

Université 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'étude Pour
L'obtention de Diplôme de Master

Option : Construction Mécanique

Présenté par : SALHI ZINEDDINE

=====

Etude thermodynamique, cinématique et dynamique
d'un moteur à combustion interne

=====

Sous la Direction de :

Dr. Kribes Nabil

Pr. Boutaba Ismail

Année universitaire 2018/2019

Dédicace

Je dédie ce travail à mes parents qui trouveront dans ce travail le fruit de leur amour pour moi ainsi qu'à mes frères, ma grande famille et mes amis.

Remerciements

En premier, je remercie Allah de m'avoir donné la force, le courage, la patience et la volonté de mener à bien ce travail.

Je remercie sincèrement mon encadreur le Docteur Nabil Kribes et mon co-encadreur Pr Boutabba Smaïl qui m'ont apporté une aide précieuse. Je leur exprime ma gratitude pour leur grande disponibilité ainsi que pour les encouragements qu'il m'ont apportés.

Mes remerciements vont également à tous les enseignants qui ont assuré ma formation.

Je remercie les membres du jury qui ont pris la peine d'évaluer mon travail.

SOMMAIRE

I - DEDICACE

II - REMERCIMENTS

III- SOMMAIRE

IV - LISTE DES FIGURES

V - LISTE DES TABLEAUX

VI - NOMENCLATURE

Introduction générale1

Chapitre I : Recherche Bibliographique

I. Historique	3
II. Le moteur thermique	4
II.1. Définition :.....	4
II.2. Différents types des moteurs à combustion interne.....	4
II.2.1. Classification selon le temps.....	4
II.2.2. Classification selon la disposition des cylindres.....	7
II.2.3. Classification selon le carburant	10
II.3. Différence entre un moteur diesel et essence	10
III. Les organes mécaniques du moteur diesel.....	11
III.1. Les principaux organes fixes.....	11
III.1.1. Bloc moteur	11
III.1.2. La Culasse.....	11
III.1.3. Joint de culasse	12
III.1.4. Carter	12
III.1.5. Collecteurs	13
III.2. Les principaux organes mobiles.....	13
III.2.1. Vilebrequin.....	13
III.2.2. Piston	14
III.2.3. Bielle.....	14
III.2.4. Arbre à came.....	15
III.2.5. Soupapes	15
III.2.6. Voulant du moteur	16

IV. les Systèmes.....	16
IV.1. Système d'admission d'air	16
IV.2. Système Turbo compression	17
IV.3. Système Suralimentation.....	17
IV.4. Système d'échappement.....	17
V. La Distribution	18
V.1. Définition de la distribution	18
V.2. Eléments de la distribution	18
V.2.1. Emplacement de l'arbre à cames.....	18
V.2.2. Entraînement de l'arbre à came.....	19
V.2.3 Les soupapes	20
V.2.4 Les ressorts de soupapes	20
VI. Travaux de Recherche	21

Chapitre 2:

Etude thermodynamique et dimensionnement du moteur 1.9 DCI

Donnés de départ du thème du projet	24
L'hypothèse de calcul du cycle de moteur diesel 1.9 DCI suralimenté.....	25
I. Les paramètres du fluide moteur 1.9 dCI	26
I.1. Calcul de pouvoir calorifique inférieur Pci.....	26
I.2. Calcul de quantité d'air théoriquement nécessaire pour brûler 1 Kg de carburant.....	26
I.3. Calcul de quantité de mélange frais (réel)	27
I.4. Calcul La quantité totale de produit de combustion	27
II. Processus d'admission.....	28
II.1. Calcul de coefficient de remplissage	28
II.2. Calcul du coefficient des gaz brûlés résiduels.....	28
II.3. Calcul de température à la fin d'admission.....	28
II.4. Calcul de masse spécifique de la charge fraîche pendant le remplissage.....	28
III. Processus de compression.....	29
III.1. Calcul de pression à la fin de la compression	29
III.2. Calcul de température de la fin de compression	29
IV. Processus de combustion	29
IV.1. Calcul de coefficient chimique	30
IV.2. Calcul de coefficient réel de la variation moléculaire.....	30
IV.3. Calcul de quantité de chaleur dégagée par la combustion du carburant	30

IV.4. Calcul de composition des gaz brûlés (mélange pauvre).....	30
IV.5. Calcul d'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression	31
IV.6. Calcul d'énergie interne des gaz brûlés résiduels à la fin de compression.....	31
IV.7. Calcul L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression.....	32
IV.8. Calcul de température des gaz brûlés à la fin de combustion	32
IV.9. Calcul de pression des gaz brûlés à la fin de combustion	32
IV.10. Calcul de taux de détente préalable.....	32
IV.11. Calcul de pression maximale réelle à la fin de combustion	33
IV.12. Calcul de rapport manométrique de compression.....	33
V. Processus de détente et d'échappement	33
V.1. Calcul de pression de la fin de détente	33
V.2. Calcul de température de la fin de détente	33
V.3. Calcul de vérification des gaz résiduels	33
VI. Le traçage de diagramme du cycle de référence.....	33
VII. Les paramètres caractéristiques du cycle	37
VII.1. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle de référence.....	37
VII.2. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle réel	37
VIII. Les principaux paramètres du moteur 1.9 dCI.....	38
VIII.1. Calcul La cylindrée totale du moteur	38
VIII.2. Calcul la cylindrée unitaire (volume entre le PMH et le PMB)	38
VIII.3. Calcul des dimensions fondamentales du moteur	38
VIII.4. On essayera de vérifier les paramètres précédemment calculés.....	38
VIII.5. La vitesse moyenne du piston	39
IX. Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse rotation du vilebrequin	39
IX.1. La puissance effective	39
IX.2. Le couple moyen effectif	39
IX.3. La pression moyenne effective	39
IX.4. La consommation horaire de combustion	39
IX.5. La consommation horaire de combustible	40
IX.6. Le coefficient du remplissage du cylindre	40
X. Calcul des dimensions principales de piston du moteur 1.9 DCI	43
XI. Calcul les dimensions principales de la bielle d'un moteur 1.9 dCI	44
XII. Calcul les dimensions principales du vilebrequin d'un moteur 1.9 dCI	44

Chapitre 3 :

Etude Cinématique et Dynamique du Moteur 1.9 DCI

I. Etude cinématique du moteur 1.9 dCI.....	47
I.1. Généralités	47
I.2. Fonction de déplacement du piston.....	47
I.3. Fonction de Vitesse du piston.....	48
I.4. Accélération du piston	49
I.5. Représentation graphique des fonctions : X_c , V_c , Y_c en fonction de φ	51
II. Etude dynamique du moteur 1.9 dCI	52
II.1. Généralités	52
II.2. Calcul des masses	52
II.2.1. Masse du groupe piston	52
II.2.2. Masse de la bielle.....	53
II.2.3. Masse du coude du Vilebrequin.....	54
II.2.4. Masses en mouvement de translation	54
II.2.5. Masses en mouvement de rotation.....	54
II.3. Forces exercés sur le système bielle-manivelle.....	55
II.4. Les efforts agissant sur l'axe du piston	55
II.4.1. Forces d'inertie	55
II.4.2. Forces centrifuge.....	55
II.4.3. Forces des gaz	56
II.4.3. Analyse des forces	58
II.5. Tracé les courbes des efforts agissant sur le piston et système bielle manivelle	63
Conclusion générale	65
Références bibliographiques	
RESUME	

LISTE DES FIGURE

Chapitre I : Recherche Bibliographique

Figure I. 1 : Synoptique des machines thermiques.	4
Figure I. 2 : Principe moteur 2 temps.	5
Figure I. 3 : Principe moteur 4 temps Diesel.	5
Figure I. 4 : diagramme de cycle mixte (cycle de sabathé).	7
Figure I. 5 : Moteur type en ligne.	7
Figure I. 6 : Moteur classique à combustion.....	8
Figure I. 7. Coupe transversale d'un moteur	8
Figure I. 8 : Moteur avec emplacement des cylindres en W.....	9
Figure I. 9 : Moteur a cylindres opposées(en H).	9
Figure I. 10 : Le bloc moteur.	11
Figure I. 11 : Culasse.	12
Figure I. 12 : Joint de culasse.....	12
Figure I. 13 : Le Carter.	12
Figure I. 14 : Le Collecteur.....	13
Figure I. 15 :Vilebrequin à cinq paliers.	13
Figure I. 16 : Le piston.....	14
Figure I. 17 : La Bielle.....	15
Figure I. 18 : Arbre à came.	15
Figure I. 19 : Soupape.....	16
Figure I. 20 : Voulant du moteur.	16
Figure I. 21 : Turbo compression.....	17
Figure I.22:Arbre à cames latéral.....	18
Figure I. 23 : Arbre à cames en tête.	18
Figure I. 24 : Liaison par engrenage.	19
Figure I. 25 : Liaison par chaîne.	19
Figure I. 26 :Liaison par courroie crantée.....	20
Figure I. 27 : Montage de deux ressorts concentriques.	21

Chapitre 2:

Etude thermodynamique et dimensionnement du moteur 1.9 DCI

Figure II.1: Diagramme de cycle de référence	34
Figure II.2: le diagramme de cycle de référence	34
Figure II.4: Cycle réel du moteur diesel suralimenté 1.9D CI.....	36
Figure II.3: Le diagramme du cycle de référence s'arrondi	36
Figure II.5: Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.	41

Chapitre 3 :

Etude Cinématique et Dynamique du Moteur 1.9 DCI

Figure III.1 : Déplacement du piston	48
Figure III.2: Représentation graphique de $X_c = f(\varphi)$	51
Figure III.3: Représentation graphique de $V_c = f(\varphi)$	51
Figure III.4: Représentation graphique de $Y_c = f(\varphi)$	52
Figure III.5: Masse du groupe Piston.....	53
Figure III.6: Masse de la bielle.....	53
Figure III.7: Masse du coude du vilebrequin.....	54
Figure III.8: Diagramme de pression du gaz P exercée sur la tête de piston.....	58
Figure III.9: Analyse des forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle.....	58
Figure III.10: Les efforts agissant sur l'axe de piston du moteur diesel 1.9 dCI.	63
Figure III.11: les efforts exercés sur le mécanisme bielle-manivelle moteur diesel 1.9 dCI. ...	63
Figure III.12: Le courbe du couple moteur 1.9 dCI.	64

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 2:

Etude thermodynamique et dimensionnement du moteur 1.9 DCI

Tableaux II-1 : Les données des caractéristiques du moteur diesel 1.9 DCI.....	25
Tableaux II-2: L'énergie interne spécifique molaire U et l'enthalpie spécifique molaire H des gaz en fonction de température.....	29
Tableaux II-3 : Déterminer des valeurs pour et en fonction de	35
Tableaux II-4 : Déterminer les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de Rotation ..	40
Tableaux II-5 : Déterminer des différentes dimensions principales du piston	43
Tableaux II-6 : Déterminer des différentes dimensions principales de la bielle	44
Tableaux II-7 : Déterminer des différentes dimensions principales du vilebrequin.....	45

Chapitre 3 :

Etude Cinématique et Dynamique du Moteur 1.9 DCI

Tableaux III-8 : Déterminer Les valeurs de X_c et V_c et Y_c en fonction de l'angle φ	50
Tableaux III-9 : Déterminer Les valeurs de pression P_g en fonction de l'angle φ	56
Tableaux III-10 : Déterminer les angles de rotation du φ et β	60
Tableaux III-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 φ	62

