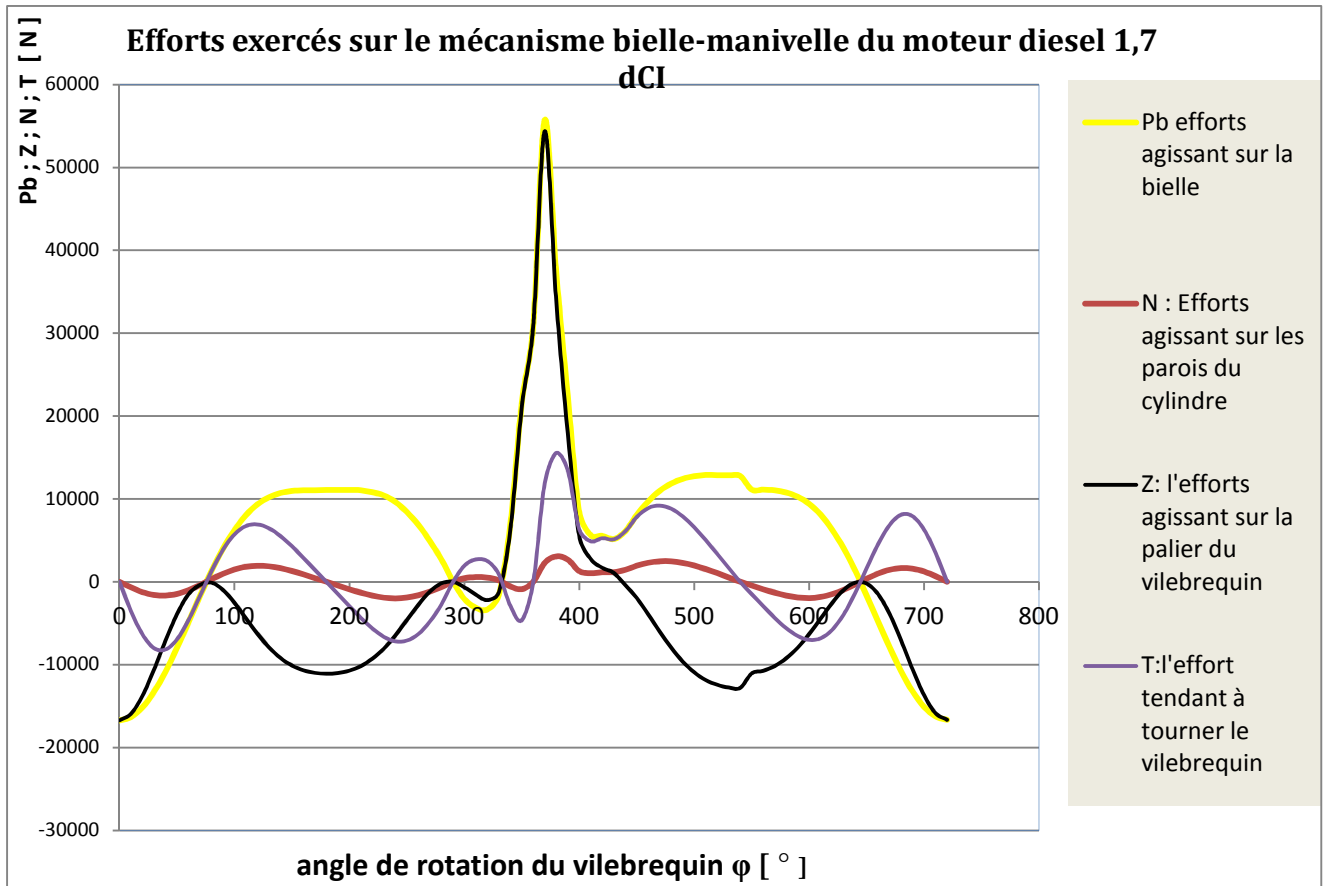
700	588,9	-15603,0653	-15014,1653	-15074,4631	1231,16155	-13687,6125	6286,05112	289,158352
710	588,9	-16807,3544	-16218,4544	-16234,6891	664,956631	-15845,0566	3474,22347	159,814279
720	588,9	-17231,129	-16642,229	-16642,229	0	-16642,229	0	0

**II.8. Tracé les courbes des efforts agissant sur le piston et système bielle manivelle**

D'après des résultats des calculs tracés des courbes suivantes par logicielle Microsoft Excel :

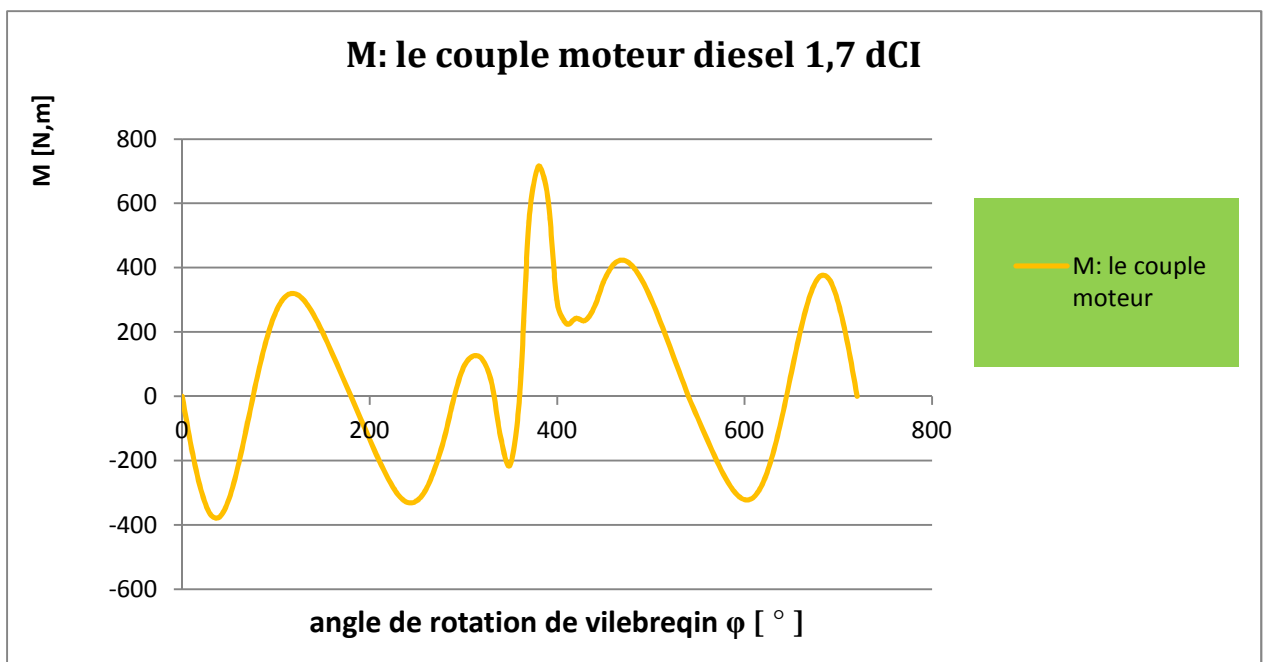


**Figure. II.16.** Les efforts agissant sur l'axe de piston du moteur diesel 1.7 dCI.

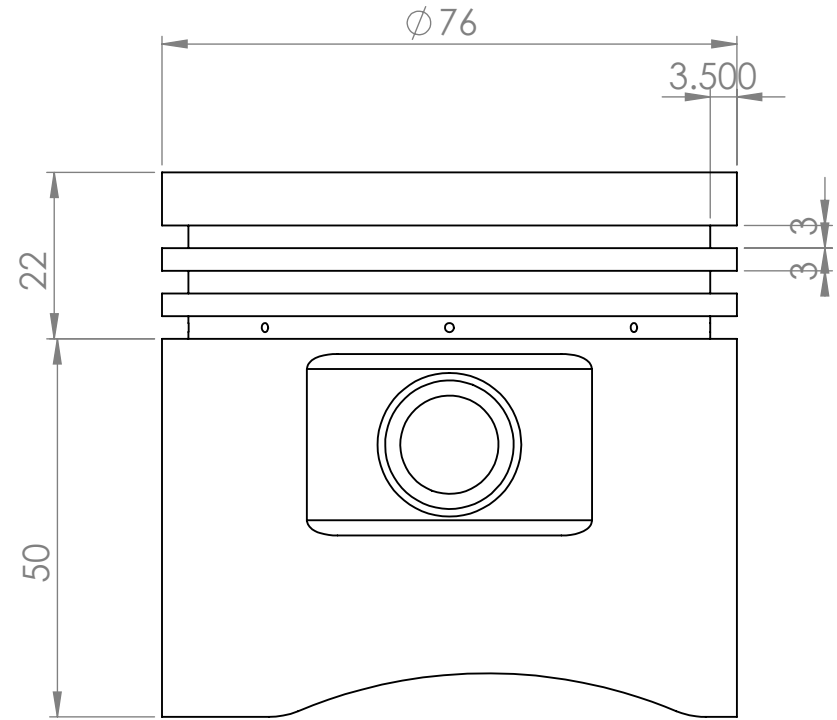
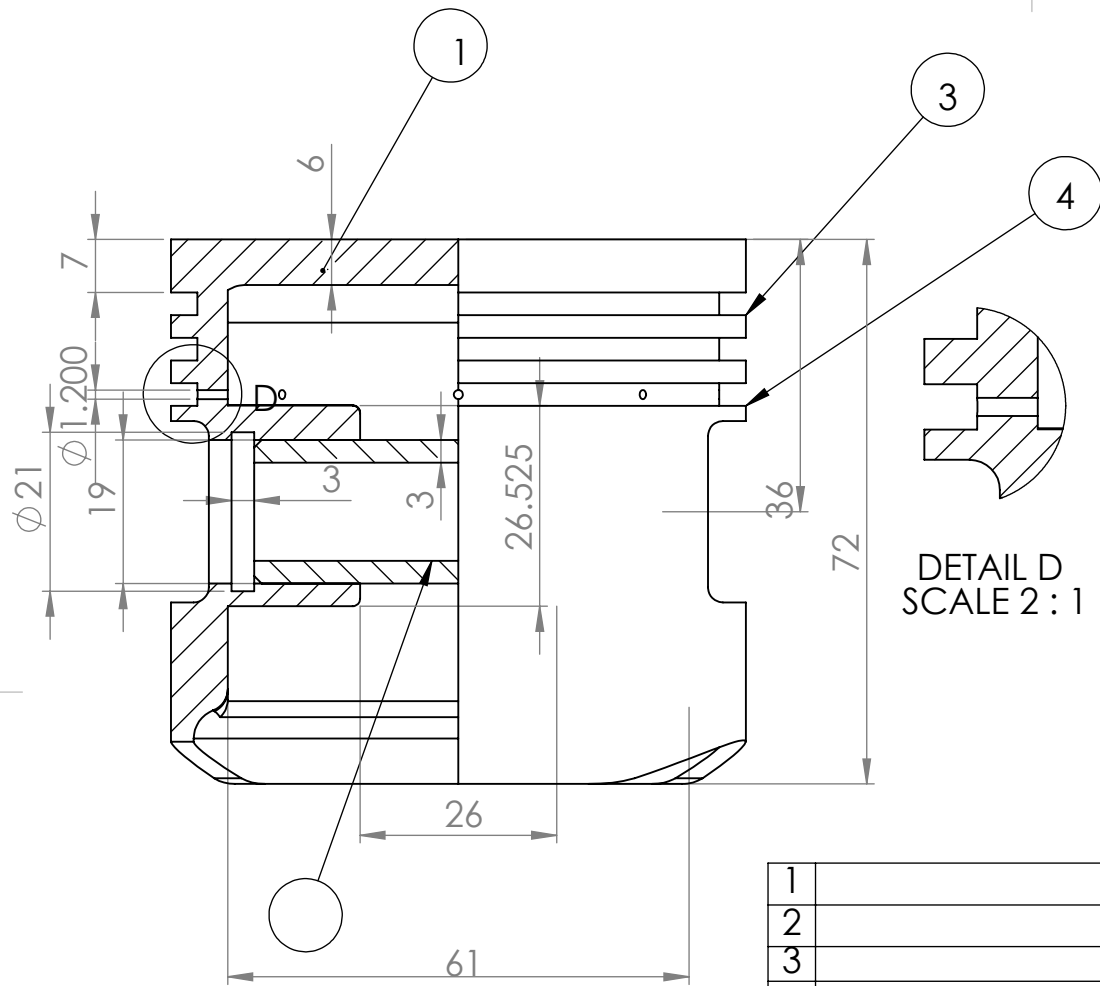


**Figure. II.17.** les efforts exercés sur le mécanisme bielle-manivelle moteur diesel 1.7 dCI.

➤ Et en fin tracés de courbe du couple moteur diesel 1.7 dci :



**Figure. II.18.** Le courbe du couple moteur 1.7 dCI.



1	front de piston
2	Axe de piston
3	Rainures des segments
4	Rainure du recleur

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

Moteur diesel 1.7 dCI

Dimensionnement du  
 piston

DWG NO. Merzouk hassen

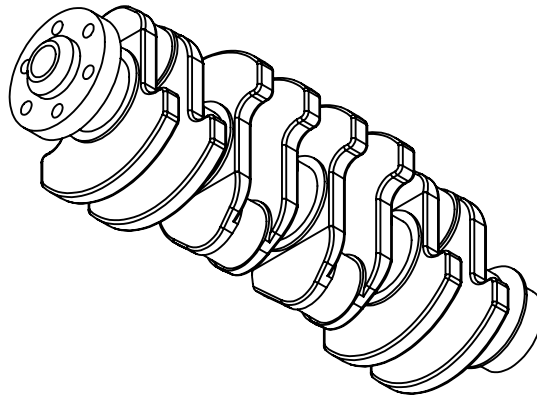
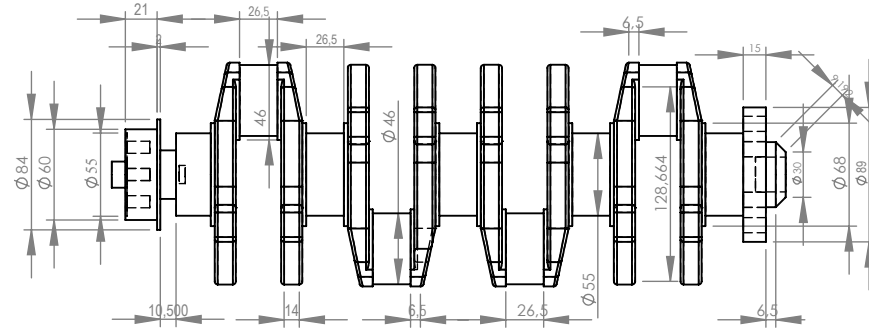
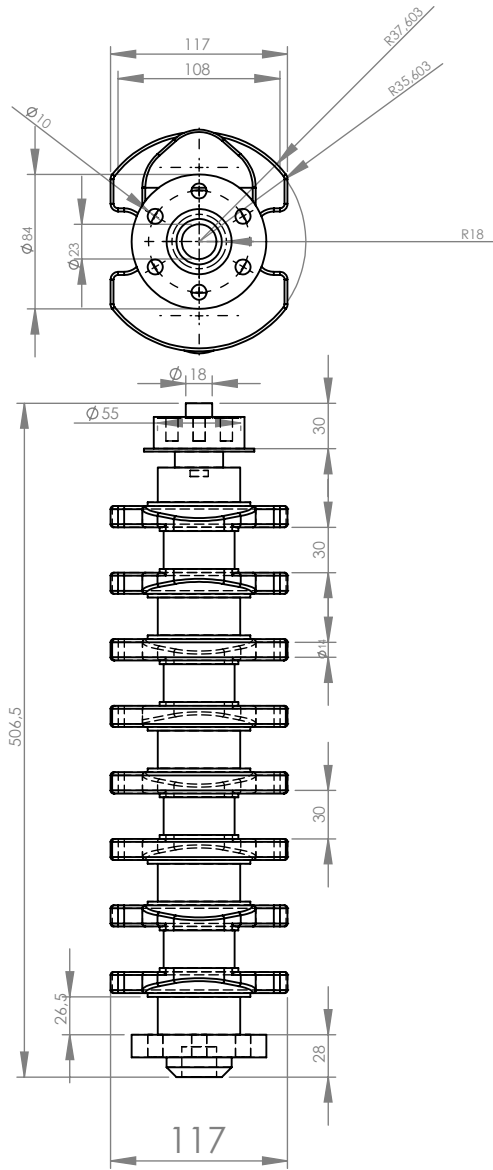
A4

NAME	SIGNATURE	DATE	MATERIAL:
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D	Merzouk Hassen		
MFG			
Q.A			
			WEIGHT:

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1





SAUF INDICATION CONTRAIRE:  
LES COTES SONT EN MILLIMETRES  
ETAT DE SURFACE:  
TOLERANCES:  
LINEAIRES:  
ANGULAIRES:

FINITION:

CASSER LES  
ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

**Moteur diesel 17dCI**

TITRE:

**Dimensionnement du vilbrequin  
Merzouk Hassen**

No. DE PLAN

**vilbrequin**

A4

MASSE:

ECHELLE: 1:10

FEUILLE 1 SUR 1

# Chapitre : III

conception du moteur  
diesel 1.7 dCI par logicielle  
solid works 2011



### III.1. Introduction

Le but de ce chapitre est la réalisation de conception des éléments principale (**vilebrequin, bielle, piston, arbre à came**) du moteur diesel **1.7 dCI** avec logiciel **SOLID WORKS 2011**, par utilise les résultats du calcul des éléments du chapitre II.