Nomenclature

<i>Symboles</i>	<i>signification</i>	<i>unités</i>
Ne	La puissance effective,	[KW]
n	La vitesse de rotation effective,	[tr/min]
ε	Taux de compression,	[-]
T₀	Température initiale,	[C]
P₀	Pression initiale,	[MPa]
ΔT	Variation de la température de la charge fraiche pendant l'admission,	[C]
M	Masse molaire de l'air,	[kg/kmole]
R	La constante universelle des gaz,	[j/kmole]
ζ_z	Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant la combustion,	[-]
τ	Type de cycle thermodynamiques,	[-]
ψ	Le rapport de la course sur l'alésage,	[-]
T₀	La température standard de la charge fraiche,	[Kalevin]
P₀	La pression standard de l'environnement ,	[MPa]
K	L'indice adiabatique des gaz,	[-]
P_s	La pression de suralimentation,	[MPa]
T_g	La température des gaz brules résiduels,	[Kalevin]
P_g	La pression des gaz brules résiduels,	[MPa]
P_a	La pression du mélange frais,	[MPa]
m	L'indice polytropique soufflant,	[-]
ΔT_{Ri}	Chaut de température dans le refroidisseur intermédiaire,	[C°]
m_c	L'indice polytropique pendant la compression,	[-]
m_d	L'indice polytropique pendant la détente,	[-]
α	Le rapport manométrique de compression,	[-]
λ_p	Rapport d'agrandissement de la pression pendant la combustion,	[-]
ρ_{dp}	Rapport de détente préalable,	[-]
ϕ_p	La fraction de diagramme de pompage,	[-]
η_v	Le coefficient de remplissage,	[-]
γ	Du coefficient des gaz brûlés résiduels,	[-]
P_c	La pression à la fin de la compression,	[MPa]
T_c	La température de la fin de compression,	[K]
P_{ci}	Le pouvoir calorifique inférieur,	[kj/kg]
L₀	La quantité d'air théoriquement brûlé,	[K mole /Kg]
M₁	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]

μ_{ch}	Le coefficient chimique de la variation du mélange frais pendant la combustion du Combustible liquide,	[-]
μ_r	Le coefficient réel de la variation moléculaire de la charge fraîche pendant la combustion,	[-]
U_{air}^{Tc}	L'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression,	[kJ/kmole]
Hz	L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression Hz,	[kJ/kmole]
Tz	La température des gaz brûlés à la fin de combustion Tz,	[k]
Pz	La pression des gaz brûlés à la fin de combustion,	[MPa]
Pzr	La pression maximale réelle de la fin de combustion,	[MPa]
Tp	La température de la fin de détente,	[k]
Pp	La pression de la fin de détente,	[MPa]
Tr	La température des gaz résiduels,	[k]
σ	L'écart entre la température calculée et la température déterminée précédemment,	[-]
P_i'	Pression moyenne indicative de cycle de référence,	[MPa]
η_i'	Rendement indicatif,	[-]
P_i	La pression moyenne indicative de cycle réel,	[MPa]
η_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]
η_p	Le coefficient de perfection,	[-]
η_m	Le rendement mécanique du moteur,	[-]
η_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]
S	La course du piston,	[mm]
σ	L'écart entre la puissance,	[-]
Me	Le couple effectif moyen,	[N.m]
λ	Le coefficient d'excédent d'air,	[-]
i	Nombre de temps du cycle,	[-]
Q₀	La chaleur totale produite par la combustion du mélange dans le moteur,	[j/s]
Q_e	La chaleur équivalente au travail utile du moteur,	[j/s]
Q_{cr}	La chaleur perdue par le circuit de refroidissement,	[j/s]

Qg	La chaleur perdue avec les gaz d'échappement,	[J/s]
n_{\max}	La vitesse de rotation maximale,	[tr/min]
n_{\min}	La vitesse de rotation minimale,	[tr/min]
σ	Epaisseur du front de piston,	[mm]
mgp	masse du groupe piston,	[Kg]
PMH	Point mort haut,	[-]
PMB	point mort bas,	[-]
Z	rappor volumétrique (compression),	[-]
M2	quantité de gaz brulé,	[-]
B°	coefficient de variation du volume après la combustion,	[-]
B	coefficient de variation réelle,	[-]
ΔM	variation du volume après la combustion,	[-]
M	l'exposant poly tropique de la détente des gaz résiduels pendant la phase d'admission,	[-]
BZ	coefficient de variation au point Z,	[-]
Γ	= C_p/C_v : l'exposant adiabatique,	[-]
λ_2	Coefficient de balayage de la chambre de combustion,	[-]
λ_1	Coefficient d'admission supplémentaire,	[-]
Δt	Coefficient de correction de la chaleur spécifique,	[-]
n_1	L'exposant poly tropique Phase de compression,	[-]
n_2	L'exposant poly tropique Phase de détente,	[-]
Po	Pression atmosphérique,	[MPa]
To	Température ambiante,	[C°]
Pr	Pression des gaz résiduels,	[Pa]
Ta	température de fin d'admission,	[C°]
Tr	Température des gaz résiduels,	[C°]
Tz	la température maximale,	[C°]
M	l'exposant poly tropique,	[-]
Γ	l'exposant adiabatique,	[-]
M₀	la quantité théorique de l'air,	[-]
V_o	le volume occupé par l'air aspiré,	[L]
M₁	La quantité réelle d'air admise dans le cylindre,	[K]
ΔT	Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les Parois,	[C°]
P	Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion,	[-]
RFA	retard à la fermeture de la soupape d'admission,	[-]
AI	l'avance à l'injection,	[-]
RFE	retard de fermeture de la soupape d'échappement,	[-]

AOE	avance d'ouverture à l'échappement,	[-]
AOA	l'avance à l'ouverture à l'admission,	[-]
Pi	pression indiquée théorique moyenne,	[MPa]
Pi'	pression indiquée réelle moyenne ,	[MPa]
Pm	Pression correspondante à la perte mécanique	[MPa]
S	La course de piston,	[mm]
N	est le nombre de tour par minute	[MPa]
Pe	de la pression effective,	[MPa]
Pm	la pression correspond à la perte mécanique,	[MPa]
Nic	la puissance indiquée pour un seul cylindre,	[Kw]
Ni	la puissance indiquée pour quatre cylindres,	[Kw]
Ne	Puissance effective,	[Kw]
Pm	la pression mécanique moyenne ,	[MPa]
ηi	Rendement indiqué,	[-]
ηm	Rendement mécanique,	[-]
ηe	Rendement effectif (globale),	[g/kwh]
gi	La consommation spécifique indiquée moyenne	[g/kwh]
ge	La consommation effective moyenne,	[temps]
T	le nombre de temps,	[-]
N	la vitesse de rotation,	[Rad/s]
mgb	Masse du groupe de la bielle,	[Kg]
mb	masse de la bielle,	[Kg]

Introduction générale

Les moteurs à combustion interne n'ont pas cessé de se développer à cause du rôle très important qu'ils jouent dans la performance des véhicules et plus précisément les moteurs diesel grâce à l'économie et l'endurance ainsi que la durée de vie des pièces composant le moteur, à cet effet notre étude est concentrée sur la compréhension du fonctionnement du moteur diesel, son étude thermodynamique et dimensionnelle ainsi que l'étude cinématique et dynamique.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres avec une introduction et une conclusion :

1^{er} chapitre : présente les différents types de moteurs à combustion interne , Les principaux organes fixes et mobile (Vilebrequin, piston, bielle, arbre à came),les systèmes et la distribution de notre moteur diesel 1.9 dCI , et on termine ce chapitre par la recherche bibliographique .

2^{ème} chapitre : Données et 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 à combustion interne à quatre temps de type **1.9 dCI**.

3^{ème} chapitre : étude cinématique et dynamique d'un moteur diesel quatre temps de type **1.9 dCI**.

Chapitre 1

Recherche bibliographique

Dans ce chapitre on va présenter le principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne leurs description ainsi sue les organes fixes et mobiles et en terminant par une citation des travaux effectuées dans le domaine de calcul et dimensionnement du moteur.

I. Historique

Selon le principe développé par l'allemand Otto Von Guericke, en 1680 Huygens utilise l'explosion produite par la poudre pour faire le vide partiel dans un cylindre équipé d'un piston. La pression atmosphérique engendre le retour du piston dans sa position initiale, générant ainsi une force.

Le suisse François Isaac de Rivaz, vers 1775, en s'inspirant du fonctionnement du « pistolet de Volta » pour construire ce qui ressemble à un moteur à explosion dont il obtient le brevet le 30 janvier 1807. En 1856, les italiens Eugenio Barsanti et Felice Matteucci présentent à Florence leur moteur à explosion. Il est alimenté par un mélange d'air et de gaz. En 1859, l'ingénieur belge Étienne Lenoir dépose son brevet d'un « moteur à gaz et à air dilaté », un moteur à combustion interne à deux temps et c'est en 1860 qu'il met au point la première ébauche d'un moteur à explosion. Ce moteur inédit est, dans un premier temps, alimenté au gaz d'éclairage. Quelque temps plus tard, Lenoir invente un carburateur permettant de remplacer le gaz par du pétrole.

Par la suite, Beau de Rochas améliore l'invention de Lenoir, qui souffre cruellement d'un mauvais rendement en raison de l'absence de compression des gaz. Beau de Rochas résout ce problème en mettant au point un cycle thermodynamique 4 temps (admission/échappement - compression - explosion - détente). Étant d'avantage théoricien que praticien, Beau de Rochas ne sait pas mettre en applications ses théories. Il dépose le brevet en 1862, mais en raison de difficultés financières, il ne peut s'acquitter des redevances de protection de son invention si bien que c'est uniquement en 1876 que l'on voit apparaître les premiers moteurs quatre temps. L'invention théorique du cycle à quatre temps par Beau de Rochas permet enfin d'exploiter véritablement le moteur à explosion.

En 1876, l'ingénieur allemand Gottlieb Daimler développe pour le compte de la firme Deutz, le premier moteur fixe à gaz fonctionnant sur le principe présenté par Beau de Rochas. Néanmoins, les moteurs Daimler ne sont pas encore installés sur des châssis qui en feront des automobiles à part entière. C'est en 1889 que René Panhard et Émile Levassor installent le premier moteur à quatre temps - celui de Daimler - sur une voiture à quatre places.

Durant la dernière décennie du XIX^e siècle, Rudolf Diesel développe l'idée d'un moteur à allumage par compression. Il reçoit un brevet pour ce procédé le 23 février 1893. Au début de 1897, alors qu'il est employé à l'usine MAN à Augsburg, il construit un prototype fonctionnel, qui deviendra le « *moteur Diesel* ». Le premier moteur commercialisé, présenté

en 1900 à l'Exposition universelle de Paris, avait un cylindre de 1 960 cm³ tournant à 172 tr/min et développait une puissance de 14,7 kW.

Les moteurs « deux temps » ont donc été peu utilisés pour équiper les automobiles, les seules applications récentes étant d'une part les voitures de la marque « DKW » construites dès le début du XX^{ème} siècle jusque dans les années 60 et 70, et d'autre part les rustiques « Trabant » qui étaient fabriquées et exclusivement vendues dans les pays qui constituaient l'URSS avant la chute du mur de Berlin dans les années 80. Ce type de moteur est principalement utilisé sur des motos.

Depuis son invention, l'automobile fonctionne donc majoritairement à l'aide d'un moteur thermique à combustion interne à 4 temps alimenté à l'essence (moteur à allumage commandé). Des progrès technologiques importants ont permis au fil du temps d'augmenter le rendement de ces moteurs conventionnels en vue de réaliser des économies d'énergie à puissance constante. La préoccupation écologique est, elle aussi, au cœur de la recherche sur le développement des moteurs [1].

II. Le moteur thermique

II.1. Définition :

Les moteurs thermiques transforment de la chaleur en travail mécanique destiné à équilibrer le travail résistant d'un véhicule qui se déplace. Les machines thermiques sont représentées par le synoptique ci-dessous [2] :

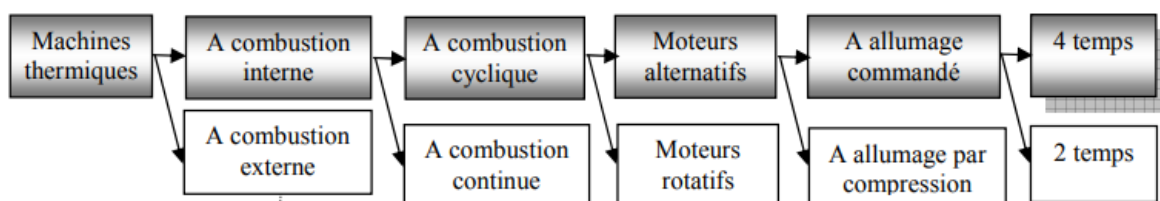


Figure I. 1. Synoptique des machines thermiques [2].

II.2. Différents types des moteurs à combustion interne

II.2.1. Classification selon le temps

II.2.1.1. Moteur à 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. 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 » [3].

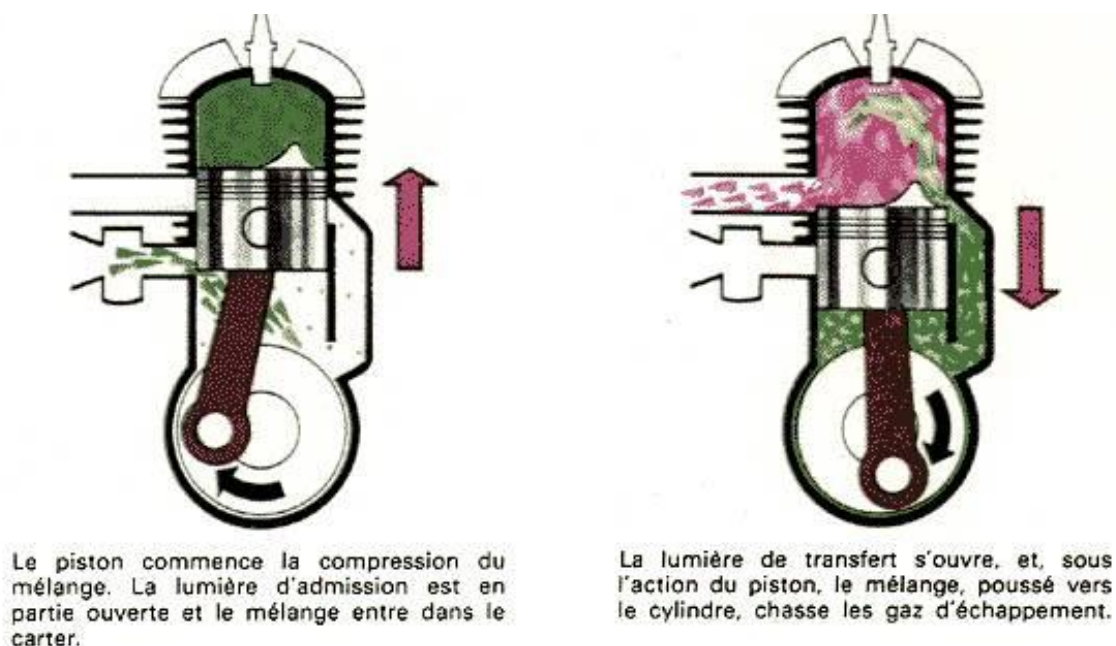


Figure I. 2. Principe moteur 2 temps [4].

II.2.1.2. Moteur à quatre temps

Le moteur thermique à quatre temps est le type de moteur le plus utilisé dans le monde actuel, les quatre temps sont l'admission, la compression, la combustion/détente, et l'échappement.

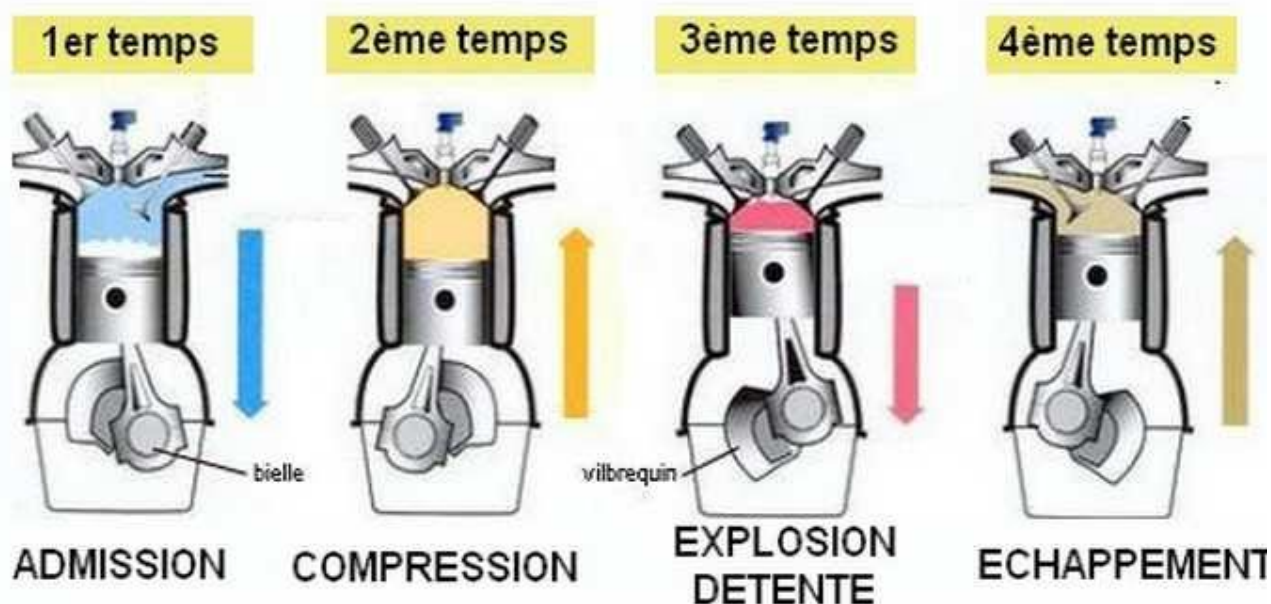


Figure I. 3. Principe moteur 4 temps Diesel [5].

Les quatre temps correspondent à une rotation de vilebrequin égale à 720° , soit deux tours de vilebrequin. Dans ce cycle nous avons les phases suivantes :

1er temps : Admission (SA ouverte ; SE fermée)

Le piston est au PMH et va se déplacer vers PMB aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; c'est la course d'aspiration qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB soit $\frac{1}{2}$ tour de vilebrequin qui est égale à 180° . Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique.

2ème temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonné dans le cylindre à une pression de l'ordre de 35 à 40 bars ce qui le porte à une température voisine de 500 à 600°C.

3ème temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée)

Le piston est au PMH, l'air comprimé puis porté à haute température, on injecte de gasoil finement pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'injection doit être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction de combustible.

La pression varie suivant le type de moteur qui est entre 80 et 250 bars et même plus dans certains moteurs Diesel marins. L'injection est progressive et dure 15/100 environ de la course du piston soit 25° à 30° de rotation de vilebrequin.

Au contact de l'air comprimé à température élevée, le combustible s'enflamme de lui-même. La température d'inflammation du gas-oil étant voisine de 300°C, donc inférieure à celle de l'air contenu dans le cylindre. Il s'enflamme spontanément à mesure qu'il est injecté. Néanmoins, un certain temps mesurable s'écoule entre le début de l'injection et le début de combustion. Cet intervalle est connu sous le nom de « délai d'allumage ».

Les gaz augmentent de volume, leur détente chasse le piston vers le PMB. Le vilebrequin reçoit de l'énergie durant toute cette course : **c'est le temps moteur.**

Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température est alors de l'ordre de 1800 à 2000°C.

4ème temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte)

La soupape d'échappement s'ouvre, il s'ensuit une retombée instantanée de pression ensuite les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte vers le PMH. La température est tombée à 500°C environ, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence [5].

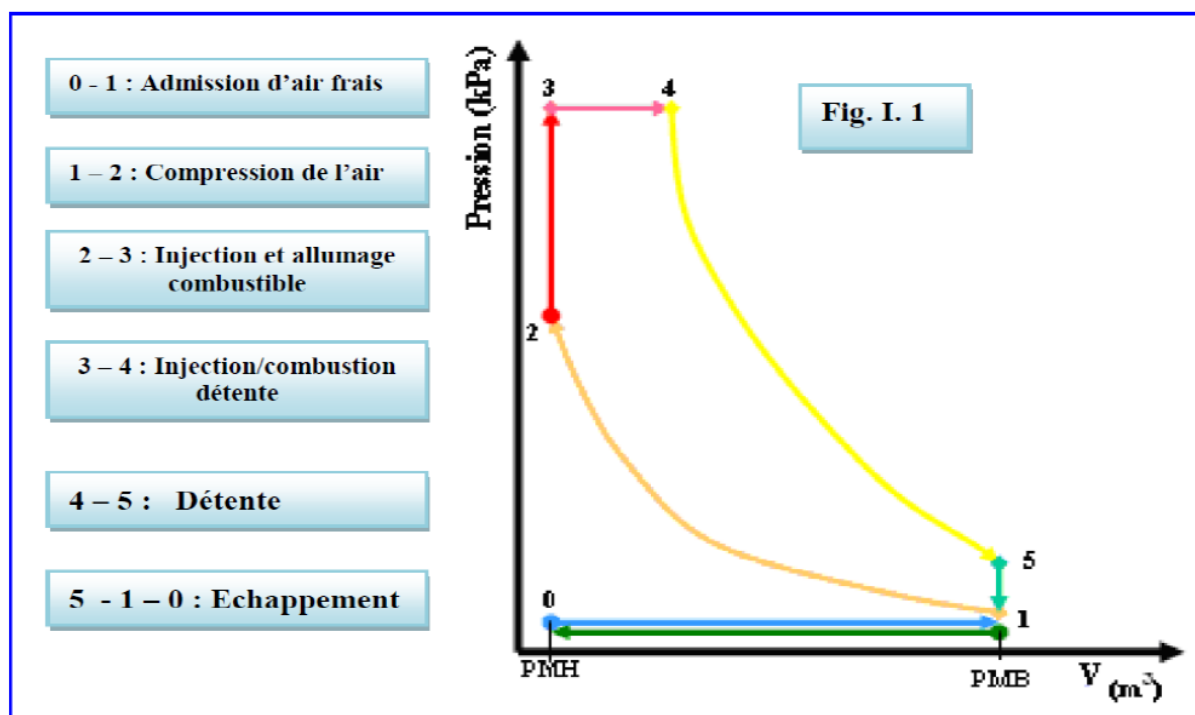


Figure I. 4. diagramme de cycle mixte (cycle de sabathé) [5].

II.2.2. Classification selon la disposition des cylindres

II.2.2.1. Moteur en ligne

Les cylindres 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 [3].



Figure I. 5. Moteur type en ligne [4].

II.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 décalé 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 [3].



Figure I. 6. Moteur classique à combustion Interne V6 d'automobile [4].



Figure I. 7. Coupe transversale d'un moteur avec cylindres en V [4].

II.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 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 Super marine 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 [3].