La conception assistée par ordinateur (CAO) permet de créer une vue virtuelle d'un projet servant de maquette à usage de tests et de simulations avant de procéder à l'étape de production en grandeur nature. Cette technique est particulièrement intéressante, compte tenu de l'enjeu économique et financier de certains projets. La CAO est aussi utilisée pour réaliser des séquences cinématographiques qu'il serait impossible ou trop onéreux de tourner véritablement. Les différentes applications de la CAO permettent de créer des objets en deux (2D) ou (3D) dimensions, et de les visualiser en modèles filaires, surfaciques, volumiques, ou encore sous forme de solides avec leur texture. Certains programmes de CAO peuvent faire évoluer l'objets dans l'espace et le visualiser selon différentes perspectives, en modifiant la taille, ou même fournir la liste des composants nécessaire à sa construction. Les programmes (3D) de CAO, gros consommateurs de puissance de calculs pour simulations, nécessitent donc des stations de travail très performantes. Ils sont utilisés dans tous les services de recherche et de développement de nombreux métiers liés à l'industrie (automobile, armement, aéronautique, etc...), mais également dans des applications nécessitent une représentation graphique fidèle de ce que l'on envisage de réaliser, comme en architecture [13].

L'utilisation de logiciels pour la résolution de problèmes physiques est de nos jours est très fréquents. La connaissance et la apprentissage sur fonctionnement ou le maîtrise d'une logiciel de CAO [13].

#### III.1.1. Présentation de SolidWorks

SolidWorks créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes. Parmi les plus grandes entreprises utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, Patek Philippe, Mega Bloks, Axiome, ME2C, SACMO, Le Boulch, Robert Renaud [14].

SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés [14].

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des

utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

### III.1.2. Architecture des fichiers SolidWorks


Trois familles des fichiers peuvent être créées à l'aide de SolidWorks pièces et assemblage et mises en plans [15].



#### III.1.2.1 Les pièces


La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode [15].

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise [13].





Parmi les fonctions génératrices on trouve:



- *l'extrusion*  : déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section. La section est définie dans une esquisse (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction). Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (cotation) nécessaires à la complète définition de la section. Cet ensemble de cotes auquel il faut ajouter la (ou les) longueur d'extrusion constitue l'ensemble des paramètres de la fonction; il est possible de les modifier une fois la fonction validée [15].





- *la révolution*   : déplacement d'une section droite autour d'un axe, ou extrusion suivant un cercle ou un arc de cercle [13].

- *le balayage*  : déplacement d'une section droite le long d'une ligne quelconque. Lorsque la génératrice de balayage est gauche, l'esquisse est en 3 dimensions [13].

D'autres fonctions, plutôt orientées métier intègrent des notions qu'il serait fastidieux de modéliser :

- congés  et chanfreins ,
- nervure ,
- dépouille ,

- coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante) ,
- trous normalisés (perçages, mortaises...) ,
- plis de tôle...

Des fonctions d'ordre logiciel comme la répétition linéaire , circulaire , curviligne  ou par symétrie  .....

Les dernières versions autorisent l'estimation automatique des coûts de fabrication est partagés et révisés plus rapidement les grandes conceptions [13].

L'édition de familles de pièces est possible en associant à SolidWorks, le tableur Microsoft Excel: Un tableau devient ainsi éditeur des références (lignes) donnant la valeur des paramètres variables des fonctions (colonnes) :

- valeur de certaines cotes.
- valeur de certaines propriétés (nombre d'occurrence...).
- état de suppression d'une fonction.

Ainsi, il est possible d'obtenir à partir d'un seul fichier de type pièce, l'ensemble des modèles de vis d'assemblage (toutes forme de tête ou dimensions), ou encore toutes les combinaisons de briques LEGO (1x1, 1x2 etc....) [15].

Avec tous ces outils, la méthode de conception d'une pièce très proche du métier du concepteur qui ne soucis plus de savoir où placer les traits du dessin mais les formes de la pièce [15].

Les possibilités d'éditations sont complétées par un ensemble d'outils de mesures géométriques. Ainsi il est possible de connaître le volume de la pièce, son poids, la position de centre de masse, sa matrice d'inertie, la surface... etc[15].

### **III.1.2.2. Les assemblages**

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble de contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, coaxialité...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision, mesure des jeux, etc...) [15].

Comme pour les pièces, la gestion de l'ensemble est portée par un arbre de création qui donne accès à l'arbre de création de chaque pièce. Il est d'ailleurs possible d'assembler des

assemblages, donc de former des sous-groupes de pièces. Cette opération étant préalable ou en cours d'édition [15].

L'intérêt de cet outil, c'est qu'il rend possible la création d'une pièce dans l'assemblage, c'est qu'il propose la même méthode au concepteur que celle qu'il appliquait sur la table à dessin : tout concevoir en même temps. En effet, à part sur les petits ensembles simples (ou déjà définis), il n'est pas raisonnable de concevoir chaque pièce dans son coin pour corriger ensuite, lors de l'assemblage, les problèmes éventuels d'interférence, ou de coïncidence. La conception intégrée lie automatiquement les géométries des pièces entre elles, si bien qu'une modification sur une, est automatiquement répercutée sur les autres. Alors l'édition de pièce est la conséquence de l'édition de l'ensemble [15].

### III.1.2.2. Les mises en plan

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Pour aboutir à un plan fini d'une pièce on peut estimer mettre 2 fois moins de temps qu'avec un outil DAO (temps de conception et exécution du dessin). En effet, en DAO, chaque trait est indépendant, et c'est au dessinateur de savoir quelles entités graphiques sont concernées par une modification. Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan [13].

- *Vues*: La projection sur plan du modèle ne pose aucun problème. Aujourd'hui il est très facile d'obtenir un plan, forcément juste (avec un logiciel de DAO il est possible d'éditer un plan faux!). Les vues en coupes, les vues partielles, perspectives, sont exécutées d'un simple clic. Les seuls problèmes encore rencontrés concernent la représentation des filetages et taraudages dans les assemblages [13].
- De plus, chaque vue peut être exécutée avec un habillage différent, filaire, conventionnel ou ombré rendant encore plus accessible la lecture de plans aux non initiés.

*Cotation*: La cotation regroupe l'ensemble des spécifications géométriques définissant la pièce. Bien sûr, les paramètres déclarés des esquisses en font partie. Ils peuvent être automatiquement intégrés, de manière équilibrée, à la mise en plan. À ce niveau il est encore possible de modifier la pièce en changeant la valeur des cotes. L'indépendance de ces paramètres, se rapproche du principe dit d'indépendance (cotation GPS). Cependant, la mise en forme définitive de la cotation demande encore un peu de travail (avec un éditeur DAO ou sur le calque aussi!) [13].

*Fond de plan:* SolidWorks par défaut propose ses propres fonds de plan. Mais il est possible de les faire soi-même. Il existe deux types de fond de plan. [13].

- Le fond de plan statique, où il faut remplir à la main chacun des champs.
- Le fond de plan dynamique, où il se remplit automatiquement suivant les paramètres mis dans l'assemblage ou dans la pièce [13].

Des modèles sont proposés (équivalent du .dot de Word).

*Nomenclature:* Le fichier assemblage contient chacune des pièces qui composent l'assemblage, on peut donc sortir de façon automatique la nomenclature appartenant à la maquette 3D [13].

### III.1.3. Les extensions des fichiers de SolidWorks

La simple ouverture d'un fichier dans une version ultérieure le rend inutilisable pour toutes versions antérieures. Vu leur très faible interopérabilité et le fait que leur contenu soit sauvé sans que l'on utilise la commande de sauvegarde, ces fichiers SolidWorks ne doivent pas être considérés comme des sauvegardes à long terme d'un contenu, mais comme une simple extension de la mémoire physique ayant la propriété de rémanence [13].

Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre. On retrouve :

**Sldprt**, pour les fichiers pièce.

**Sldasm**, pour les fichiers assemblage.

**Slddrw**, pour les fichiers plans.

**Sldprt**, pour les fichiers de fond de plan.

Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long terme [13].

### III.1.4 Création d'un document SolidWorks

Pour créer un nouveau document, procéder comme suit:

Cliquer sur l'icône SolidWorks

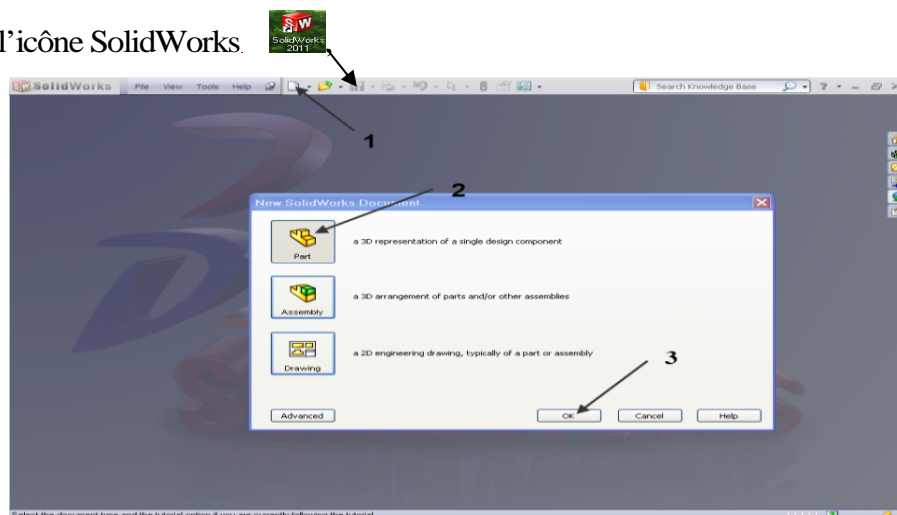


Figure III.1. Les différentes créations des documents par SolidWorks

### III.1.5. L'interface de SolidWorks

Une fois SolidWorks lancé, l'écran suivant apparaît.

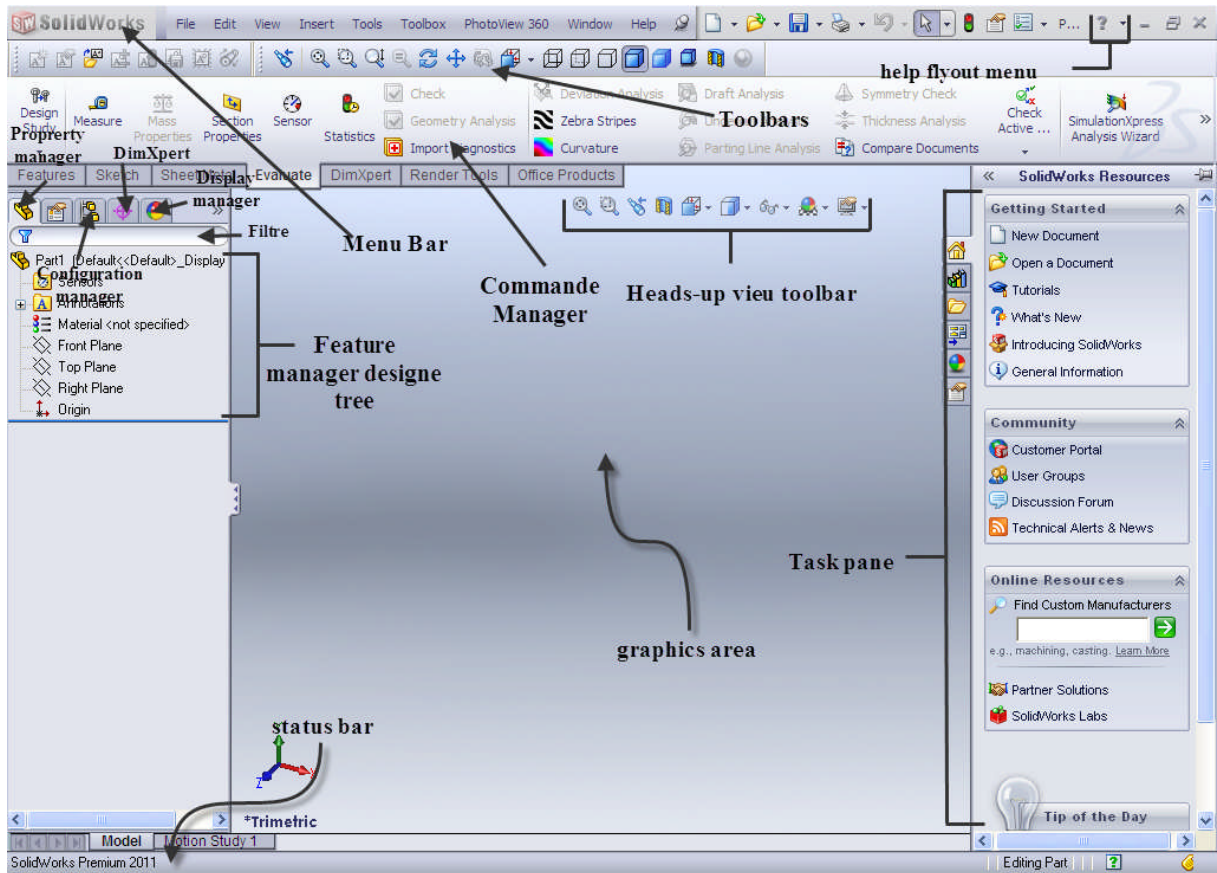


Figure.III.2. Interface de SolidWorks 2011

### III.2. Création les organes principaux de moteur diesel 1.7 dCI

Dans ce chapitre, nous allons concevoir création quatre pièces de moteur diesel 1.7 dCI : 1-Vilebrequin 2-Bielle 3-Piston 4-Arbre à cames.