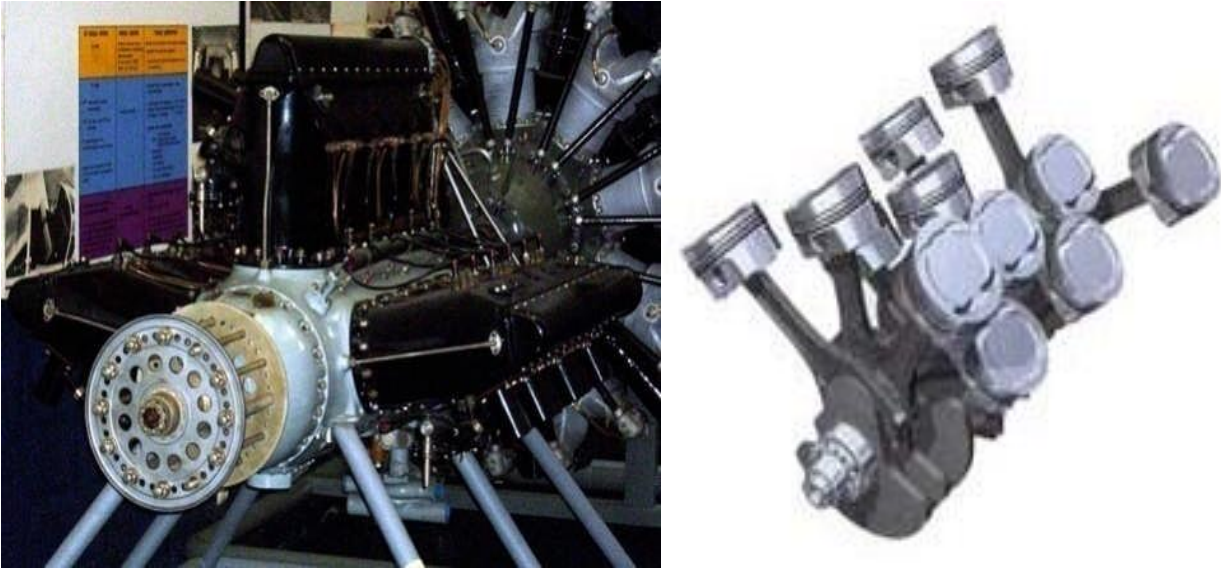


Figure I. 8. Moteur avec emplacement des cylindres en W [4].

II.2.2.4. 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 [3].



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

II.2.3. Classification selon le carburant

II.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 [6].

II.2.3.2. Moteur à allumage par compression(Diesel)

Les moteurs Diesel, dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé (T° élevée) ; il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément [6].

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. [3].

II.2.3.3. Moteur à allumage par GPL

Ce mélange de gaz butane et propane à parts égales, ayant un indice d'octane élevé, possède des propriétés proches de celles de l'essence. Malgré un pouvoir calorifique supérieur à la même masse d'essence, le moteur alimenté en GPL devient plus gourmand et légèrement moins tonique, sauf s'il s'agit d'une injection GPL en phase liquide. L'agrément de conduite, la souplesse du moteur et l'économie supérieure à l'essence compensent toutefois cette légère perte de puissance maximale (2 à 5%). On retrouve donc le cycle à 4 temps des moteurs à essence, mais ce carburant est remplacé par le GPL-C [7].

II.3. Différence entre un moteur diesel et essence

Les moteurs à essence et moteurs diesel fonctionnent tous par combustion interne, mais de façon légèrement différente.

Dans un moteur à essence, le carburant et l'air est injecté dans de petits cylindres métalliques. Un piston comprime le mélange, ce qui le rend explosive, et une petite étincelle électrique à partir d'une bougie met le feu. Cela fait exploser le mélange et produit de l'énergie qui pousse le piston vers le bas du cylindre.

Les moteurs diesel fonctionnent de manière similaire aux moteurs à essences, mais ils sont plus simples. Tout d'abord, l'air est admis dans le cylindre et le piston le comprime. Dans un moteur à essence, le mélange carburant-air est comprimé à environ un dixième de son volume d'origine. Mais dans un moteur diesel, l'air est comprimé librement environ 14 à 25 fois. Les moteurs diesel génèrent donc beaucoup de chaleur, l'air à l'intérieur peut atteindre des températures de chauffe d'environ 500 ° C (1000 ° F) et parfois plus [8].

III. Les organes mécaniques du moteur diesel

Le moteur comporte des pièces fixes et des pièces mobiles :

III.1. Les principaux organes fixes

III.1.1. Bloc moteur

Le bloc-cylindres, aussi appelé bloc-moteur, constitue le bâti du moteur à pistons dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises, s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. La partie supérieure du bloc est dressée pour former le plan de joint pour la Culasse du moteur, qui vient coiffer les cylindres. Le bloc-cylindres remplit différentes fonctions. Il doit résister à la pression des gaz de la combustion qui tendent à le dilater et pousser sur la culasse. Il doit guider le piston, d'où la nécessité de réduire le frottement et d'augmenter la résistance à l'usure. Il doit contenir le liquide de refroidissement tout en résistant à la corrosion. [9].



Figure I. 10. Le bloc moteur [9].

III.1.2. La Culasse

Disposée à l'extrémité supérieure du cylindre, elle ferme le cylindre et constitue 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 des chambres d'eau sont nécessaires à son refroidissement [10].



Figure I. 11. Culasse [10].

III.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 [10].



Figure I. 12. Joint de culasse [10].

III.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 [10].



Figure I. 13. Le Carter [10].

III.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 [10].



Figure I. 14. Le Collecteur [10].

III.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 [11].

III.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, qui sert de porte-couronne de démarreur et qui supporte le couvercle d'embrayage [11].



Figure I. 15. Vilebrequin à cinq paliers [4].

III.2.2. Piston

Le piston est une pièce rigide, de forme généralement circulaire, coulissant dans un cylindre de forme complémentaire. Les pistons sont généralement moulés dans un alliage d'aluminium afin d'être légers et de pouvoir agir en tant que conducteur thermique pendant les séquences de fonctionnement du moteur. En effet, il permet de comprimer le mélange de carburant et de gaz extérieur en vue d'une explosion, puis il transforme le tout en énergie thermique, et ensuite en énergie mécanique [12].

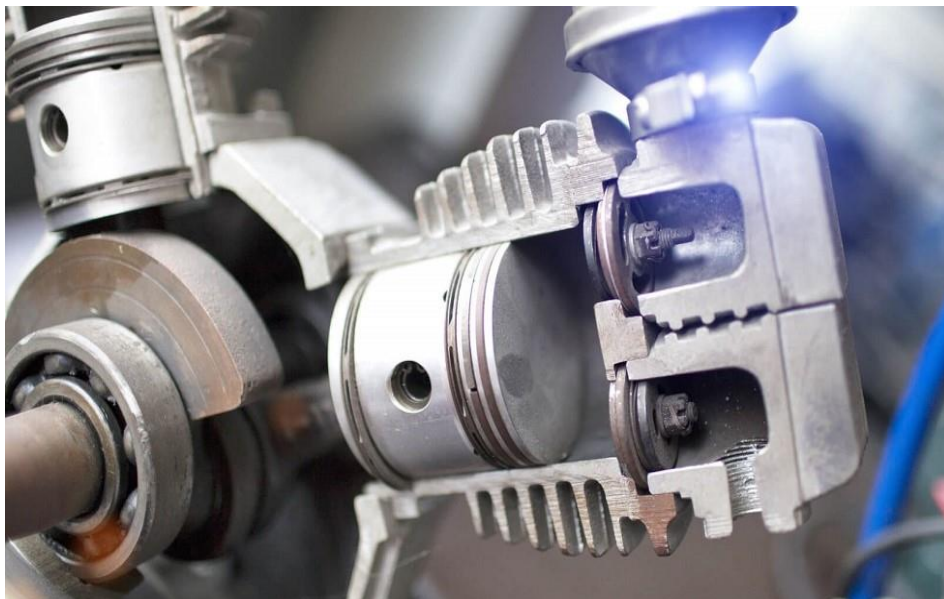


Figure I. 16. Le piston [12].

III.2.3. Bielle

En mécanique, une bielle est une pièce dotée de deux articulations, une à chaque extrémité, dans le but de transmettre une force, un mouvement ou une position. L'articulation à chaque extrémité de la bielle peut être un pivot ou une rotule. La bielle comporte deux alésages circulaires, l'un de petit diamètre, appelé pied de bielle, et l'autre de grand diamètre, appelé tête de bielle [13].

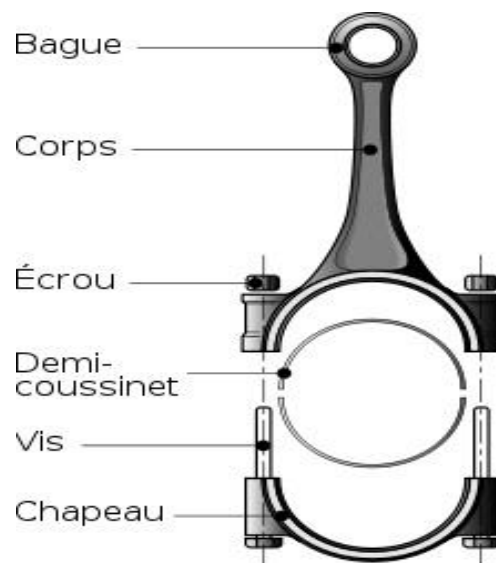


Figure I. 17. La Bielle [13].

III.2.4. Arbre à came

L'arbre à came (ou AAC) est une partie mécanique très importante du moteur d'une voiture. Il permet de réguler l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admissions et d'échappements. L'arbre à cames est un dispositif datant du Moyen-âge [11].



Figure I. 18. Arbre à came [4].

III.2.5. Soupapes

Une soupape est un organe mécanique permettant de fermer et ouvrir une chambre ou un conduit à la demande. Le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, une d'échappement [11].



Figure I. 19. Soupape [4].

III.2.6. Volant 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 [11].



Figure I. 20. Volant du moteur [4].

IV. les Systèmes

IV.1. Système d'admission d'air

Un moteur diesel nécessite un bon système d'admission d'air frais pour atteindre son rapport de compression, et parce que la plupart des moteurs diesel sont soit turbocompressés soit suralimentés, l'air entrant dans le moteur doit être propre, sans débris et aussi froid que possible. D'autre part, pour améliorer l'efficacité d'un moteur turbocompressé ou suralimenté, l'air comprimé doit être refroidi après avoir été comprimé. Le système d'admission d'air est conçu pour effectuer ces tâches. En plus de nettoyer l'air, le système d'admission est habituellement conçu pour récupérer l'air frais aussi loin que possible du moteur, souvent en dehors de la structure ou du bloc moteur. Cela fourni au moteur de l'air qui n'a pas été

chauffé par la propre chaleur perdue du moteur. La raison pour garantir que l'air distribué au moteur est aussi frais que possible est que l'air frais est plus dense que l'air chaud. [14].

IV.2. Système Turbo compression

La turbo compression dans un moteur survient lorsque les gaz d'échappement du moteur actionnent une turbine qui tourne et est solidaire à une seconde pompe située dans le système d'admission d'air frais. La pompe du système d'admission comprime l'air frais.

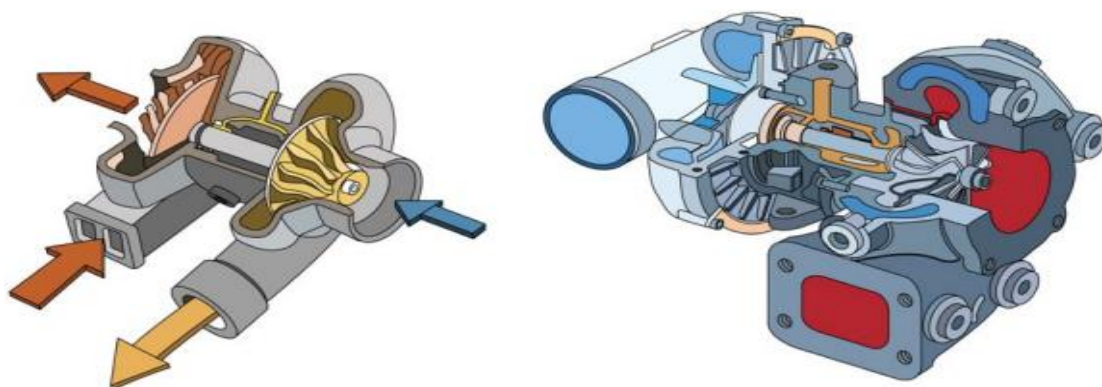


Figure I. 21. Turbo compression [14].

L'air comprimé a deux fonctions. Premièrement, il augmente la puissance disponible du moteur en augmentant la quantité maximum d'air qui est poussée dans chaque cylindre. Ainsi, une quantité plus importante de carburant peut être injectée et plus de puissance est produite par le moteur. La seconde fonction est d'augmenter la pression d'admission. Cela améliore le balayage de l'air des gaz d'échappement hors du cylindre. La turbo compression est habituellement disponible dans les moteurs à quatre temps puissants. Elle peut également être utilisée dans les moteurs à deux temps, où l'augmentation de la pression d'admission générée par le turbocompresseur est requise pour forcer l'air frais dans le cylindre et aider à forcer les gaz d'échappement hors du cylindre, et ce afin de permettre au moteur de fonctionner [14].

IV.3. Système Suralimentation

La suralimentation d'un moteur a la même fonction que la turbo compression d'un moteur. La différence est la source d'énergie utilisée pour entraîner le dispositif qui comprime l'air frais entrant. Dans un moteur suralimenté, l'air est habituellement comprimé dans un appareil appelé compresseur. Il est entraîné à partir du vilebrequin du moteur. Le type le plus commun de compresseur utilise deux rotors tournant pour comprimer l'air. [14].

IV.4. Système d'échappement

Le système d'échappement libère les gaz d'échappement produits par le moteur dans l'atmosphère. Ce système remplit les fonctions suivantes :

- Il améliore l'efficacité du moteur en améliorant l'efficacité de l'émission des gaz d'échappement de l'engin.
- Il nettoie les gaz d'échappement en filtrant les éléments nocifs.
- Il diminue le bruit de l'explosion créée par les gaz d'échappement [14].

V. La Distribution

V.1. Définition de la distribution

On appelle "distribution" l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, et des éléments qui effectuent leur commande. Le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes, imposer leur instant de l'ouverture, l'amplitude et la durée du mouvement [15].

V.2. Eléments de la distribution

V.2.1. Emplacement de l'arbre à cames

Deux solutions sont utilisées :

- f L'arbre à cames est appelé latéral lorsqu'il est situé sur le côté du bloc moteur.
- f Il est appelé arbre à cames en tête lorsqu'il est placé sur la culasse à proximité immédiate des soupapes .

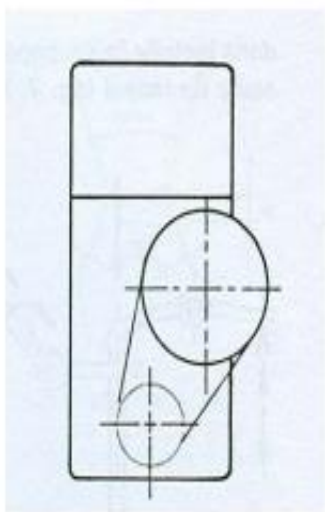


Figure I.22. Arbre à cames latéral [15].

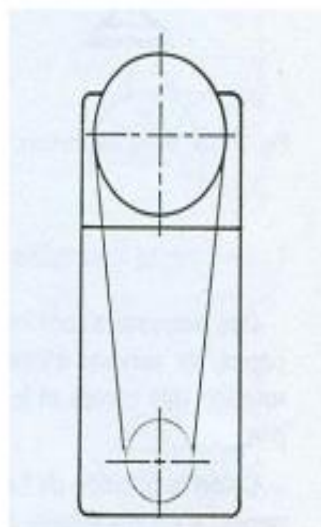


Figure I. 23. Arbre à cames en tête [15].

Selon la disposition des cylindres et celle des soupapes on peut trouver des moteurs ayant deux ou quatre arbres à cames en tête.

Les arbres à cames en tête permettent une attaque plus directe sur les soupapes. Le nombre de pièces en mouvement, les jeux et les usures sont ainsi diminués [15].

V.2.2. Entraînement de l'arbre à came

Dans tous cas c'est le vilebrequin qui assure l'entraînement de l'arbre à cames.

L'arbre à cames doit tourner deux fois moins vite que le vilebrequin car les soupapes ne doivent s'ouvrir qu'une fois par cycle.

Trois solutions sont utilisées :

- Les engrenages utilisés particulièrement dans les moteurs Diesel
- Les pignons reliés par chaîne. Ce système est couramment utilisé dans les moteurs à arbre à cames latéral et dans certains arbres à cames en tête.
- Les pignons reliés par courroie crantée. Système de plus en plus répandu dans les moteurs à arbre à cames en tête. Son fonctionnement est plus silencieux et ne nécessite pas de système de lubrification [15].

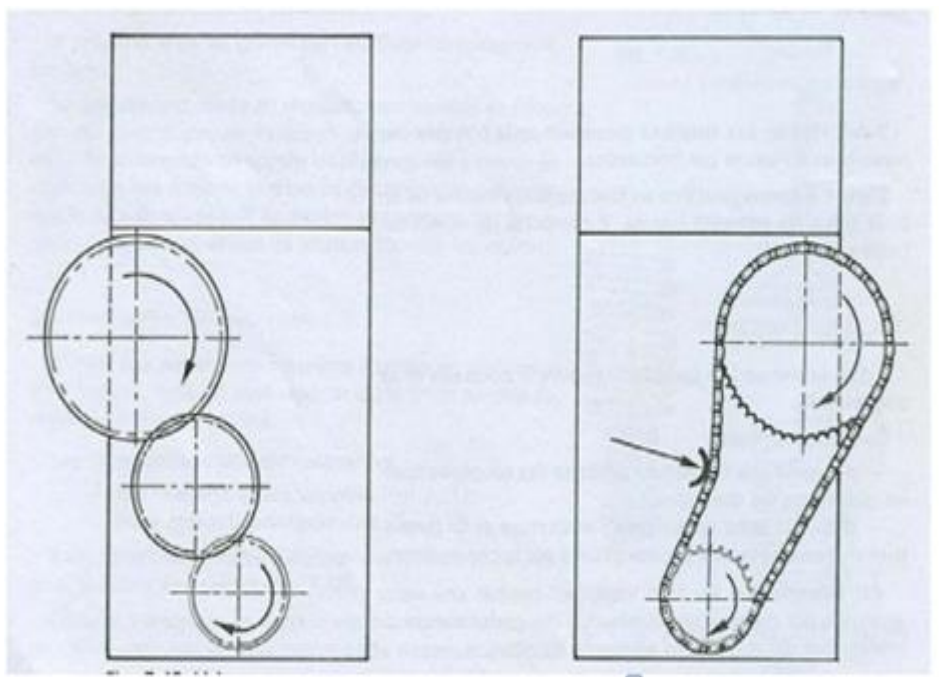


Figure I. 24. Liaison par engrenage [15].

Figure I. 25. Liaison par chaîne [15].

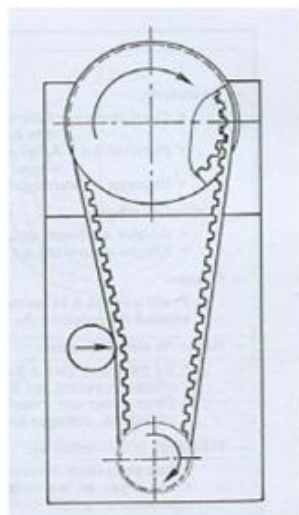


Figure I. 26 .Liaison par courroie crantée [15].

V.2.3 Les soupapes

Les soupapes sont les organes qui régissent l'entrée et la sortie des gaz dans la chambre de combustion. Le diamètre de leur tête doit être important. Cette dimension est limitée par la place libre dans la chambre de combustion, le poids de la soupape qui doit rester minimal, et par sa résistance mécanique aux chocs et aux déformations. La portée conique assure une étanchéité parfaite à la fermeture et un centrage correct évitant la déformation de la tige. Les angles de portée sont d'environ 90° . Les soupapes d'admission qui subissent des températures moins élevées peuvent avoir un angle de 120° , protégeant moins bien la soupape des déformations, mais offrant, pour une même hauteur de levée, une section de passage de gaz plus importante.

Les soupapes de grande série sont en acier au nickel-chrome et obtenues par matriçage avec chauffage électrique. Ils sont tournés puis rectifiés. Les queues et les portées reçoivent un traitement qui accroît leur dureté. Pour les moteurs présentant des surchauffes au niveau des soupapes, on dispose de soupapes à tige creuse et partiellement remplies de sodium ou des sels de lithium et potassium [15].

V.2.4 Les ressorts de soupapes

Autour de la tige de chaque soupape, on monte un ressort hélicoïdal comprimé entre une face usinée du carter fixe et une cuvette en acier solidaire de la queue de soupape.

Lorsqu'on comprime un ressort à une fréquence élevée celui-ci risque d'entrer en résonance. On dit qu'il y a "affolement des soupapes".

Pour éviter l'affolement des soupapes les constructeurs utilisent notamment :

- des ressorts à pas variable;

- deux ressorts antagonistes (sens d'hélice opposé; le diamètre de l'un n'est que de 0.5 mm supérieur au diamètre extérieur de l'autre, de sorte qu'il y a frottement entre eux et étouffement des vibrations) [15].

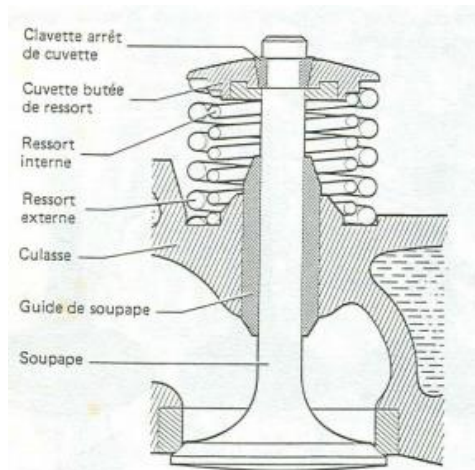


Figure I. 27. Montage de deux ressorts concentriques [15].

VI. Travaux de Recherche

❖ **Hassen MERZOUK** << Etude de conception d'un moteur diesel 1.7 dCI monté sur les véhicules Renault >> , Il a étudié la conception du moteur diesel à quatre temps **1.7 dCI** monté sur véhicule de type **RENAULT** , en utilisant des données connues et calculée .Où il a adopté Dans son étude sur logiciel SolidWorks version 2011 pour réalisée leur projet qu'on basé en de conception du moteur diesel à quatre temps sur les organes principale du moteur (piston, vilebrequin, la bielle). Cette conception présentée en chapitre III.

A cause de simplification les opérations de réalisation ce projet on fait série de préparation de la conception des éléments principaux du moteur et puis on assemblées et avec la simulation par logiciel de conception, Sont s'après les calculs de différent dimension des organes principales du moteur en utilisant des données connus et calculées, cette initiative a pour but de calcul les dimensions du moteurs a partir les dimension des organes ou des pièces principaux (le diamètre de piston et leur course, les dimensions de vilebrequin et de la bielle), puis d'étude cinématique et dynamique du moteur avec déterminer le couple du moteur, cette calculs présenté en chapitre II [16] .

- ❖ **DAHOU** Abdelkader, **DERRADJI** Sami << Etude et dimensionnement d'un moteur thermique type Caterpillar 3512>> , En utilisant les données du moteur CAT 3512, Ils ont travaillé sur ce projet pour étudier Premièrement **la Calcul thermique** , Représenté dans les calculs des quantité des matières de combustion, des pressions ,des températures , des rendement et des puissance de moteur. Deuxièmes la calcule mécanique qui dépend les force , les résistances ,les couple , les moments et les contrainte du cet moteur . a fin du calcul Ils sont venus à la conclusion que Ces résultats sont acceptables pour la vérification de fonctionnement du moteur dans le cas réel [17] .

- ❖ **MIRA ABDEAALEM ,REDOUANE** Abdenour << Dimensionnement du système de refroidissement du moteur Diesel Perkins 4006>> , il faut calculées les dimensionnements du système de refroidissement des moteurs à combustion interne, plus particulièrement celui du moteur Pekins 4006 par utilisée logicielle MATLAB. Où ils ont fait comparé les résultats obtenus par ce code avec des données soient expérimentales ou du constructeur [18].