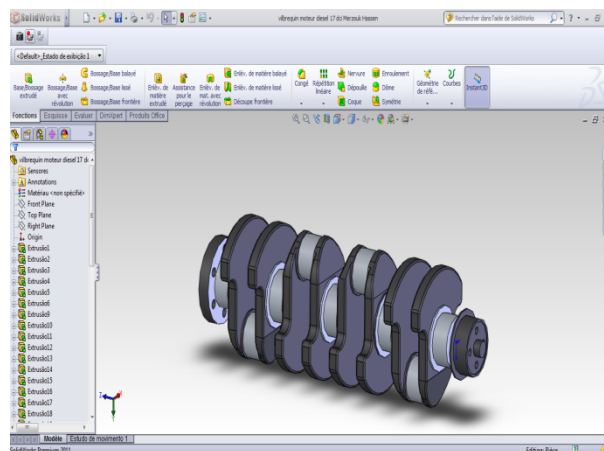


Figure.III.3. Vilebrequin moteur diesel 1.7 dci

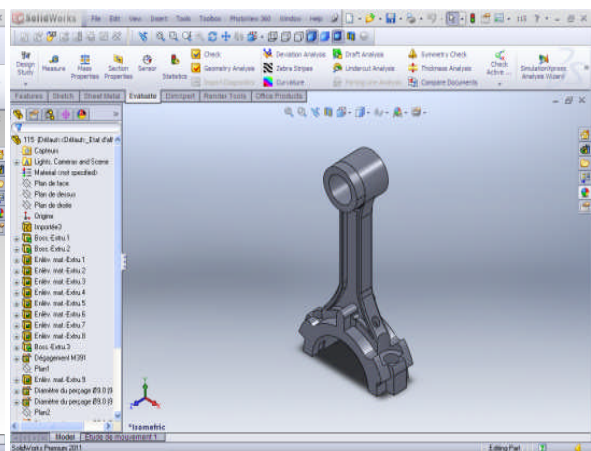


Figure.III.4. Bielle moteur diesel 1.7 dci

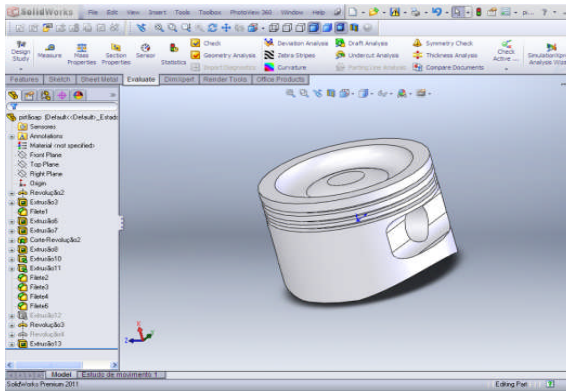


Figure.III.5. Piston

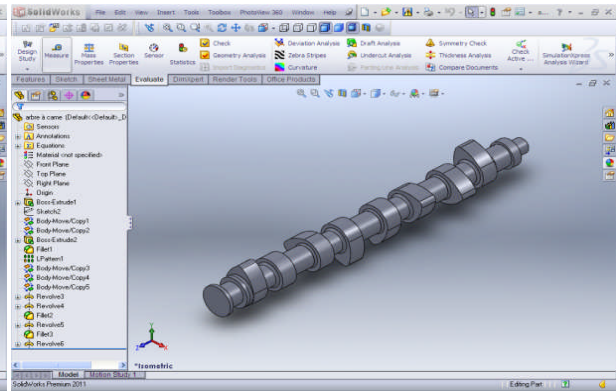


Figure.III.6. Arbre à came

Vous voyez les étapes de création des quatre pièces. Chaque étape correspond à une fonction que nous allons créer. Comme vous pouvez le constater il ya plusieurs fonction au totale.

Après avoir crée votre plan de chaque pièce, la modélisation est plutôt simple. Vous avez bien sur la possibilité de créer votre modèle en utilisant méthode déferente, il n'ya pas qu'une seul méthode correcte .le plus important est d'utiliser la méthode la plus simple possible avec un minimum de fonction.

### III.2.1. Construction du vilebrequin

#### III.2.1.1. Méthodologie

Ce vilebrequin est monté dans un moteur turbo diesel 4 cylindres 1.7 dCI Il comporte 4 manetons pour les bielles, 5 tourillons pour les paliers du bloc et 8 contre points.

Une extrémité sera reliée au volant moteur, l'autre vers la distribution.

Ces tourillons sont reliés entre eux par des 'masselottes contreponds' permettant l'équilibrage.

On constate une symétrie, 4 grosses 'masselottes' identiques et 4 éléments de matière identiques assurant la liaison tourillon-maneton.

On va donc commencer par créer un ensemble de plans décalés, utiles lors des copies.

On conservera un plan absolu (celui de SolidWorks par défaut) pour la symétrie Ensuite on créera une masselotte externe à partir d'un plan décalé. Ensuite, on créera les éléments de liaisons, puis les tourillons et les manetons. Enfin, on terminer par les extrémités.

#### III.2.1.2. Etapes de Construction

On supposera par la suite que les barres d'outils nécessaires ont été activées et que la case Saisir la Cote a été cochée.

Sauvegardez de temps en temps (nom vilebrequin).

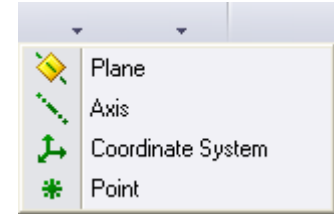
Appuyez sur les touches 'Ctrl' 'N', puis OK pour créer une nouvelle pièce.



### a) Création des plans décalés:

Placez-vous en vue isométrique pour mieux voir le résultat.

Cliquez sur l'icône géométrie de Référence, puis sur Plan. Une boîte de dialogue s'ouvre

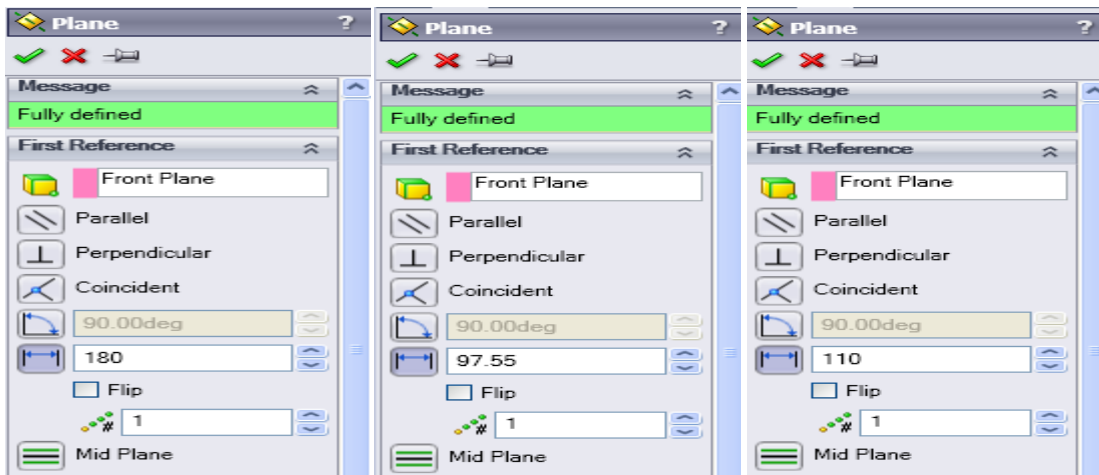


Reproduire comme indiqué pour Plane1, validez en cliquant la croix verte. Recommencez pour le Plane2, puis pour le Plane3.

(Les plans sont automatiquement nommés : Plane1, Plane2, Plane3)

Le front plane sera le plan de symétrie principal. Plane1 servira pour l'esquisse de la masselotte.


Plane2 passe par le milieu d'un tourillon. Plane3 servira pour l'esquisse d'un élément de matière.



**Figure.III.7.** des plans décalés

### b) Création d'une masselotte (flasque):



Sélectionnez Plane1, et tracer un cercle de tourillon et puis créez un fonction de bossage. Tracez successivement 2 cercles et un arc. Utilisez la cotation intelligente de l'onglet esquisse. Le cercle  $\varnothing 75$  et l'arc R81 sont centrés à l'origine absolue dans Plane1.

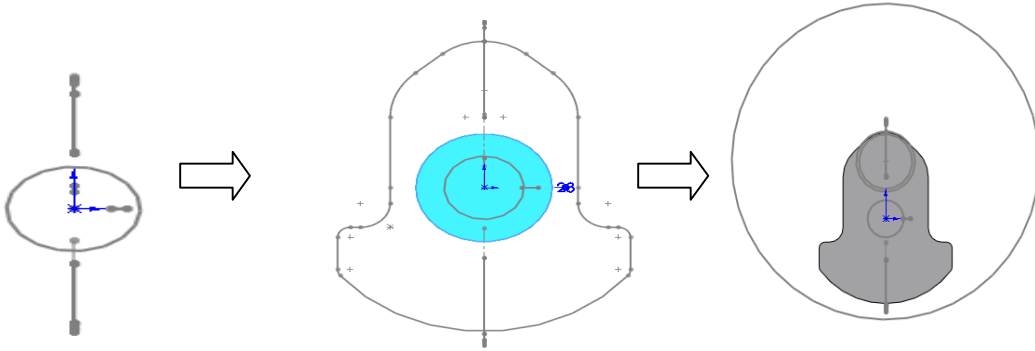
Le centre du cercle  $\varnothing 60$  est à 46 mm de l'origine absolue. Créez maintenant 2 segments verticaux. Cliquez  de façon à supprimer les éléments externes. Sélectionnez Coin.

Cliquez sur les éléments à conserver Cliquez . Entrez 6mm. Sélectionnez les entités

Tracez maintenant 2 lignes tangentes aux cercles. Assurez vous que Tangente12 soit indiqué dans les relations existantes de la propriété, tracez 2 segments inclinés.




Cliquez  de façon à supprimer les éléments externes. Placez ensuite 2 congés R6 entre les segments et 2 congés R14 entre le segment et le cercle. Cliquez  de façon à supprimer les éléments internes et enfin définissez l'esquisse comme dans l'illustration ci-dessous.



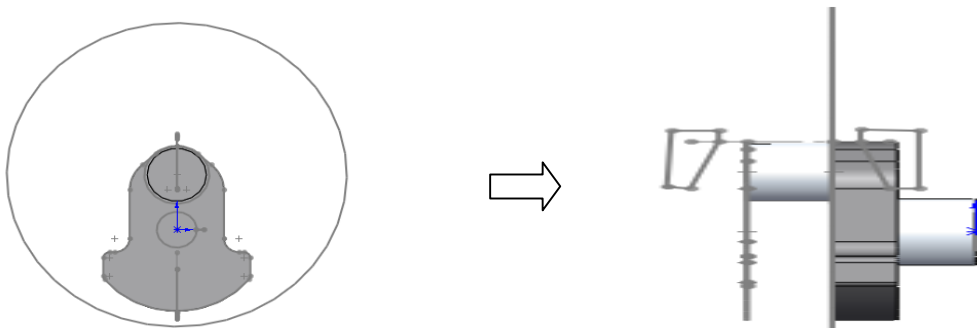
**Figure.III.8.** Création d'une masselotte

**c) Création d'un maneton:**

Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse.

En utilisant le zoom avant. Et puis sélectionner plan droite et tracer un cercle de maneton.

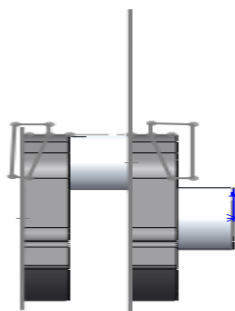
Sélectionnez maintenant la fonction Bossage base avec révolution



**Figure.III.9.** Création d'un maneton


**d) Création d'une deuxième masselotte (flasque)**

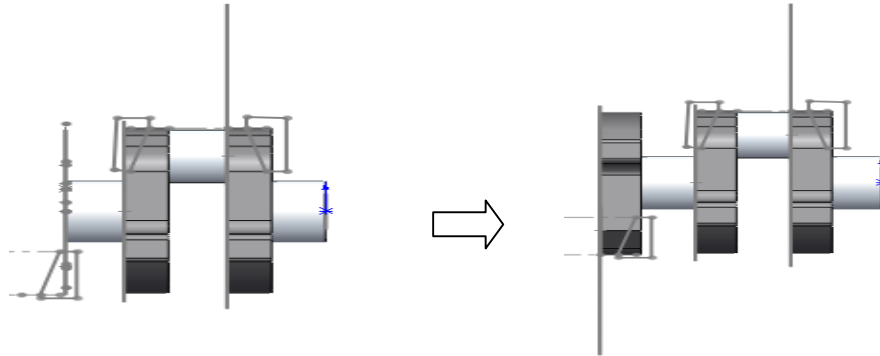
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom avant et copie même dessin de première masselotte et sélectionnez la fonction Bossage.



**Figure.III.10.** Création d'une deuxième masselotte


*e) Création d'un deuxième tourillon et troisième masselotte (flasque)*

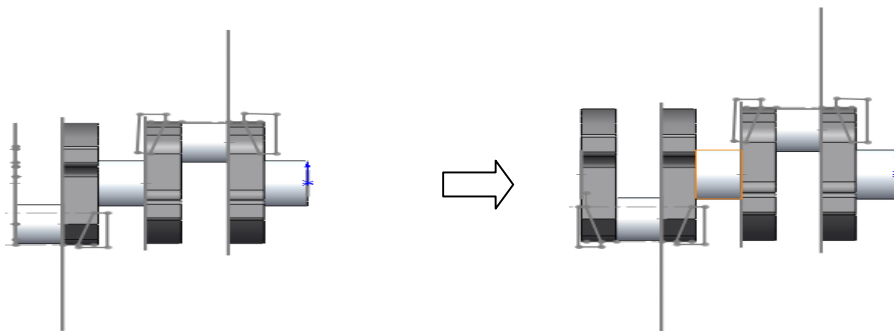
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom avant et copie même dessin de première maneton et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.11.** Création d'un deuxième tourillon et troisième masselotte


*f) Création d'un deuxième maneton et quatrième masselotte (flasque)*

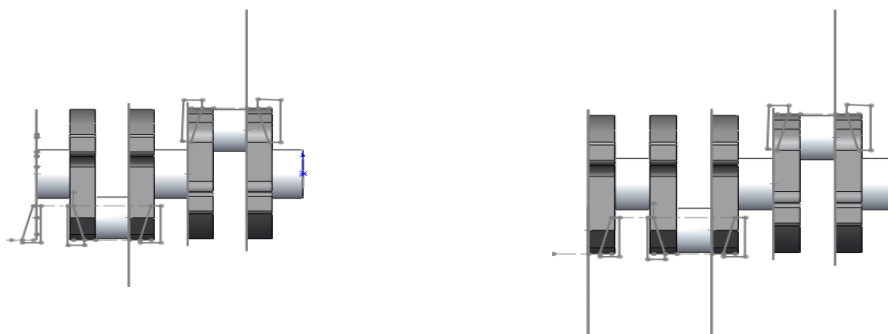
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom avant et copie même dessin de première maneton et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.12.** Création d'un deuxième maneton et quatrième masselotte


*g) Création d'un troisième tourillon et cinquième masselotte (flasque)*

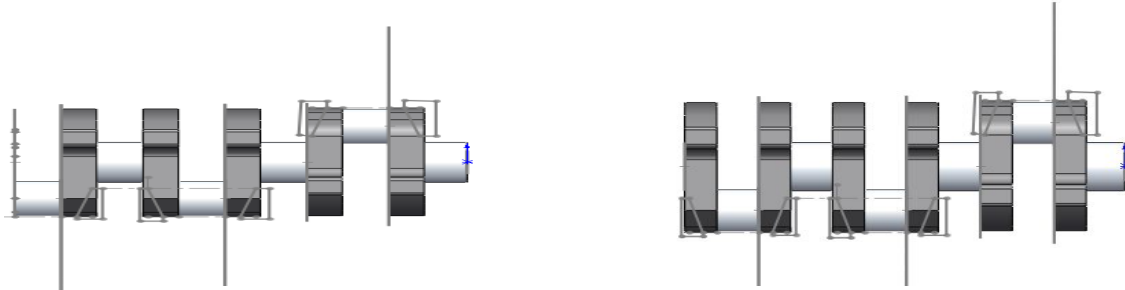
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom ; et copie même dessin de première tourillon et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.13.** Création d'un troisième tourillon et cinquième masselotte