- ❖ **Banapurmath et al** ont fait Expériences Kirloskar TV1, banc d'essai à quatre temps, un cylindre, à moteur diesel refroidi par eau, où le débit de carburant a été mesuré sur une base volumétrique à l'aide de l'essuie-glace et du chronomètre. Le moteur fonctionnait à une vitesse constante de 1500 tr / min. Pour les émissions, les propriétés ont été mesurées à l'aide d'un compteur de fumée HARTRIDGE et de cinq analyseurs de gaz au cours du processus à l'état fixe. Les expériences ont été réalisées avec des biodiesels sélectionnés pour l'étude avec quatre formes différentes de chambres de combustion (cylindrique (CCC), trapézoïdale (TrCC), membranes et annulaire (TCC)).Enfin, les résultats obtenus ont été comparés au procédé au biodiesel au diesel [19].

Chapitre 2

Etude thermodynamique et dimensionnement du moteur 1.9 DCI

Dans ce chapitre nous allons présenter le calcul thermique du moteur 1.9 DCI afin de déterminer les caractéristiques thermiques des cycles sur lesquelles se base le dimensionnement des principaux organes du moteur (vilebrequin, piston, bielle) à partir des données de départ (puissance, nombre de tours...)

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. 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 calcule les dimensionnement du (piston, bielle, vilebrequin).

➤ Données de départ du thème du projet

Il s'agit du moteur diesel DCI qui fait partie de la nouvelle génération des moteurs à injection directe (HDI).

Contrairement au moteur diesel à injection indirecte, le gasoil est injecté non pas dans une préchambre, mais directement dans la chambre de combustion. Ce principe d'injection à des pressions très élevées permet une meilleure qualité de combustion.

La particularité principale est le système d'alimentation, qui est constitué principalement des éléments suivants :

- la pompe de gavage, qui assure la pression basse pression (3 bars – 200 L/H) jusqu'à la pompe haute pression ;
- la pompe haute pression, qui délivre une pression variant de 200 à 1 800 bars ;
- la rampe commune, ou « common rail », qui a un rôle d'accumulateur de carburant, d'amortisseur de pulsations de pression, et d'égalisateur de pression d'injection pour chaque cylindre ;
- les injecteurs : des pièces de haute technologie qui doivent injecter le carburant sous des pressions extrêmes avec un temps de quelques millisecondes ;
- le calculateur de gestion moteur : c'est lui qui détermine la pression d'injection (via le régulateur de pression de la pompe haute pression) et qui commande les injecteurs, analyse les signaux électriques des capteurs (PMH – pression d'air – température d'eau...) et commande les actionneurs liés à l'injection (EGR – commande turbo ...).

Les données du moteur diesel 1.9 dCI à quatre temps suralimenté dont les caractéristiques sont suivant dans **le tableau II.1**. Comme suite :

Données des caractéristiques du moteur diesel 1.9 DCI du projet	désignations
-Destination du moteur,	Voiture (type RENAULT)
-La puissance effective N_e ,	$N_e = 96 \text{ KW}$ ou (130 ch)
-La vitesse de rotation effective n ,	$n = 4000 \text{ tr/min}$
-type du moteur diesel,	Suralimentation (dCI).
-Nombre de cylindre 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 τ ,	$\tau = 4$ (quatre temps).

-Le rapport de la course sur l'alésage Ψ ,	$\Psi = \frac{S}{D} = 1,1625$
-Le rapport volumétrique (Taux de compression) ε ,	$\varepsilon = 19$
-Type d'admission,	Suralimenté (dCI).
- La température standard de la charge fraiche T_0 ,	$T_0 = 300 \text{ K}$
-La pression standard de l'environnement P_0 ,	$P_0 = 0,1 \text{ MPa}$ ou 1bar
-L'indice adiabatique des gaz K ,	$K = 1,4$
-La pression de suralimentation P_s ,	$P_s = 0,20 \text{ MPa}$ ou 2 bar
-Augmentation de la température de la charge fraiche 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 ,	$P_g = 0,175 \text{ MPa}$
-La pression P_a du mélange frais P_a ,	$P_a = 0,185 \text{ MPa}$
-L'indice polytropique soufflante m ,	$m = 1,6$
-Chaut de température dans le refroidisseur intermédiaire ΔT_{Ri} ,	$\Delta T_{Ri} = 40^\circ\text{C}$
-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 λ ,	$\lambda = 1,4$
-Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant la combustion : ζ_z ,	$\zeta_z = 0,8$
-L'indice poly tropique pendant la détente m_d ,	$m_d = 1,24$
-Rapport d'agrandissement de la pression pendant la combustion λ_p ,	$\lambda_p = 1,8$
-Le coefficient de perfection du diagramme P - V η_p ,	$\eta_p = 0,95$
-La fraction ϕ_p de diagramme de pompage ϕ_p ,	$\phi_p = 0,2$
-Masse molaire de l'air μ_{air} ,	$\mu_{air} = 28,97 \text{ Kg/Kmole}$
-La constante universelle des gaz R ,	$R = 8,314 \text{ J/Mole.K}$.
-Le rendement mécanique η_m ,	$\eta_m = 0,85$

Tableau II.1. Les données des caractéristiques du moteur diesel 1.9 DCI [20].

➤ **L'hypothèse de calcul du cycle de moteur diesel 1.9 DCI 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 polytropique à indices polytropique 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 :
- $\epsilon = V_a/V_c$ 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 [21 ,22].

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 [23] :

I. Les paramètres du fluide moteur 1.9 dCI

I.1. Calcul de pouvoir calorifique inférieur Pci

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

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

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

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

I.2. Calcul de quantité d'air théoriquement nécessaire pour brûler 1 Kg de carburant L₀

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

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

$$L_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,4969 \text{ K mole d'aire/Kg de carburante}$$

Le coefficient d'excédent d'air pour les moteurs à diesel suralimenté λ 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 $\lambda=1,5$ (mélange pauvre car $\lambda > 1$) [23].

I.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 :

$$M_1 = \lambda \cdot L_0 = 1,4 \times 0,4969 \quad (\text{II.3})$$

$$M_1 = 0,696 \text{ Kmole /Kg .}$$

$$N_0 = M_1 = 1,5 \cdot L_0 = 1,4 \times 0,4969 = 0,696 \text{ Kmole/Kg .}$$

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 :

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,857}{12} = 0,0714 \text{ K mole /Kg} \quad (\text{II.4})$$

➤ La quantité de vapeur d'eau :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,0665 \text{ K mole /Kg} \quad (\text{II.5})$$

➤ La quantité de vapeur d'oxygène :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\lambda - 1) L_0 = 0,21(1,4 - 1)0,4969$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,0417 \text{ K mole /Kg} \quad (\text{II.6})$$

➤ La quantité de l'azote :

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \lambda \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,4 \cdot 0,4969$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,551 \text{ K mole /Kg} \quad (\text{II.7})$$

I.4. Calcul La quantité totale de produit de combustion M_{Pc}

La quantité totale de produit de combustion est donnée par :

$$M_{Pc} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\lambda - 0,208)L_0 \quad (\text{II.8})$$

$$M_{Pc} = \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{2} + (1,4 - 0,208)0,4969$$

$$M_{Pc} = 0.730 \text{ K mole /Kg .}$$

II. Processus d'admission

II.1. Calcul de coefficient de remplissage η_v

On détermine la température de la charge fraîche après la soufflante et le refroidisseur intermédiaire $T_S = T_0 \left(\frac{P_S}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{Ri} = 300 \cdot \left(\frac{2}{1}\right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 40 = 349,05 \text{ K}$ (II.9)

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

$$T'_S = T_S + \Delta T = 349.05 + 7 = 356.05 \text{ K} \quad (\text{II.10})$$

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

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

$$\eta_v = \frac{0,185[19 + (1,4-1)(19-1)] - 0,175}{0,2(19-1) \cdot 1,4 \cdot \frac{356,05}{349,05}} = 0,91 \quad (\text{II.11})$$

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

II.2. Calcul du coefficient des gaz brûlés résiduels γ

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

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

$$\gamma = \frac{0,175}{0,2} \cdot \frac{1}{0,91} \cdot \frac{1}{19-1} \cdot \frac{349,05}{800} = 0,0233 \quad (\text{II.12})$$

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

II.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 et T_0 devient T_S

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

$$T_a = \frac{0,185}{0,2} \cdot \frac{1}{0,91} \cdot \frac{19}{19-1} \cdot \frac{1}{0,0233+1} \cdot 349,05 = 346,72 \text{ K}$$

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

II.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 et T_0 devient T_S

$$\rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_0}{R \cdot T_0} \quad \text{devient} \quad \rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_S}{R \cdot T_S} = \frac{28,97 \cdot 2 \cdot 10^6}{8314 \cdot 349,05} = 19,96 \text{ Kg/moles} \quad (\text{II.14})$$

Dont :

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

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

III. Processus de compression

III.1. Calcul de pression à la fin de la compression P_c

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{\text{mc}} = 0,185 \cdot 19^{1,35} \quad (\text{II.15})$$

$$P_c = 9,85 \text{ MPa}$$

III.2. Calcul de température de la fin de compression T_c

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{\text{mc}-1} = 346,72 \cdot 19^{1,35-1} \quad (\text{II.16})$$

$$T_c = 971,72 \text{ K}$$

Valeur recommandées:

$$P_c = [4,0 \dots 9,0] \text{ MPa}$$

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

IV. Processus de combustion

Le tableau II.2 montre L'énergie interne spécifique molaire **U** et l'enthalpie spécifique molaire **H** des gaz en fonction de température, en Kj/Kmol [21].

T	AIR		CO ₂		H ₂ O		O ₂		N ₂		CO		H ₂	
	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	73611	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

Tableau. II.2. L'énergie interne spécifique molaire U et l'enthalpie spécifique molaire H des gaz en fonction de température, en $Kj/Kmol$ [21].

IV.1. Calcul de coefficient chimique μ_{ch}

Le coefficient chimique de la variation du mélange frais pendant la combustion du combustible liquide est :

$$\mu_{ch} = \frac{M_{pc}}{M_1} = \frac{0.730}{0.696} = 1,049 \tag{II.17}$$

IV.2. Calcul de coefficient réel de la variation moléculaire μ_r

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

$$\mu_r = \frac{\mu_{ch} + \gamma}{\gamma + 1} = \frac{1,047 + 0,0233}{0,0233 + 1} = 1,048 \tag{II.18}$$

IV.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 $\lambda > 1$)
 $Q_I = P_{ci} = P_i = 42,6523 \text{ M j/Kg} = 42652,3 \text{ kJ /kg} .$

IV.4. Calcul de composition des gaz brûlés (mélange pauvre)

$$r_{CO2} = \frac{M_{CO2}}{M_{pc}} = \frac{0,0714}{0.730} = 0,0978 \tag{II.19}$$

$$r_{H2O} = \frac{M_{H2O}}{M_{pc}} = \frac{0,0665}{0.730} = 0,0910 \tag{II.20}$$

$$r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{pc}} = \frac{0,0417}{0,730} = 0,0571 \quad (\text{II.21})$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{pc}} = \frac{0,551}{0,730} = 0,7547 \quad (\text{II.22})$$

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

$$\sum r_i = 0,0978 + 0,0910 + 0,0571 + 0,7547 = 1$$

IV.5. Calcul d'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression $U_{air}^{T_c}$

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

$$T = 900 \text{ K} \longrightarrow U_{air}^{900} = 19594 \text{ Kj/Kmol}$$

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

$$\Delta T = 1000 - 900 = 100 \longrightarrow \Delta U = U_{air}^{1000} - U_{air}^{900} = 2453 \text{ Kj/Kmol}$$

$$\Delta T' = 1000 - 971,72 = 28,28 \text{ K} \longrightarrow \Delta U' = ?$$

$$\Delta U' = \frac{\Delta T' \cdot \Delta U}{\Delta T} = \frac{28,28 \cdot 2453}{100} = 693,71 \text{ Kj/Kmol}$$

$$U_{air}^{T_c} = U_{air}^{971,72} = U_{air}^{1000} - \Delta U' = 22047 - 693,71 = 21353,29 \text{ Kj/Kmol} \quad (\text{II.24})$$