***h) Création d'un troisième maneton et sixième masselotte (flasque)***

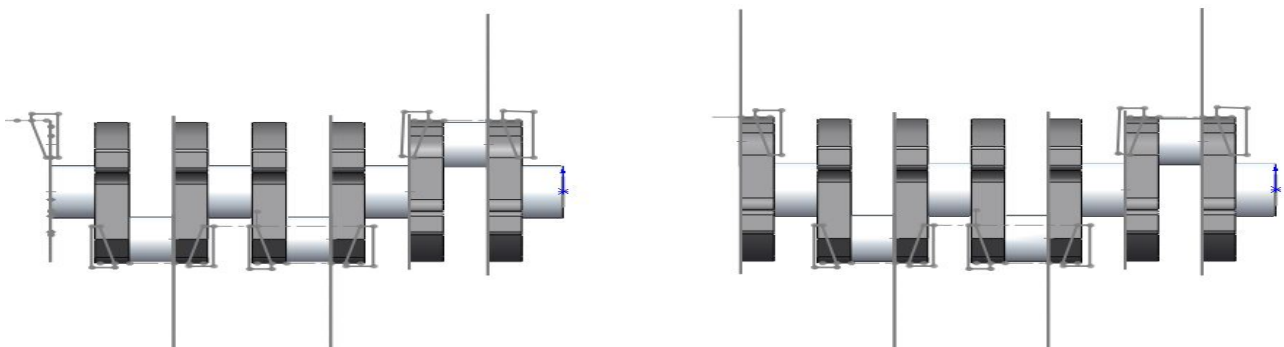
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom ; et copie même dessin de première tourillon et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.14.** Création d'un troisième maneton et sixième masselotte


***i) Création d'un quatrième tourillon et septième masselotte (flasque)***

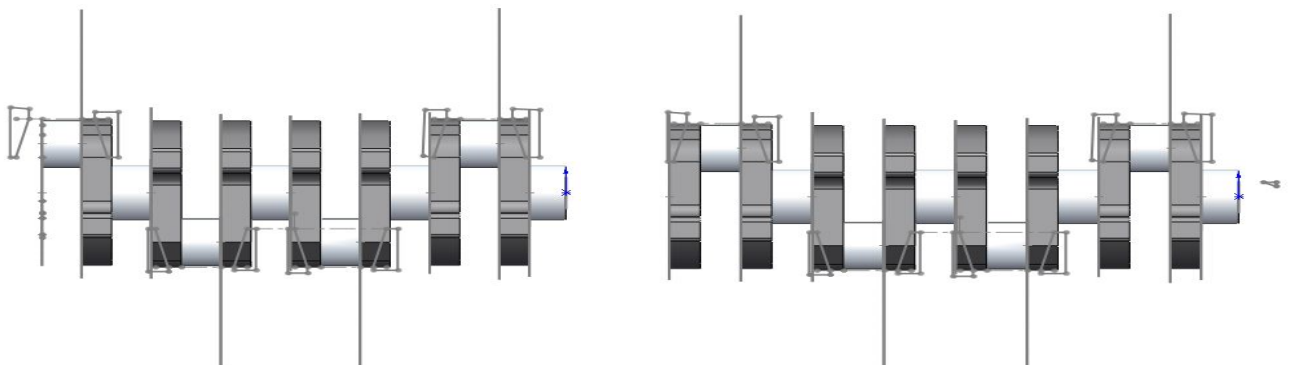
Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom ; et copie même dessin de première tourillon et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.15.** Création d'un quatrième tourillon et septième masselotte

***j) Création d'un quatrième maneton et huitième masselotte (flasque)***

Sélectionnez Plan de face, puis cliquez sur  Commencez une esquisse. En utilisant le zoom ; et copie même dessin de première tourillon et première dessin de masselotte et sélectionnez la fonction Bossage base avec révolution, et fonction bossage normale.



**Figure.III.16.** Création d'un quatrième maneton et huitième masselotte

### k) Création d'un tourillon coté volant moteur

Sélectionnez Plan de droite, Commencez une esquisse. Il y aura des gorges et des chanfreins. Remarquez la méthode utilisée: création d'un profil qui semble complexe mais qui va permettre de tout réaliser en une seule opération au lieu de procéder à des enlèvements de matière ultérieurs Ceci dit, vous pouvez utiliser d'autres méthodes si l'envie vous en prend.

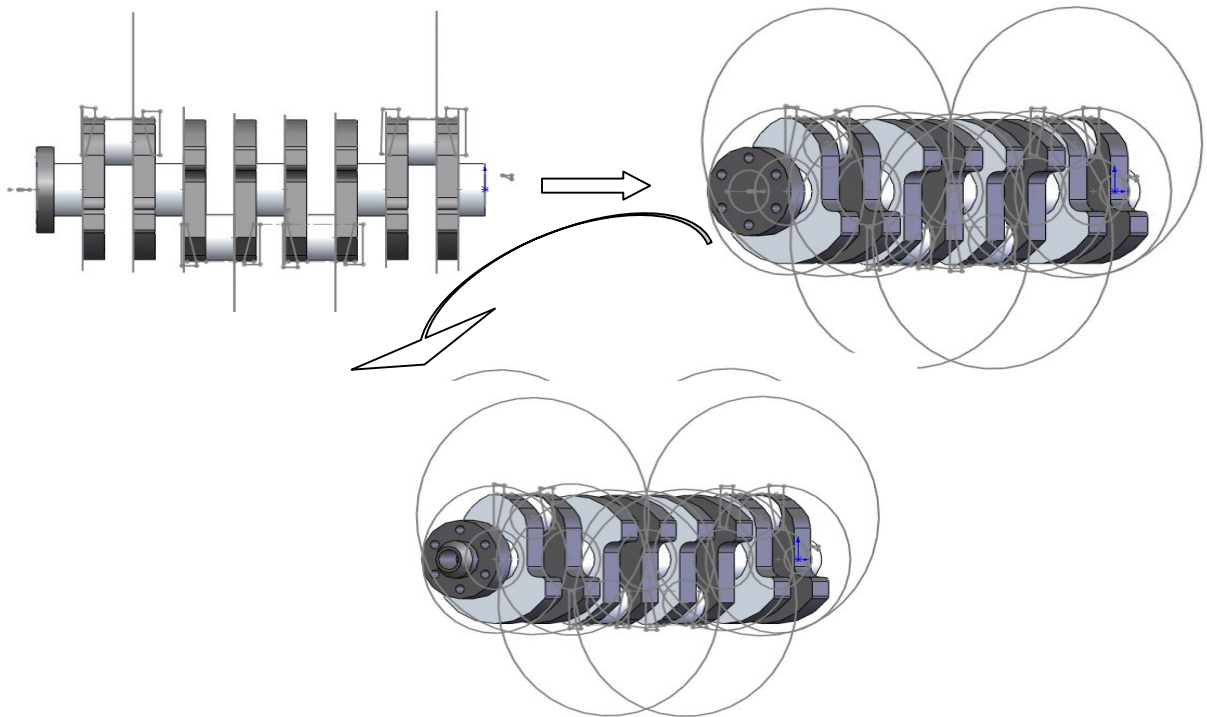
On va maintenant créer 6 trous taraudés borgne

On va créer un axe de construction. Sélectionnez Plan de droite, Commencez une esquisse.

Sélectionnez la face externe. Sélectionnez la fonction Assistance pour le perçage


Examinez attentivement le contenu de l'onglet types remplissez les champs comme indiqué.

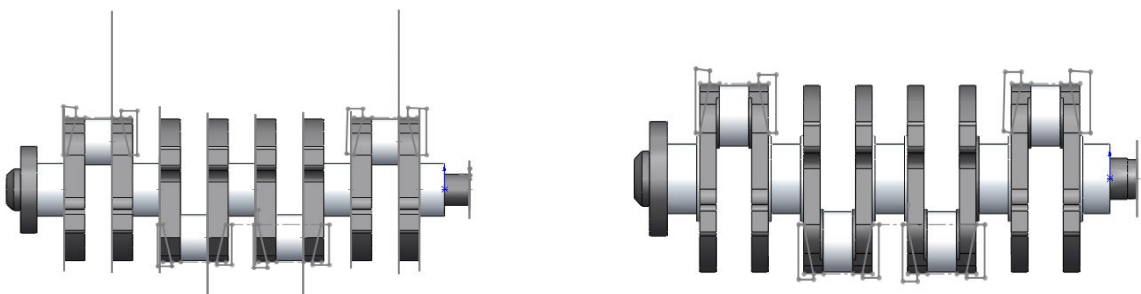
Cliquez ensuite l'onglet positions. Utilisez le déplacement du centre ou la cotation pour positionner l'axe du trou. Sélectionnez ensuite la fonction Répétition circulaire.



**Figure.III.17.** Création d'un tourillon coté volant moteur


### l) Création final des manetons et tourillons

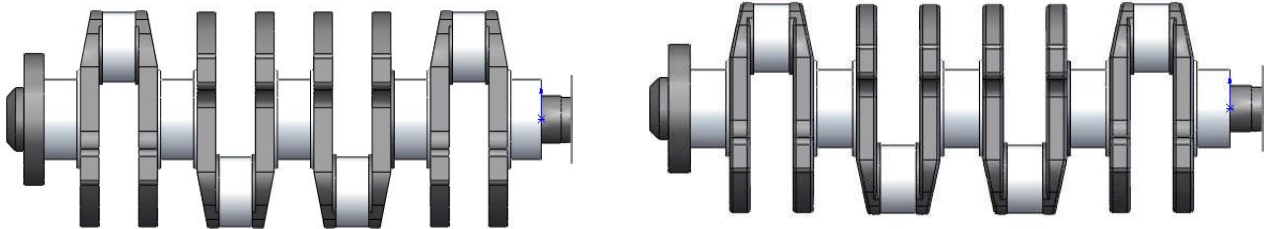
Sélectionnez Plan de droite, puis commencez une esquisse. Il y aura des enlèves des matériaux par fonction de congé  avec R 0.5



**Figure.III.18.** Création final des manetons et tourillons par utilise la fonction congé

*m) Création final les masselottes (flasque)*

Sélectionnez Plan de droite, puis commencez une esquisse. Il y aura des enlèves des matériaux par fonction de enlèves de matériaux et des congés  R 0.5




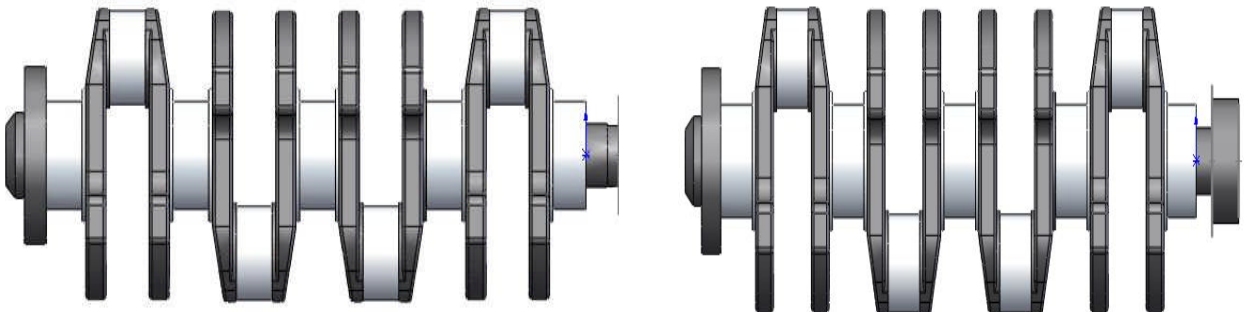
**Figure.III.19.** Création final les masselottes par utilise la fonction congé

*n) Création d'un tourillon coté distribution*

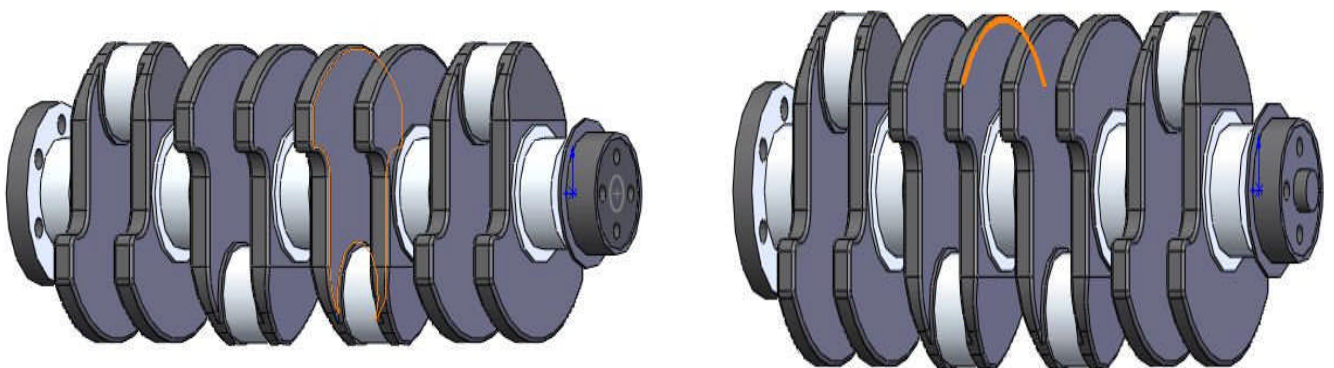
Sélectionnez Plan de droite, puis cliquez sur  Commencez une esquisse du cercle .

Sélectionnez ensuite la fonction Bossage Terminez avec un congé R 0.5 mm avec la face .

Il y aura des gorges et des chanfreins et congés  R0.5.. Il resterait à mettre une rainure de clavette et un trou taraudé dans l'axe. Des usinages supplémentaires (trous borgnes) seraient réalisés à divers endroits pour assurer l'équilibrage.et puis traces un cercle de R5 mm puis répétion cercleés.



**Figure.III.20.** Création d'un tourillon coté distribution



**Figure.III.21.** Création les trous du tourillon coté distribution

- o) **Et enfin:** Cliquez l'icône Isométrique (ou CTRL 7), puis l'icône Image ombrée, et enfin l'icône Ombres en mode image ombrée. Vous obtenez le vilebrequin final puis enregistré.