IV.6. Calcul d'énergie interne des gaz brûlés résiduels à la fin de compression

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

$$T = 900 \text{ K} \longrightarrow U_{CO_2} = 29906 \text{ Kj/Kmol}$$

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

$$T = 971,72 \text{ K} \longrightarrow U_{CO_2} = 33159,93 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 900 \text{ K} \longrightarrow U_{H_2O} = 24436 \text{ Kj/Kmol}$$

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

$$T = 971,72 \text{ K} \longrightarrow U_{H_2O} = 26774,07 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 900 \text{ K} \longrightarrow U_{O_2} = 20389 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 1000 \text{ K} \longrightarrow U_{O_2} = 23013 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 971,72 \text{ K} \longrightarrow U_{O_2} = 22270,93 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 900 \text{ K} \longrightarrow U_{N_2} = 19385 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 1000 \text{ K} \longrightarrow U_{N_2} = 21791 \text{ Kj/Kmol}$$

$$T = 971,72 \text{ K} \longrightarrow U_{N_2} = 21110,58 \text{ Kj/Kmol}$$

$$U_{gpr}^{T_c} = U_{gpr}^{971,72} = \sum r_i \cdot U_i^{T_c} = \sum r_i \cdot U_i^{971,72} \quad (\text{II.25})$$

$$U_{gpr}^{T_c} = r_{CO_2} \cdot U_{CO_2}^{971,72} + r_{H_2O} \cdot U_{H_2O}^{971,72} + r_{O_2} \cdot U_{O_2}^{971,72} + r_{N_2} \cdot U_{N_2}^{971,72}$$

$$U_{gpr}^{971,72} = (0,0978 \cdot 33159,93) + (0,0910 \cdot 26774,07) + (0,0571 \cdot 22270,93) + (0,7547 \cdot 21110,58)$$

$$U_{gpr}^{971,72} = 22883,30 \text{ Kj/Kmol}$$

IV.7. Calcul L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression H_Z

$$H_Z = \frac{\zeta_Z \cdot Q_I}{\mu_r \cdot N_0 \cdot (1+\gamma)} + \frac{U_{air}^{Tc} + \gamma \cdot U_{gpr}^{Tc}}{\mu_r \cdot (1+\gamma)} + \frac{R_M \cdot \lambda_P \cdot T_C}{\mu_r} \tag{II.26}$$

$$H_Z = \frac{0,8 \cdot 42652,3}{1,048 \cdot 0,696 \cdot (1+0,0233)} + \frac{21353,29 + 0,0233 \cdot 22883,30}{1,048 \cdot (1+0,0233)} + \frac{8,314 \cdot 1,8 \cdot 971,72}{1,048}$$

$$H_Z = 79999,48 \text{ Kj/Kmol}$$

IV.8. Calcul de température des gaz brûlés à la fin de combustion

$$H^{2000} = \sum r_i \cdot H_i^{2000} = r_{CO2} \cdot H_{CO2}^{2000} + r_{H2O} \cdot H_{H2O}^{2000} + r_{O2} \cdot H_{O2}^{2000} + r_{N2} \cdot H_{N2}^{2000} \tag{II.27}$$

$$H^{2000} = (0,0978 \cdot 100904) + (0,091 \cdot 82846) + (0,0571 \cdot 67776) + (0,7547 \cdot 64796) = 70649,69 < H_Z(79999,48)$$

$$H^{2100} = (0,0978 \cdot 106985) + (0,091 \cdot 88019) + (0,0571 \cdot 71574) + (0,7547 \cdot 68400) = 74181,22 > H_Z(79999,48)$$

$$H^{2200} = (0,0978 \cdot 113099) + (0,091 \cdot 93246) + (0,0571 \cdot 75376) + (0,7547 \cdot 72020) = 78203,93 > H_Z(79999,48)$$

$$H^{2300} = (0,0978 \cdot 119231) + (0,091 \cdot 98519) + (0,0571 \cdot 79201) + (0,7547 \cdot 75652) = 82242,96 > H_Z(79999,48)$$

$$\Delta T = 2300 - 2200 = 100 \rightarrow \Delta H = H^{2300} - H^{2200} = (82242,96 - 78203,93) = 4039,13 \text{ Kj/Kmol}$$

$$X \rightarrow \Delta H' = H_Z - H^{2200} = (79999,48 - 78203,93) = 1795,55 \text{ Kj/Kmol}$$

$$X = \frac{\Delta H' \cdot \Delta T}{\Delta H} = \frac{(1795,55 \cdot 100)}{4039,13} = 44,45k$$

$$T_Z = 2200 + X = 2200 + 44,45 = 2244,45 \text{ K} \rightarrow T_Z = 2244,45 \text{ K}$$

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

IV.9. Calcul de pression des gaz brûlés à la fin de combustion P_Z

$$P_Z = \lambda_P \cdot P_C = 1,8 \cdot 9,85 = 17,73 \text{ MPa} \tag{II.28}$$

$$P_Z = 177,3 \text{ bars}$$

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

IV.10. Calcul de taux de détente préalable ρ_{dp}

$$\rho_{dp} = \frac{\mu_r}{\lambda_p} \cdot \frac{T_Z}{T_C} = \frac{1,048}{1,8} \cdot \frac{2244,45}{971,72} = 1,34 \tag{II.29}$$

$$\rho_{dp} = 1,34$$

IV.11. Calcul de pression maximale réelle à la fin de combustion P_{Zr}

$$P_{Zr} = 0,85 \cdot P_Z = 0,85 \cdot 17,73 = 15,07 \text{ MPa} \quad (\text{II.30})$$

IV.12. Calcul de rapport manométrique de compression λ

$$\lambda = \frac{P_Z}{P_C} = \frac{17,73}{9,85} = 1,80 \quad (\text{II.31})$$

V. 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 $\varepsilon = 19$ et $T_Z = 2244,45 \text{ K}$ on trouve $m_d = 1,24$.

- Valeur recommandées de m_d : [1,20.....1,30].

V.1. Calcul de pression de la fin de détente P_b

$$P_b = P_Z \cdot \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon}\right)^{m_d} = 17,73 \cdot \left(\frac{1,34}{19}\right)^{1,24} = 0,66 \text{ MPa} \quad (\text{II.32})$$

V.2. Calcul de température de la fin de détente T_b

$$T_b = T_Z \cdot \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon}\right)^{m_d-1} = 2244,45 \cdot \left(\frac{1,34}{19}\right)^{1,24-1} = 1187,72 \text{ MPa} \quad (\text{II.32})$$

- Valeur recommandées: $P_b = [1000.....1200] \text{ K}$

V.3. Calcul de vérification des gaz résiduels T_r

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1187,72}{\sqrt[3]{0,66/0,175}} = 763,04 \text{ K} \quad (\text{II.34})$$

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

$$\delta = \frac{800 - 763,04}{800} \cdot 100\% = 4,62 \%$$

L'écart permis est égale à 4 %

VI. 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) [21].

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, $V_Z = \rho_{dp} \cdot V_C = \rho_{dp} \cdot 1 = \rho_{dp}$

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) [21] 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,

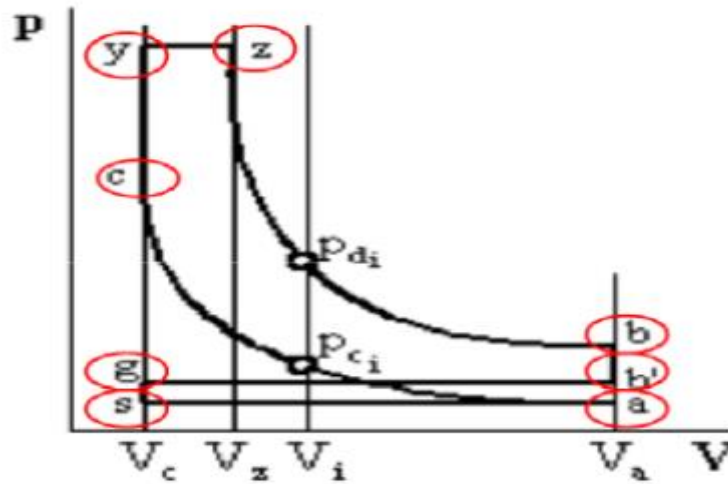


Figure II.1. Diagramme de cycle de référence [21].

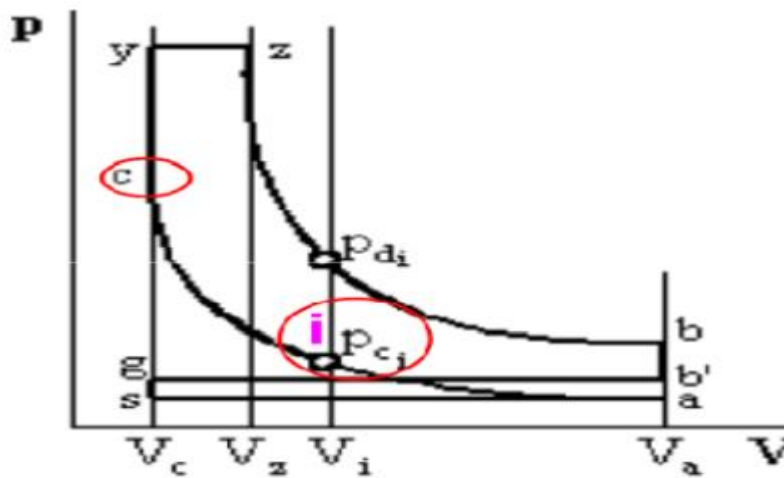


Figure II.2. le diagramme de cycle de référence [21].

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

On a ε_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 :

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

-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 ϵ_i il faut tenir compte dans la colonne de P_{di} de ce tableau d'une condition supplémentaire $\epsilon_i \geq P_{di}$ le tableau suivant montre les pressions en MPa.

ϵ_i (MPa)	P_{ci} (MPa)	P_{di} (MPa)	ϵ_i (MPa)	P_{ci} (MPa)	P_{di} (MPa)
19	$P_a = 0,185$	$P_b = 0,66$	3,5	1,815	5,391
18	0,199	0,708	3	2,235	6,527
17	0,215	0,760	2,8	2,453	7,109
16	0,233	0,819	2,6	2,712	7,794
15	0,255	0,887	2,4	3,021	8,607
14	0,279	0,966	2,2	3,398	9,587
13	0,309	1,059	2	3,864	10,790
12	0,344	1,170	1,80	4,455	12,296
11	0,387	1,303	1,70	4,812	13,200
10	0,440	1,467	1,60	5,222	14,230
9	0,507	1,671	1,50	5,698	15,416
8	0,595	1,934	1,40	6,254	16,793
7	0,712	2,282	1,34	6,635	$P_z = 17,73$
6,5	0,787	2,502	1,30	6,912	$P_z = 17,73$
6	0,877	2,763	1,25	7,288	$P_z = 17,73$
5,5	0,986	3,078	1,20	7,701	$P_z = 17,73$
5	1,122	3,464	1,15	8,156	$P_z = 17,73$
4,5	1,293	3,948	1,10	8,661	$P_z = 17,73$
4	1,516	4,568	1	$P_c =$ 9,850	$P_z = 17,73$

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

➤ Donc tracer le diagramme de cycle du moteur diesel 1.9 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 3) [21].