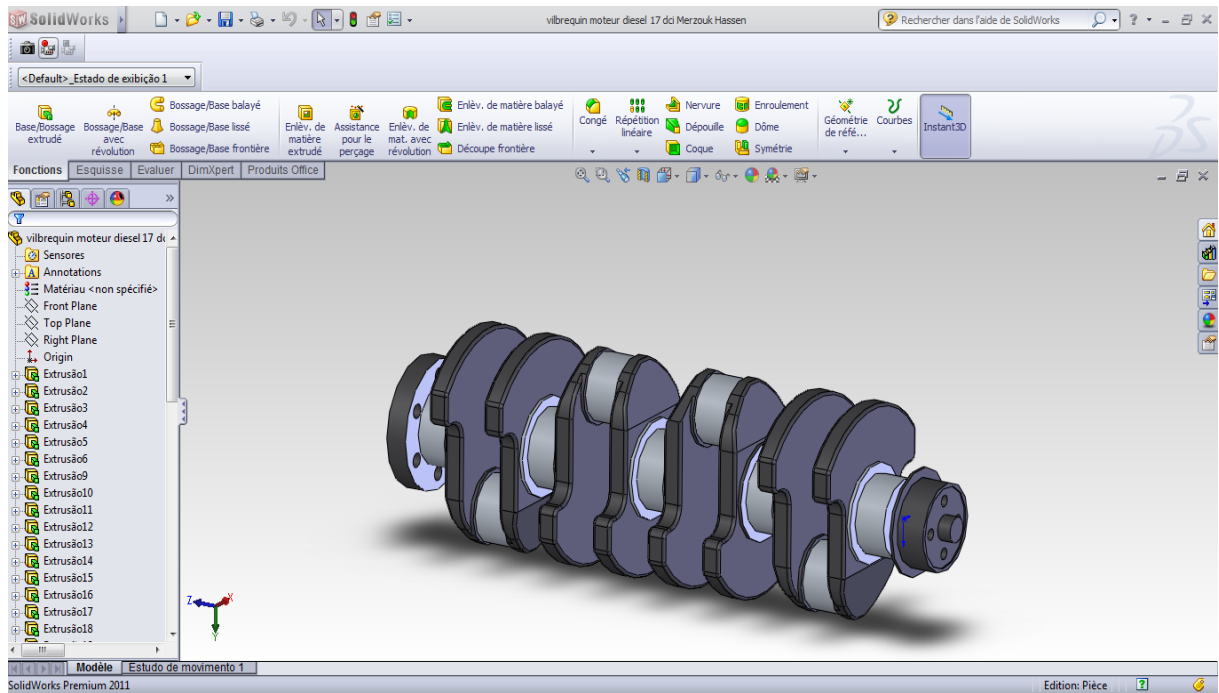


Figure.III.22. Vilebrequin du moteur 1.7 dCI final en 3D

## III.2.2. Construction de la bielle

### III.2.2.1. Etapes de Construction

On supposera par la suite que les barres d'outils nécessaires ont été activées et que la case Saisir la Cote a été cochée.

Sauvegardez de temps en temps (nom Bielle).

Appuyez sur les touches 'Ctrl' 'N', puis OK pour créer une nouvelle pièce.


#### a) Construction de l'âme de la bielle

On commence par créer un contour

Dans l'arbre de création, sélectionnez plane de face,

Tracez maintenant le contour

On aura intérêt, soit à coter la distance 145mm de l'origine du repère au centre du cercle  $\varnothing 10$  en plus de l'entraxe 145,

et Cliquez  de façon à supprimer les éléments externes.

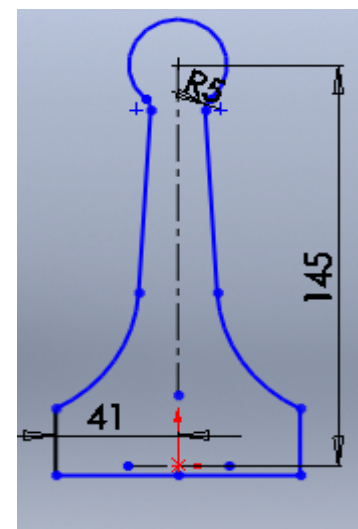

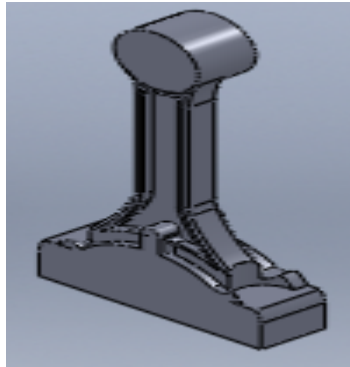


Figure.III.23. Construction de l'âme de la bielle





Et extrudez l'esquisse de la l'âme de la bielle et construction des évidements dans l'âme de la bielle, commencez une esquisse, créez le contour fermé. Puis utilisez la fonction . Et enfin comme indique dans l'illustration ci-contre.



**Figure.III.24.** Création de l'âme de la bielle

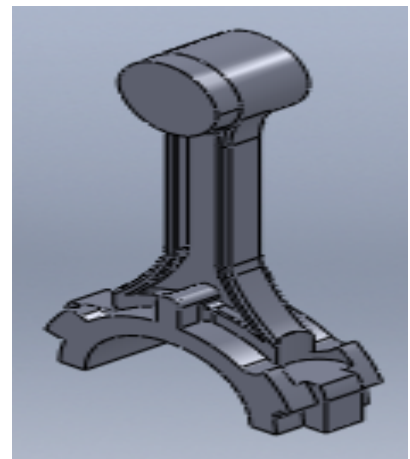
***b) Construction du pied et de la tête de bielle***

On commence par Création la tête de bielle Dans l'arbre de création, sélectionnez Plan1, puis cliquez  Tracez un cercle, puis cliquez , une boîte de dialogue s'ouvre. Sélectionnez l'arc et le cercle dans la zone graphique. (Concentrique doit être actif) Cliquez OK.

Cliquez , cotez le diamètre 46.

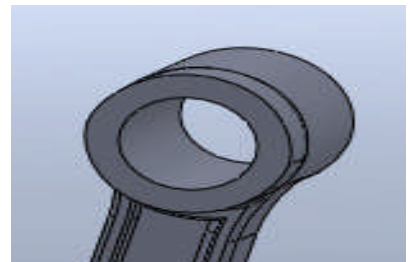
Clique  z, cotez la distance 25.

Et enfin comme indique dans l'illustration ci-contre.






Création de pied de bielle (largeur 23 mm)

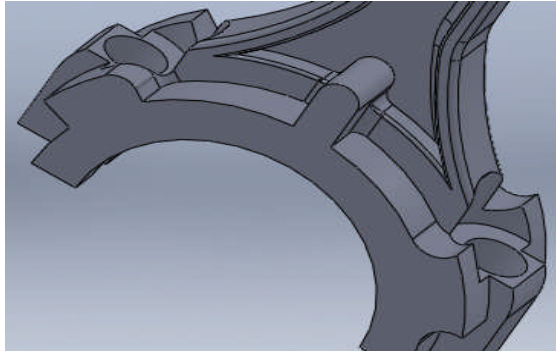
Procédez comme précédemment pour un diamètre 23.



**Figure.III.25.** Création d'un pied et de la tête de bielle

**c) Création des trous dans les bossages**

Se mettre en perspective Sélectionnez la face supérieure d'un bossage, puis , et . Tracez un cercle au milieu du rectangle du bossage. Cotez le diamètre 9, Se mettre en perspective. Cliquez , une boîte de dialogue s'ouvre (Type : A travers tout).



**Figure.III.26.** Création des trous dans les bossages

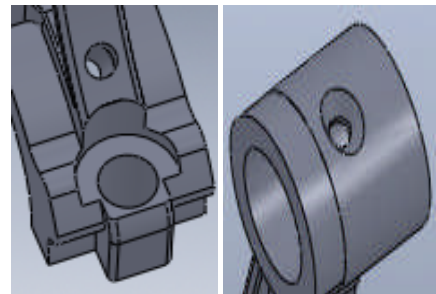
**d) Création des trous pour la lubrification:**

On va crée maintenant le trou pour la lubrification.

Sélectionnez Plan de droite


Commencez une esquisse. Tracez un cercle

Sélectionnez la fonction Enlèvement de matière extrudé. Procédez comme ci-contre.

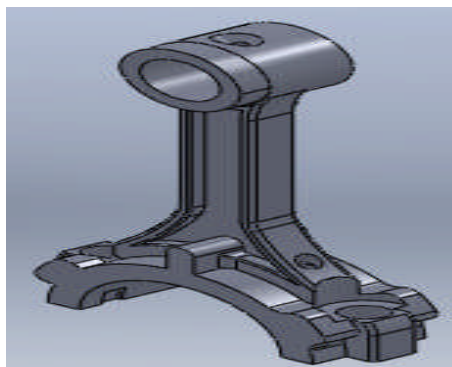


**Figure.III.27.** Création des trous pour la lubrification

**e) Création des Congés:**

Se mettre en perspective et cliquez .et sélectionne les arêtes

**f) Et enfin:** Cliquez l'icône Isométrique (ou CTRL 7), puis l'icône Image ombrée, et enfin l'icône Ombres en mode image ombrée. Vous obtenez :



**Figure.III.28.** bielle d'un moteur diesel 1.7 dCI



### III.2.3. Construction de piston

#### III.2.3.1. Etapes de Construction

On supposera par la suite que les barres d'outils nécessaires ont été activées et que la case Saisir la Cote a été cochée.

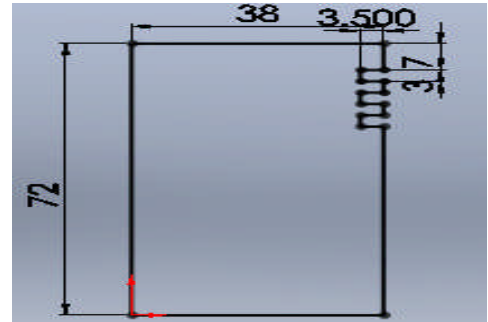
Sauvegardez de temps en temps (nom Piston).

Appuyez sur les touches 'Ctrl' 'N', puis OK pour créer une nouvelle pièce.

##### a) Création la structure de piston:

Démarrez SolidWorks et ouvrez une nouvelle pièce.

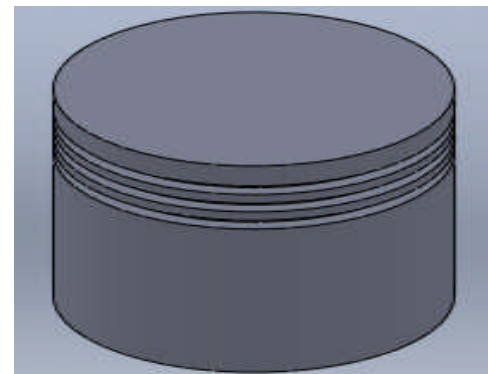
Sélectionnez le plan de face et créez une esquisse de structure de piston avec les gorges des segments comme dans l'illustration ci-contre.





Cliquez sur fonctions dans le gestionnaire de commandes, puis sur bossage/bosse avec révolution.

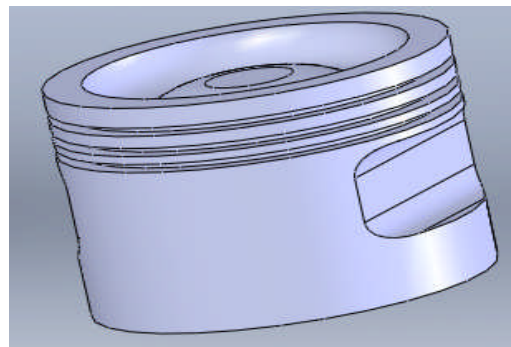
Vous devez maintenant définir l'axe de rotation

- ✓ cliquez sur la ligne verticale gauche dans l'esquisse.
- ✓ assurez-vous que l'angle de rotation est défini à 360 (un cercle complet) dans la propriété managée




**Figure.III.29.** Création de la structure de piston


Sélectionnez, Plan de droite puis cliquez sur . Commencez une esquisse. Tracez le rectangle qui doit déborder du solide. Créez la fonction Enlèvement de matière. Cliquez , une boîte de dialogue s'ouvre (Type: A travers tout.) On procède à la création des Congés. Développez Congé, Entrez la valeur, Sélectionnez les 2 arêtes. Comme dans l'illustration ci-dessous.

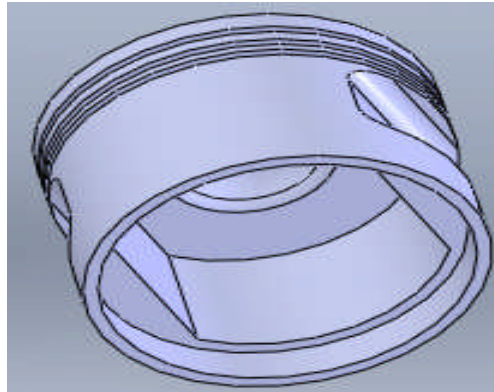


**Figure.III.30.** Création de la structure complète de piston

**b) Création le front de piston:**


Créez ensuite une esquisse .Sélectionnez la surface inferieure de piston, Cliquez sur  pour dessiner un nouvelle esquisse, dessiner un cercle et définissant la cote 64mm de diamètre.

Cliquez  à partir de l'esquisse, En définissant une profondeur de 66 mm, comme dans l'illustration ci-dessous.

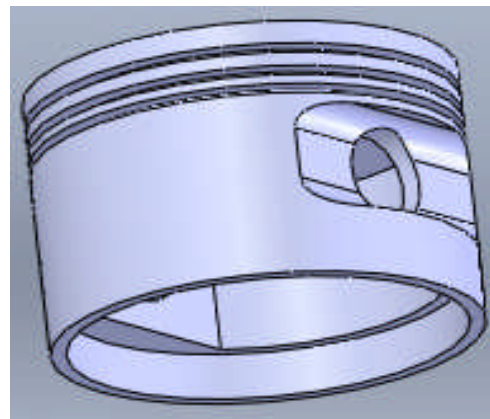


**Figure.III.31.** Création le front de piston

**c) Création les trous d'axe:**


Sélectionnez d'abord le plan le plus profond .Sur cette surface, nous allons crée une nouvelle esquisse. Dessinez un cercle et définissez le diamètre du 19 mm. Cliquez sur .

Une boîte de dialogue s'ouvre (Type : A travers tout). comme dans l'illustration ci-dessous.




**Figure.III.32.** Création les trous d'axe

**d) Création les bossages du piston:**

Sélectionnez Plan de droite, puis cliquez sur .

Commencez une esquisse. En utilisant le zoom avant.

Sélectionnez la surface intérieure, Créez le contour fermé de bossage. Puis utilisez .

.Sélectionnez congé. Entrez un rayon de 3 mm, sélectionnez les arêtes.

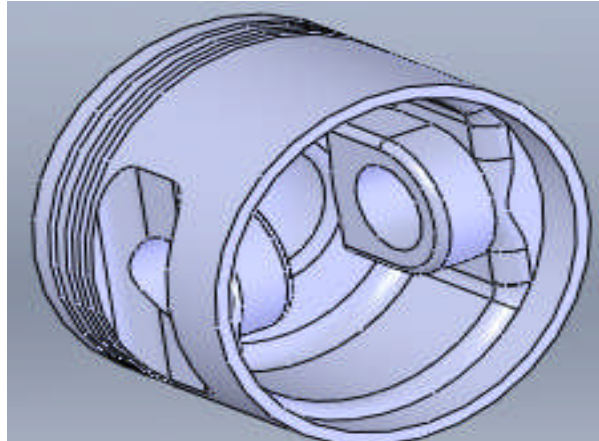
Répétez cette opération pour toutes les arêtes de la figure.

Comme indiqué sur la figure au congé. Entrez un rayon de 3 mm, sélectionnez les arêtes.

La fonction Symétrie. On procède à la création des congés. Sélectionnez la fonction

Congé. Entrez un rayon de 3 mm, sélectionnez les arêtes.

Répétez cette opération pour toutes les arêtes de la figure. Comme indiqué sur la figure au centre (voir la figure ci-dessous).




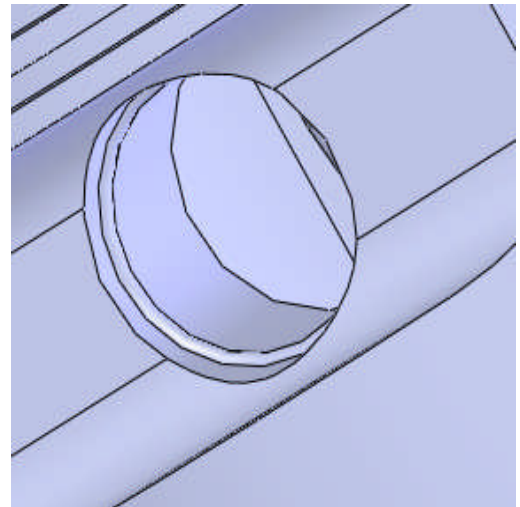
**Figure.III.33.** Création les bossages du piston

*e) Création les joncs de piston:*

Placez en vue isométrique pour mieux voir le résultat.


Cliquez sur l'icône géométrie de Référence, puis sur Plan. Une boîte de dialogue s'ouvre. On va créer un plan parallèle au plan de face A 3mm de dernier, tracez successivement 2 cercles et d définissez les cotes dans l'esquisse.

Cliquez  à partir de l'esquisse en définissant une profondeur de 3 mm, Comme dans l'illustration ci-contre.



**Figure.III.34.** Création les joncs de piston

*f) Création les trous d'huile:*

Sélectionnez, Plan de droite puis cliquez sur . Commencez une esquisse. Tracez un cercle Sélectionnez ensuite la fonction enlèvement de matière.

Sélectionnez l'ensemble précédent.

Cliquez la fonction Répétition circulaire.

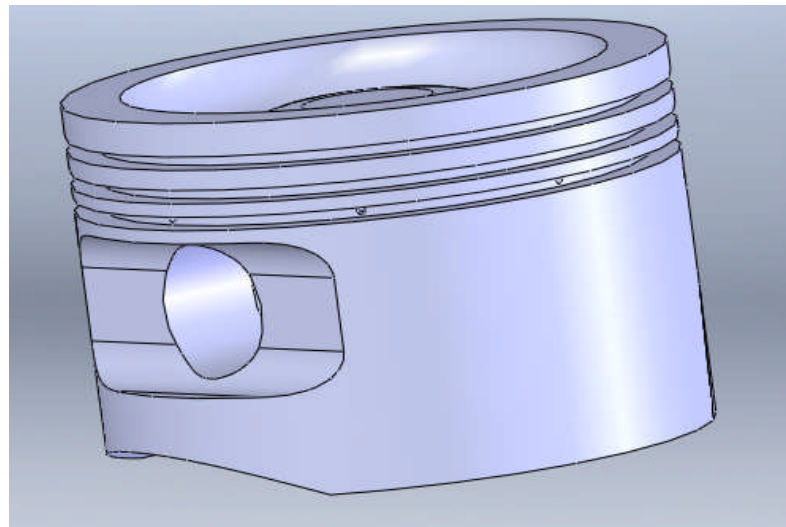
Sélectionnez l'axe de piston et choix 8 copie.

Comme indiqué sur la figure ci-dessous.



**Figure.III.35.** Création les trous d'huile

*g) Et enfin:* Cliquez l'icône Isométrique (ou CTRL 7), puis l'icône Image ombrée, et enfin l'icône Ombres en mode image ombrée. Vous obtenez



**Figure.III.36.** Piston d'un moteur diesel 1.7 dCI

## III.2.4. Construction de l'arbre à cames

### III.2.4.1. Méthodologie

Cet arbre à cames est monté dans un moteur 4 cylindres. Il comporte 8 cames. On commencera par créer une came, puis une autre par copie et pivotement, ce qui donnera un couple admission-échappement. Puis on créera un réseau linéaire et ensuite on positionnera angulairement chaque couple. Il restera ensuite à réaliser les portées.

#### *Remarque*

Le profil de la came résulte d'une courbe mathématique. Dans l'esquisse on utiliserait alors la fonction Courbe pilotée par une équation. Ici on se contentera d'arcs de cercle pour simplifier.


### III.2.4.2. Etapes de Construction

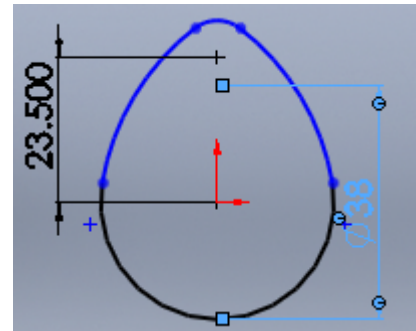
On supposera par la suite que les barres d'outils nécessaires ont été activées et que la case Saisir la Cote a été cochée.

Sauvegardez de temps en temps ( nom Arbre à cames)

Appuyez sur les touches 'Ctrl' 'N' , puis OK pour créer une nouvelle pièce.

**a) Création d'une came:**

Sélectionnez Plan de Face, puis cliquez sur . Tracez successivement 2 cercles. Utilisez la cotation intelligente de l'onglet Esquisse Comme l'arc de raccord R40 doit être tangent aux 2 cercles, on va d'abord rechercher le centre de l'arc.

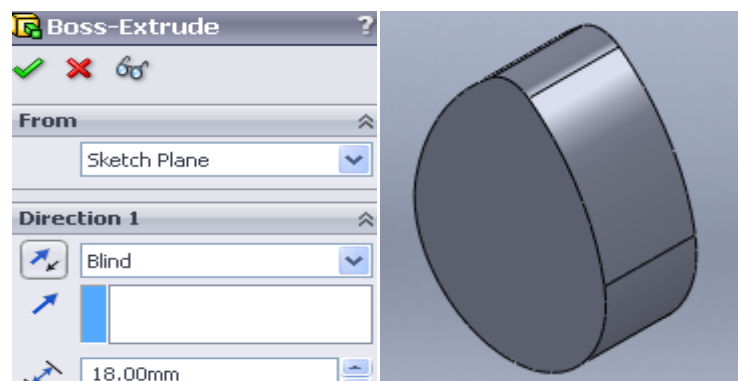


Celui-ci sera le point d'intersection de 2 cercles : un de rayon on 40-6, l'autre de rayon 40-19.


Tracez ensuite un arc par son centre. Assurez-vous que celui-ci soit tangent aux 2 cercles en vous fiant aux aimantations ou en vérifiant les propriétés des arcs.

Tracez ensuite une ligne de construction verticale joignant les centres


Tracez ensuite une ligne de construction verticale joignant les centres. Effectuez une symétrie de construction de l'arc par rapport à cette ligne. Ajustez pour terminer

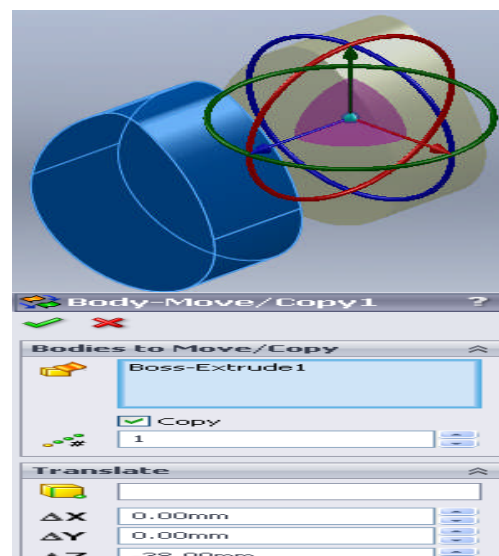


**Figure.III.37.** Création d'une came

Cliquez . Entrez les valeurs indiquées (direction opposée à z)

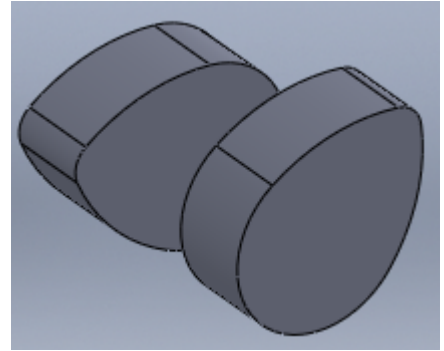
**b) Création d'une seconde came:**

Sélectionnez Plan de Droite, puis cliquez sur . Commencez une esquisse. Tracez une ligne de construction horizontale passant par l'origine : C'est l'axe de l'arbre à cames. On va tracer la seconde came par copie de la précédente. Sélectionnez le solide précédent. Cliquez la fonction Déplacer / Copier les corps.







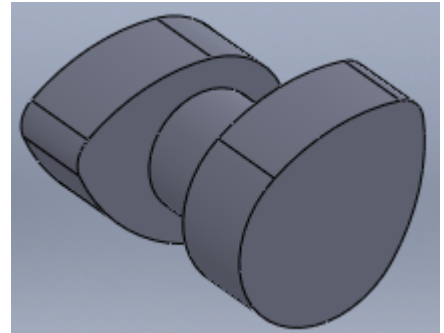
On va faire pivoter la deuxième came de  $120^\circ$ . Cliquez la fonction Déplacer / Copier les corps.  
Sélectionnez la deuxième came. Cliquez la fonction Déplacer / Copier les corps.



**Figure.III.38.** Création d'une seconde came

**c) Création de la liaison des 2 comes:**

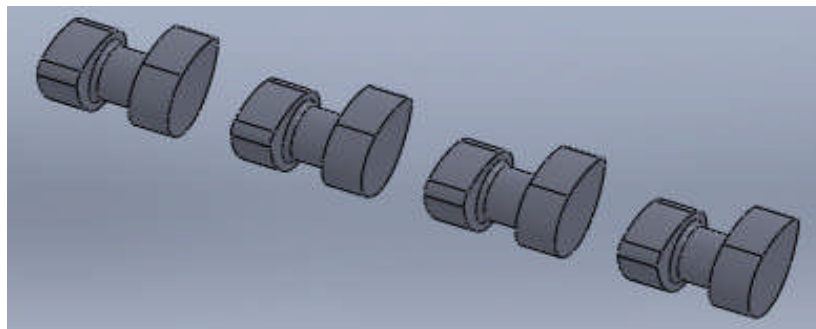
Sélectionnez une face interne de came, puis cliquez .  
Commencez une esquisse. Tracez un cercle de  $\varnothing 25$  mm centré sur l'axe de l'arbre.  
Mettez l'esquisse en mode isométrique.  
Cliquez . Entrez les valeurs indiquées.  
Cliquez ensuite la fonction Congé. Entrez le rayon 2.5 mm, sélectionnez les 2 arêtes internes. Comme dans l'illustration ci-contre.



**Figure.III.39.** Création de la liaison des 2 comes

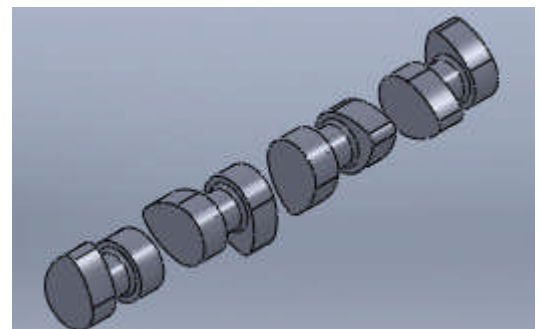
**d) Création du réseau linéaire:**

Sélectionnez l'ensemble précédent. Cliquez la fonction Répétition linéaire.  
Sélectionnez l'axe de l'arbre défini par la ligne de construction précédente, puis la distance 88 mm, puis l'ensemble depuis la zone graphique.




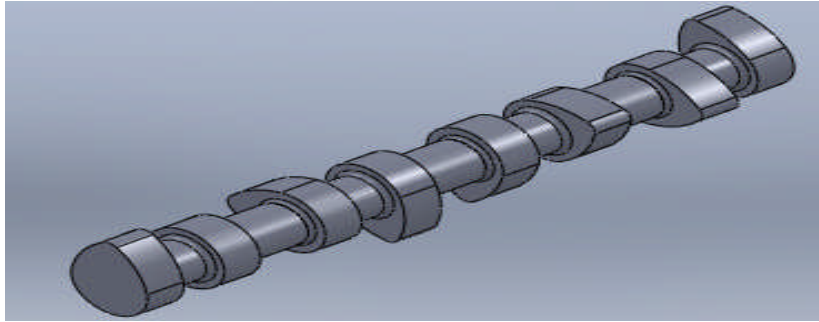
**Figure.III.40.** Création d'une seconde came

. On va maintenant mettre chaque couple en position angulaire. Cliquez la fonction Déplacer / Copier les corps. On fera pivoter le second couple de  $90^\circ$ , le troisième de  $180^\circ$ , le dernier de  $270^\circ$ . Voici pour le second couple. Sélectionnez-le dans la zone graphique. Répétez ensuite l'opération pour les 2 autres couples




**e) Création des éléments de liaison:**

Sélectionnez Plan de Droite, puis cliquez sur . Commencez une esquisse. Tracez un rectangle Sélectionnez maintenant la fonction Bossage base avec révolution  
Commencez une esquisse. Tracez 3 rectangles identiques. Sélectionnez maintenant la fonction Bossage base avec révolution, puis procédez comme précédemment  
Cliquez ensuite la fonction Congé. Entrez le rayon 2 mm, sélectionnez les arêtes de raccord avec les cames comme indiqué.



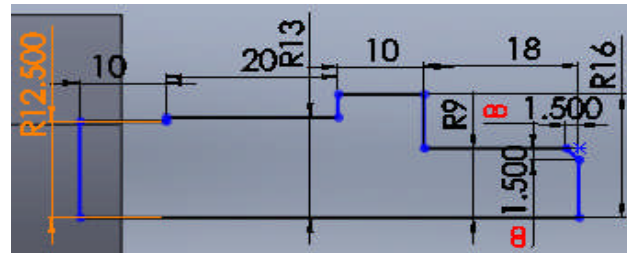
**Figure.III.41.** Création des éléments de liaison

**f) Création de l'extrémité droite:**

Sélectionnez Plan de Droite, puis cliquez sur .  
Commencez une esquisse. Tracez le profil indiqué.


Sélectionnez maintenant la fonction Bossage base avec révolution.  
Procédez comme précédemment.

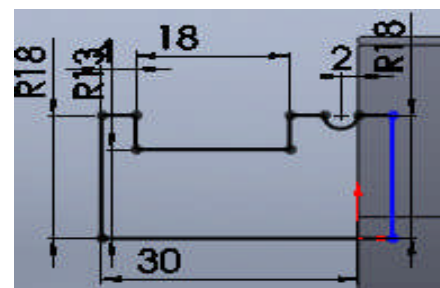
Cliquez ensuite la fonction Congé. Entrez le rayon 2 mm, sélectionnez l'arête de raccord avec la came. Il resterait à mettre une rainure de clavette et un trou taraudé dans l'axe



**Figure.III.42.** Création de l'extrémité droite

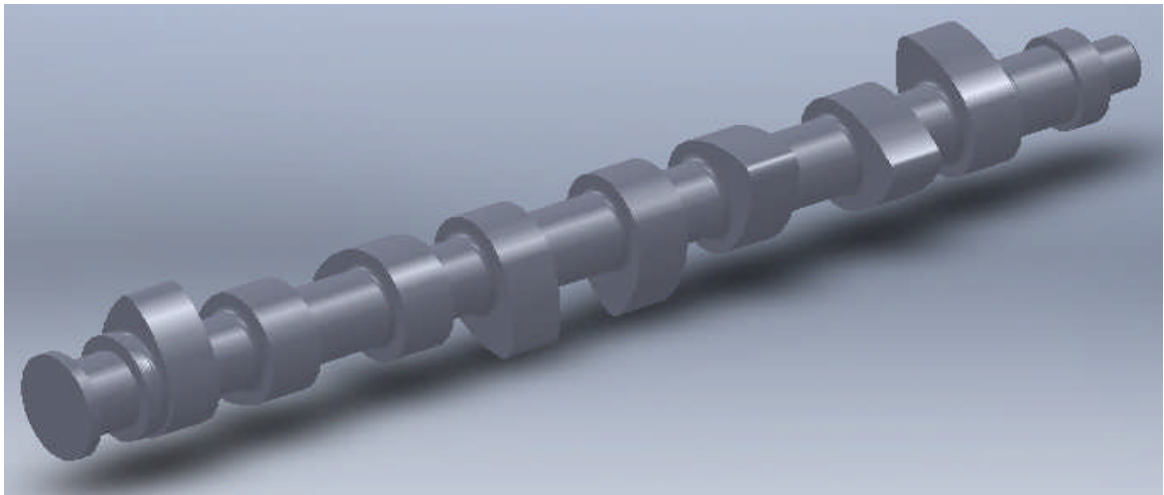
**g) Création de l'extrémité gauche:**

Sélectionnez Plan de Droite, puis cliquez sur .  
Commencez une esquisse. Tracez le profil indiqué.  
Sélectionnez maintenant la fonction Bossage base avec révolution. Procédez comme précédemment.



**Figure.III.43.** Création de l'extrémité gauche

**h) Et enfin:** Cliquez l'icône Isométrique (ou CTRL 7), puis l'icône Image ombrée, et enfin l'icône Ombres en mode image ombrée. Vous obtenez



**Figure.III.44.** Arbre à came d'un moteur diesel 1.7 dCI

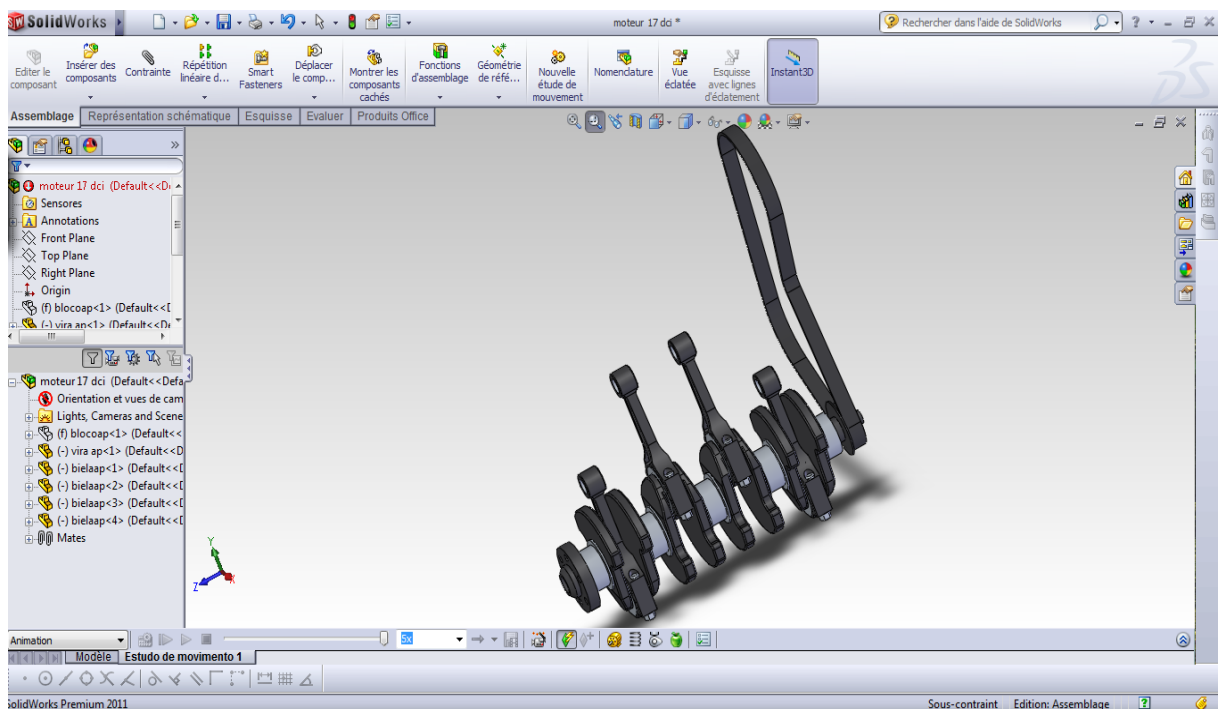
### III.3. Assemblage des éléments principaux

D'après la conception des éléments précédents maintenant créés les assemblages des éléments.

#### III.3.1. Assemblage vilebrequin et la bielle et la couroi de distribution

Crées la liaison entre le vilebrequin et la pied de la bielle (remarque la liaison sans coussinet).et la liaison axial entre l'axe de pied de la bielle et l'axe de maneton de vilebrequin.

Et placer la couroi du distributeur dans tourillon de distributeur, comme la figure suivantes :



**Figure.III.45.** Assemblage vilebrequin et la bielle avec la couroi de distribution



### III.3.2. Assemblage vilebrequin et la bielle et l'arbre à came avec la courroie

D'après créés la liaison entre la bielle et le piston, et la liaison axial entre l'axe de piston et l'axe de la tête de la bielle et puis contacter le arbre à came avec la Pole de distributeur, comme la figure suivantes :

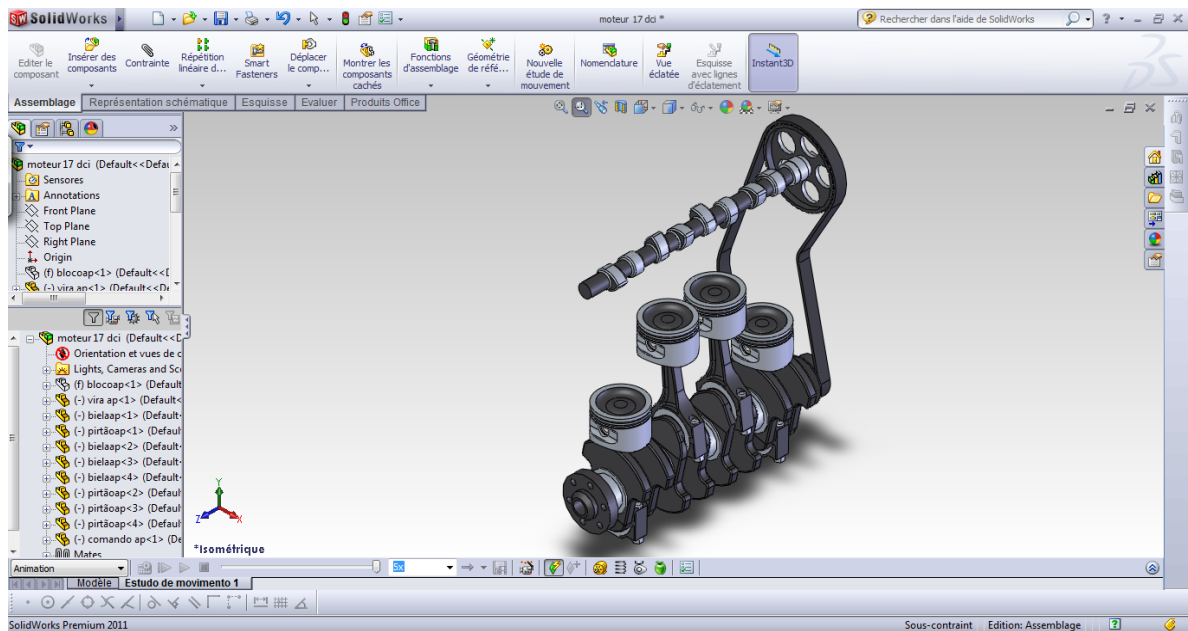


Figure.III.46. Assemblage vilebrequin et la bielle et l'arbre à came et engrenage avec la courroie de distribution

### III.3.3. Assemblage le volant moteur avec les tendeurs de la courroie

D'après pour assuré la simulation de cette éléments il faut ajouté les éléments suivantes(le volant moteur, et les tendeur de la courroie (chaine) et assemblés les éléments, puis choix la cône de simulation et marche la simulation comme la figure suivante :

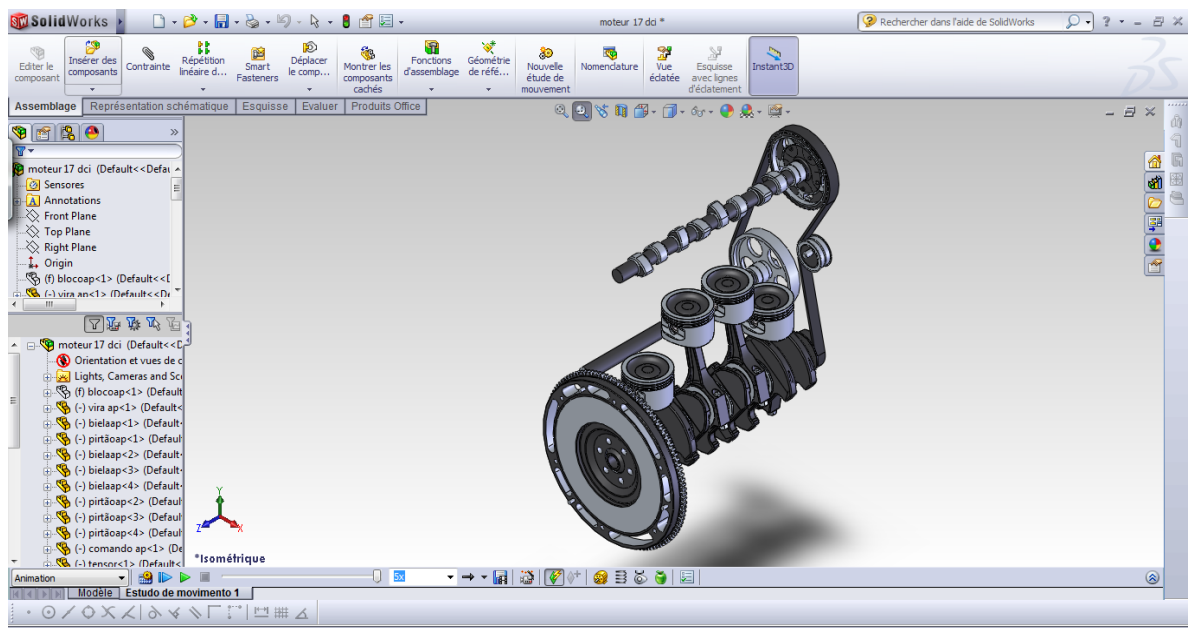


Figure.III.47. Final assemblage les éléments principale

# Conclusion générale

# Conclusion générale

Ce présente mémoire est consacré pour étudier le cycle réel et le concept d'un moteur diesel **1.7 dCI** à 4 temps monté sur véhicule de tourisme de marque **RENAULT** et de présenter une façon simple et faisable pour calculer tous ses paramètres.

## **Conclusion générale du calcul les paramètres du moteur diesel 1.7 dCI**

Et enfin par le thème de projet la conception réalise :

- Un moteur turbo diesel, quatre temps, quatre cylindres en ligne, placé longitudinalement au dessus de l'essieu avant.
- Vilebrequin tournant sur cinq paliers.
- Arbre à came en tête entraîne par courroie crantée.
- Soupapes en tête.
- Culasse en alliage aluminium.
- Bloc-cylindres en font non chemisé.
- Alimentation par pompe d'injection électronique à distributeur, injection directe avec échangeur air/air.
- Suralimentation par turbocompresseur type : **dCI**

Spécifications générales:

- Type moteur.....1.7 monté sur véhicule type RENAULTS.
- Cylindrée( $\text{cm}^3$ ).....1669 approché 1.7 litres .
- Nombre de cylindres.....4.
- Alésage(mm).....76.
- Course(mm).....92.
- Vitesse de rotation(tr min) effective.....4000.
- Le couple effective(daN. m).....16,20.
- Rapport de compression.....22.
- Puissance: -(Kw).....66.  
                  -(ch).....90.
- Carburant.....Gazole.

On a montré l'importance de conception assisté par ordinateur, ce qui permet de faire des pièces et des mécanismes pour diminuée le temps et le coût de fabrication dans la cas de réalisations les objet simulés.

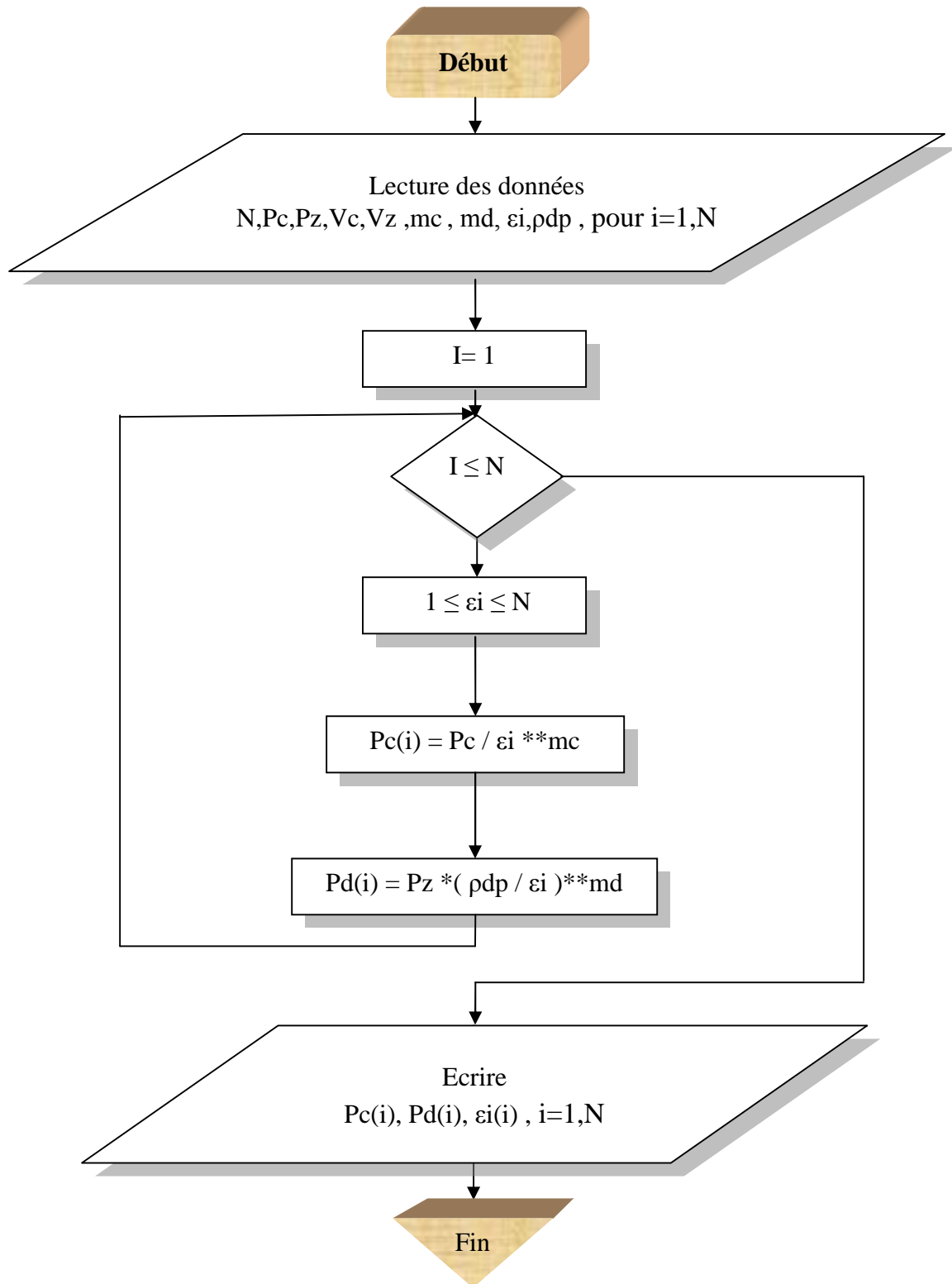
Le but était de montrer l'évaluation de la variation de la puissance (travail ou pression moyenne) et la consommation du carburant avec les changements des paramètres d'entrées, afin d'arriver à concevoir un moteur qui pourrait être capable de satisfaire nos besoins de puissance surtout quand il serait associé à une éolienne dans le cadre de fournir une puissance pour pousser un véhicule avec une vitesse agréable pour le conducteur.

Tous les résultats des calculs étaient obtenus à partir d'un des théorèmes développés pour cette raison ainsi que pour dessiner les cycles réels et théoriques pour le moteur concerné on utilise le logiciel MATLAB et Microsoft Office EXCEL 2007.

Cette étude a montré, une aide à l'utilisation de logiciel commercial de conception SolidWorks de quelques pièces et l'assemblage (voulant moteur et engrenage de la chaîne et les tendeurs de la chaîne), d'un moteur diesel à quatre temps 1.7 dCI, dans le cas de suralimentation, de diminuer le taux de compression volumétrique du moteur afin d'éviter l'augmentation des contraintes thermiques et mécaniques sur le moteur.

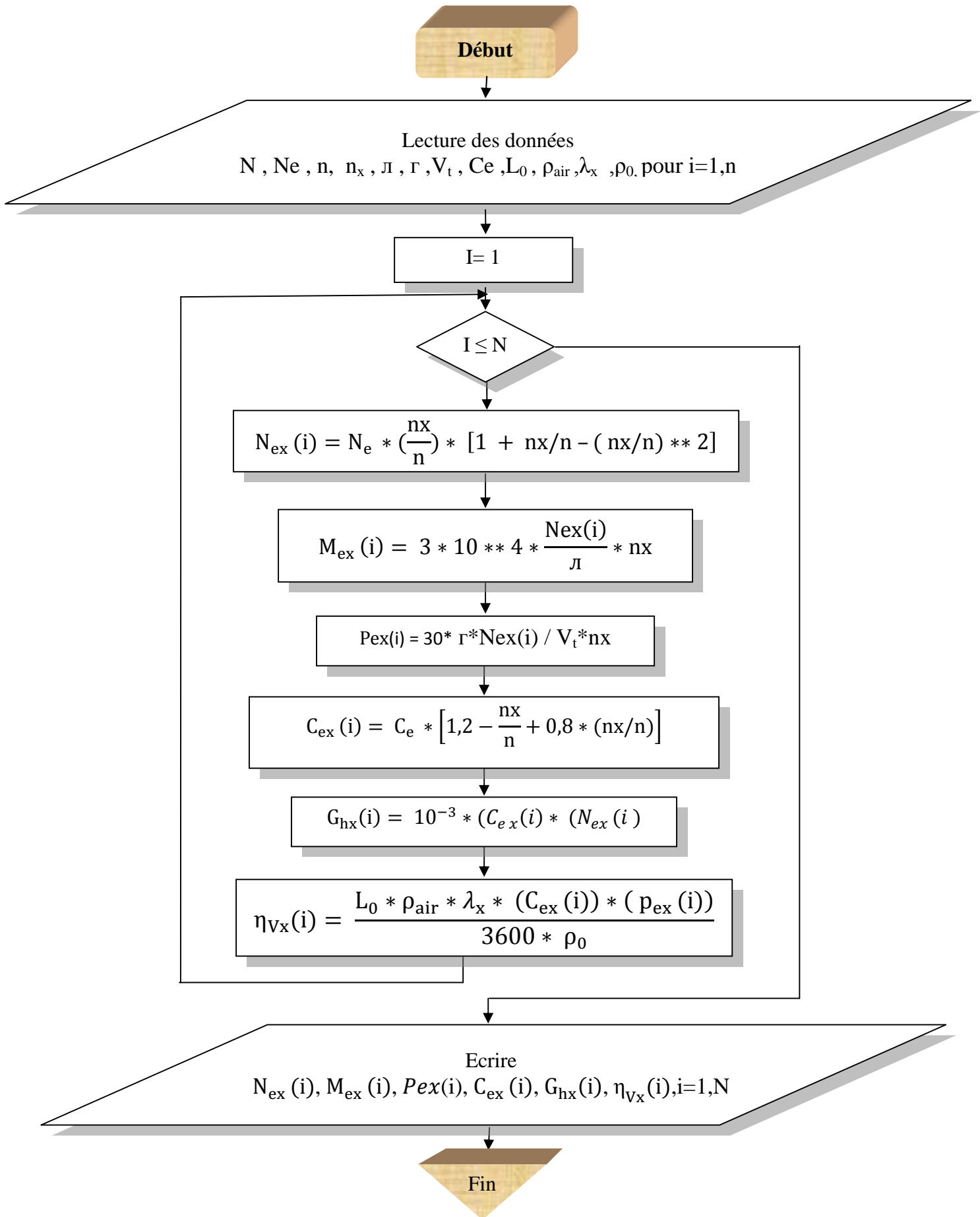
# Les organigrammes

# Les organigrammes



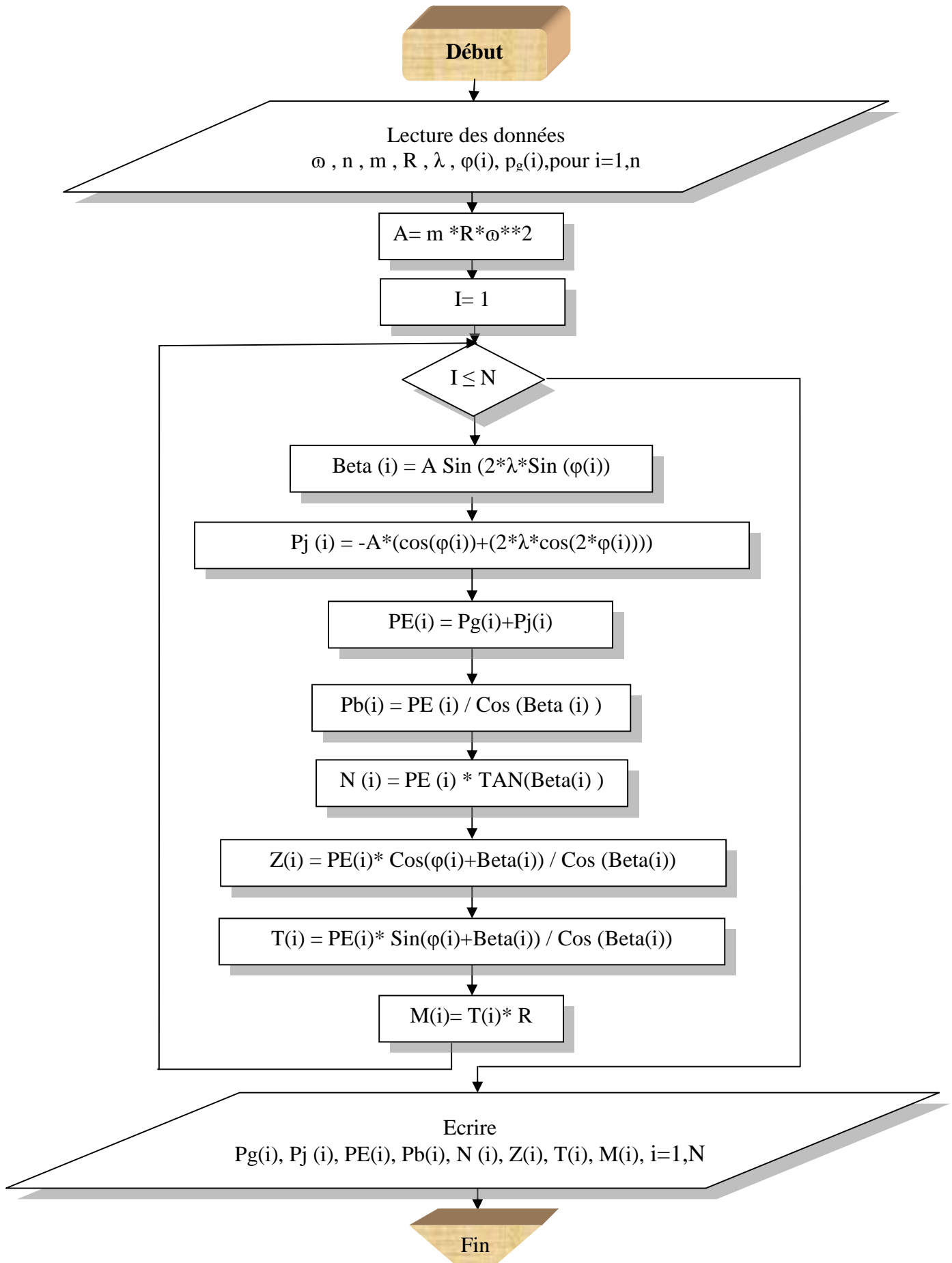
**Organigramme II.1.** Calcul des courbes de compression et détente du cycle réel du moteur diesel 1.7 dCI.

## Les organigrammes



**Organigramme II.2.** Calcul des courbes de fonctionnement du moteur 1.7 dCI en fonction de la rotation du vilebrequin

## Les organigrammes



**Organigramme II.3.** Calcul des forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle et déterminer le couple du moteur 1.7 dCI.



# Références bibliographiques

- [1] **PAN Sovanna.** 10/2004. / ITC/GIM- « Moteur thermique/chapitre 1 et 2 et 3 ».
- [2] **Pierre, duysinx.** 2010-2011. Université de liège année académique -«Moteur à combustion interne».
- [3] **ZELLA GUI Redouane , SAMSAN Mehdi.** 2007. « étude et conception d'un moteur à quatre cylindres sans vilebrequin avec une application d'un champ magnétique, pour mouvoir les tiges poussoir » (Université du Mentouri Constantine).dirigé par Harket Ammar.
- [4] [www.google.com/images](http://www.google.com/images) (cours moteur combustion interne laema partie 1 et 2).
- [5] **Calvet Pierrick, Labella Florent –G1-17 mai 2002.** Le moteur turbo diesel à injection directe, Université Joseph Fourier.
- [6] **ENP 2004/2005** génie mécanique « Anatomie du moteur diesel ».
- [7] **PLLALS Jean-Luc.** 1992 « Guide pratique d'entretien de réparation des moteurs diesel éditions ».
- [8] **Arfaoui BENRFAOUI** juin 2011/2012, étude cinématique et dynamique du moteur de la SONACOME K 66, Université de Biskra.
- [9] **Marcel Ginu POPA.** Machine thermiques II projet, Calcul du cycle thermodynamique –éditeur MATRIX ROM, Bucarest 2005.
- [10] **Hussein IBRAHIM, Adrian ILINCA, Jean PERRON.** Novembre 2006, laboratoire de recherche en Energie Elienne LOREE-02, «Moteur diesel suralimenté bases et calculs cycles réel théorique et thermodynamique».
- [11] **Kribes NABIL,** 2004/2005 « Cours moteur à combustion interne ».Université de Guelma.
- [12] **K . AOUES, H. BERKANE.** juin 2002, Etude de vibration du moteur diesel F4L912 de la SONACOME, Université de Biskra.
- [13] **AYACHI .M,**2010 «Formation continue de SolidWorks». Ministre de l'éducation et de la formation, direction régionale de l'enseignement de Nabeul CREFOC NABEUL.
- [14] **DAVID C, Plan CHARD CSWP** «SolidWorks 2011 tutorial ».
- [15] **Solid Works, 2010** «Essentials parts and assemblies» PMT 00700-ENG.
- [16] **Marcel Ginu POPA .** Moteur à combustion interne, l'architecture de l'équipage mobile, Le groupe piston –éditeur MATRIX ROM ,Bucarest 2005.
- [17] **Marcel Ginu POPA .** Moteur à combustion interne, Guide de conception –éditeur MATRIX ROM, Bucarest 2005.
- [18] **H. Slimani, A/ R Nacéri.** juin 2012, Conception d'un moteur diesel, Université de Skikda.

- [19] **MM FALL**, Guises&Bâ du **L.T.I.D** de Dakar, « Généralités du moteur (cours de technologie automobile)».
- [20] **M.G.Popa** machines technique2, « Projet de calcul du cycle thermodynamique ».
- [21] **MARCEL Ginu Popa, Matrix rom**, Bucarest 2009, « Moteur à combustion interne, guide de conception».
- [22] **BTS MAVA** « Le moteur technique ».
- [23] **Elhilali, Alaoui, Adnane**, 15juin 2006, « Le moteur EM .département de génie mécanique».
- [24] « Revue technique » Automobile «**Audi 4**».
- [25] **A.N.F.A** Dossier Technique Edition 2011 « L'injection diesel haute pression à rampe commue ».
- [26] **Zahi SABEH**. 20 décembre 2006. Diagnostic à base de modale : application à moteur diesel suralimenté à injection directe. Centre de recherche en automatique de nancy-UMR 70396-CNRS-UHP-IINPL.
- [27] **M. LEMAIRE**. 2003 « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, École Centrale de Nantes, Nantes.
- [28] **M. MORKOS**. 2002. « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, Université Libanaise, Beyrouth.
- [29] **P. ARQUÈS**. 1999 « Moteurs Alternatifs À Combustion Interne. De La Théorie À La Conception », Ellipses.
- [30] [www.SolidWorks.fr/education](http://www.SolidWorks.fr/education).
- [31] [www.lyceedupaysdesoule.fr/microtec/SolidWorks](http://www.lyceedupaysdesoule.fr/microtec/SolidWorks).
- [32] copyright @1999-2011 Jean-Paul Molina..
- [33] [www.wikipédia.com](http://www.wikipédia.com) Les pièces du moteur diesel.
- [34] [www.google.com/](http://www.google.com/) Les moteurs à combustion interne.
- [35] <http://www.youtube.com/> Les étapes de la construction des pièces moteur.
-

# RESUME

## **Résume:**

L'objectif de ce projet est l'étude de conception du moteur diesel à quatre temps **1.7 dCI** monté sur véhicule de type **RENAULT**, en utilisant des données connues et calculées. On prend le logiciel SolidWorks version 2011 pour réaliser leur projet qu'on a basé sur la conception du moteur diesel à quatre temps sur les organes principaux du moteur (piston, vilebrequin, la bielle). Cette conception est présentée en chapitre III. A cause de la simplification des opérations de réalisation de ce projet on a fait une série de préparations de la conception des éléments principaux du moteur et puis on les a assemblés et avec la simulation par le logiciel de conception, d'après les calculs de différentes dimensions des organes principaux du moteur en utilisant des données connues et calculées, cette initiative a pour but de calculer les dimensions des moteurs à partir des dimensions des organes ou des pièces principales (le diamètre du piston et sa course, les dimensions du vilebrequin et de la bielle), puis d'étude cinématique et dynamique du moteur avec de déterminer le couple du moteur, ces calculs sont présentés en chapitre II.

**Les mots clés:** SolidWorks 2011, moteur diesel 1.7 dCI, moteur à quatre temps, conception et simulation.

## **ملخص:**

الهدف من هذا المشروع هو دراسة وتصميم محرك ديزل ذو أربع أسواط **1.7 د س إ** مركب في سيارة سياحية من نوع **رونو** بمعطيات مسبقة، هذه المبادرة الغرض منها هو حساب مختلف القيم الترموديناميكية لإيجاد قطر مكبس المحرك ومسافة شوطه، وهذا لإيجاد مختلف الأبعاد الأساسية لأجزائه الأساسية (عمود مرفقي، ذراع توصيل، مكبس) والقيام بدراسة حركية وتحريكية للمحرك مع تحديد عزم هذا المحرك، هذه الحسابات ممثلة في الفصل 2، ولتسهيل عملية الانجاز وتحقيق هذا المشروع قمنا بالاستعانة ببرنامج التصميم والمحاكاة ثلاثي الأبعاد صوليد وركس 2011 لانجاز سلسلة كيفية تصميم مختلف الأجزاء الأساسية للمحرك ثم القيام بتجميع وتركيب هذه الأجزاء الأساسية مع إجراء محاكاة بواسطة هذا البرنامج وهذا التصميم ممثل في الفصل 3.

**كلمات مفتاحية:** صوليد وركس 2011، محرك ديزل 1.7 د س إ، أربع أسواط، تصميم ومحاكاة.