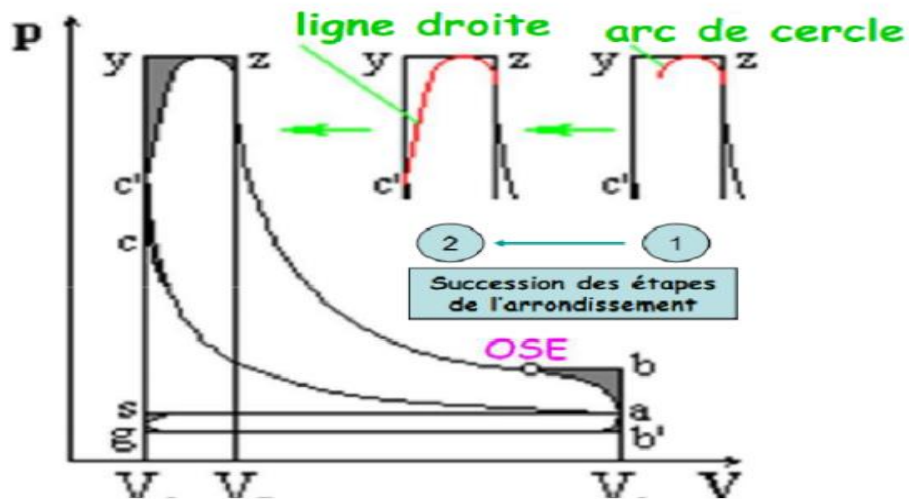


Figure II.3. Le diagramme du cycle de référence s'arrondi [21].

Arrondissement du diagramme du cycle de référence $c'c = (35... 50 \%)$. cy Pour l'établir le moment OSE on fait une construction auxiliaire à la partie supérieure ou inférieure de diagramme indicatif [20].

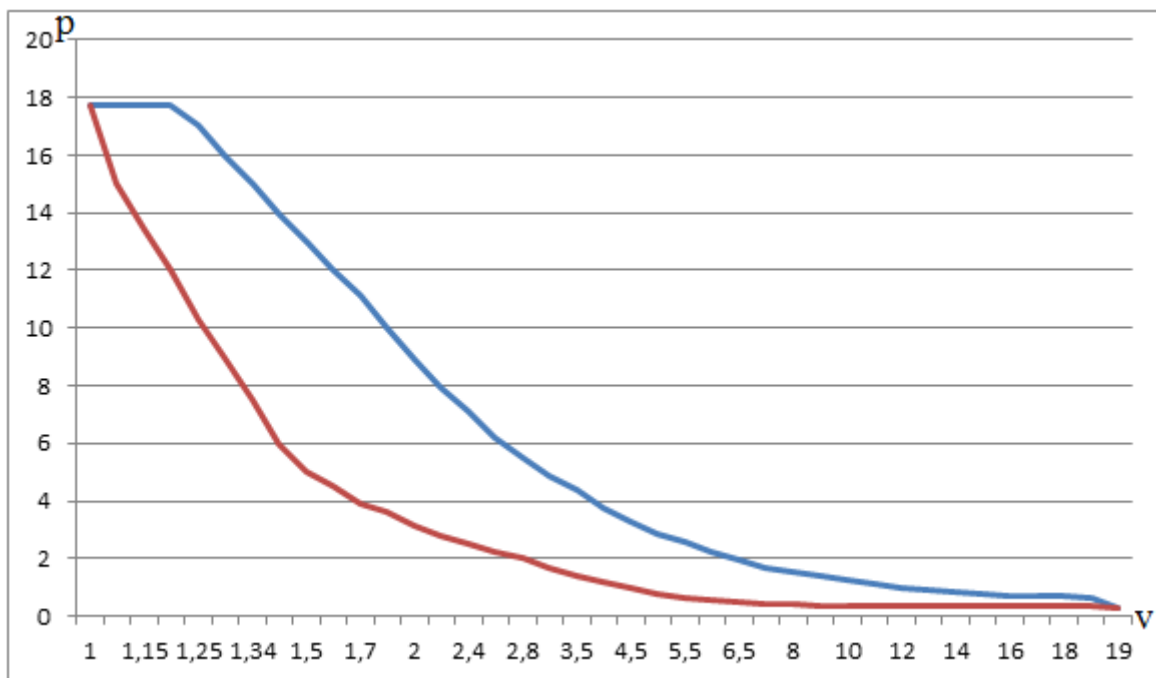


Figure II.4. Cycle réel du moteur diesel suralimenté 1.9 DCI

VII. Les paramètres caractéristiques du cycle

VII.1. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle de référence

a) Pression moyenne indicative P'_i

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda_p (\rho_{dp} - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho_{dp}}{m_d-1} \left(1 - \left(\frac{\rho_{dp}}{\varepsilon} \right)^{m_d-1} \right) - \frac{1}{m_c-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{m_c-1}} \right) \right] - \varphi_p (P_g - P_a) \quad (\text{II.37})$$

$$P'_i = \frac{9,85}{19-1} \left[1,8(1,34 - 1) + \frac{1,8 \cdot 1,34}{1,24-1} \left(1 - \left(\frac{1,34}{19} \right)^{1,24-1} \right) - \frac{1}{1,35-1} \left(1 - \frac{1}{19^{1,35-1}} \right) \right] - 0,16(0,175 - 0,185)$$

$$P'_i = 1,92 \text{ MPa}$$

b) Rendement indicatif η'_i

$$\eta'_i = R \cdot \frac{P'_i}{P_s} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{N_0 \cdot T_s}{P_{ci}} = 8,314 \cdot \frac{1,92}{0,20} \cdot \frac{1}{0,91} \cdot \frac{0,696 \cdot 349,05}{42652,3} = 0,50 \quad (\text{II.38})$$

VII.2. Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle réel

a) Calcul des grandeurs caractéristiques indicatives

✓ Pression moyenne indicative

$$P_i = \eta_p \cdot P'_i = 0,95 \cdot 1,92 = 1,824 \text{ MPa} \quad (\text{II.39})$$

- Valeurs recommandées = [0,95.....4,20] MPa

✓ Rendement thermique indicatif

$$\eta_i = \frac{L_i}{L'_i} \cdot \frac{L_i}{P_{ci}} = \eta_p \cdot \eta'_i = 0,95 \cdot 0,50 = 0,475 \quad (\text{II.40})$$

- Valeurs recommandées = [0,37.....0,48]

✓ Consommation spécifique indicative de carburante

$$C_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot P_{ci}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,475 \cdot 42652,3} = 177,69 \text{ g/kwh} \quad (\text{II.41})$$

b) Calcul des grandeurs caractéristiques effectives

✓ Pression moyenne effective

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = 0,85 \cdot 1,82 = 1,55 \text{ MPa} \quad (\text{II.42})$$

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

✓ Rendement thermique effectif

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,85 \cdot 0,475 = 0,40 \text{ MPa} \quad (\text{II.43})$$

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

✓ 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: $C_e = [200.....270] \text{ g/Kwh}$

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

$$G_h = C_e \cdot N_e = 0,211 \cdot 96 = 20,256 \text{ Kg/h} . \quad (\text{II.45})$$

VIII. Les principaux paramètres du moteur 1.9 dCI

VIII.1. Calcul La cylindrée totale du moteur V_t

$$V_t = 30. \tau \frac{N_e}{P_e \cdot n} = 30.4 \frac{96}{1,55 \cdot 4000} = 1,86 \text{ L} \quad (\text{II.46})$$

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

VIII.2. Calcul la cylindrée unitaire (volume entre le PMH et le PMB)

$$V_s = \frac{V_t}{i} = \frac{1,86}{4} = 0,465 \text{ L} \quad (\text{II.47})$$

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

VIII.3. Calcul des dimensions fondamentales du moteur

On peut prendre le rapport constructif $\Psi = S/D = 1.1625$, qui est la valeur recommandées de le rapport alésage/course $\Psi = [0,9 \dots 1,5]$ pour les moteurs diesel rapides.

- ✓ **L'alésage du cylindre D**

$$D = 100. \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot \Psi \cdot P_e \cdot i \cdot n}} = 100. \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 96}{\pi \cdot 1,1625 \cdot 1,55 \cdot 4 \cdot 4000}} = 79,83 \text{ mm} \quad (\text{II.48})$$

- ✓ **La course du piston S**

$$S = D \cdot \Psi = 79,83 \cdot 1,1625 = 92,80 \text{ mm} \quad (\text{II.49})$$

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

- L'alésage: **D= 80 mm**
- Course de piston: **S= 93 mm**

VIII.4. On essayera de vérifier les paramètres précédemment calculés

- ✓ **La cylindrée totale du moteur V_t**

$$V_t = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 80^2 \cdot 93 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,87 \text{ L} \approx 1,9 \text{ L}$$

- ✓ **La puissance effective N_e**

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_t \cdot n}{30 \cdot 4} = \frac{1,55 \cdot 1,87 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 96,61 \text{ KW}$$

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

$$\delta = \frac{96,61 - 96}{96} \cdot 100\% = 0,63\%$$

Cette nouvelle puissance peut différer de telle précisée par le thème de projet à 0,63% .

✓ **Le couple moyen effectif**

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \frac{N_e}{\pi \cdot n} = 3 \cdot 10^4 \frac{96,61}{\pi \cdot 4000} = 230,64 \text{ N.m} \quad (\text{II.50})$$

✓ **La consommation horaire du combustible G_h**

$$G_h = N_e \cdot C_e = 96,61 \cdot 0,211 = 20,38 \text{ Kg/h}$$

VIII.5. La vitesse moyenne du piston V_{pm}

$$V_{pm} = \frac{s \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{93 \cdot 4000}{3 \cdot 10^4} = 12,4 \text{ m/s} \quad (\text{II.51})$$

IX. 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 :

$$n_{max} = (1,1 \div 1,2) \cdot n = 1,15 \cdot 4000 = 4600 \text{ tr/min}$$

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

On choisit les régimes de calcule suivants:

500, 1000,1500, 2000, 3000,4000, 4600.5000.

Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation [23].

IX.1. La puissance effective (KW)

$$N_e \cdot x = N_e \frac{n_x}{n} [1 + \frac{n_x}{n} + (\frac{n_x}{n})^2] = 96,61 \frac{n_x}{4000} [1 + \frac{n_x}{4000} + (\frac{n_x}{4000})^2] = ? \quad (\text{II.52})$$

IX.2. Le couple moyen effectif (N.m)

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

IX.3. La pression moyenne effective (M Pa)

$$P_e \cdot x = \frac{3 \cdot \tau \cdot N_e \cdot x}{V_t \cdot n_x} = \frac{3 \cdot 4 \cdot N_e \cdot x}{1,87 \cdot n_x} = ? \quad (\text{II.54})$$

IX.4. La consommation horaire de combustion g/KW

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

IX.5. La consommation horaire de combustible Kg/h

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

IX.6. Le coefficient du remplissage du cylindre

$$\eta_{V \cdot x} = \frac{L_0 \cdot \rho_{air} \cdot \lambda_x \cdot (C_e \cdot x) \cdot (P_e \cdot x)}{360 \cdot \rho_0} = ? \quad (II.57)$$

- Ici λ_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 [23].

- 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 :

Paramètres du moteur	x : Vitesse de rotation du vilebrequin, (tr/min)							
	500(min)	1000	1500	2000	3000	4000	4600(max)	5000
Puissance effective. $N_{e \cdot x}$, [kw].	13,40	28,68	44,72	60,38	86,04	96,61	91,94	83,02
Couple effective $M_{e \cdot x}$, [N.m].	255,92	273,87	284,70	288,29	273,87	230,61	190,86	158,56
Pression Moyenne effective $P_{e \cdot x}$, [MPa].	0,17	0,18	0,19	0,19	0,18	0,15	0,13	0,11
Consommation Horaire effective $C_{e \cdot x}$, [$\frac{g}{kw} \cdot h$].	247,93	242,65	237,38	232,1	221,55	211	204,67	200,45
Consommation Horaire $G_{h \cdot x}$, [$\frac{kg}{h}$].	3,32	6,96	10,62	14,01	19,06	20,38	18,82	16,64
Coefficient d'excédent d'air λ_x .	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2	2,3	2,6
Le coefficient du remplissage du cylindre $\eta_{V \cdot x}$	0,12	0,13	0,14	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11

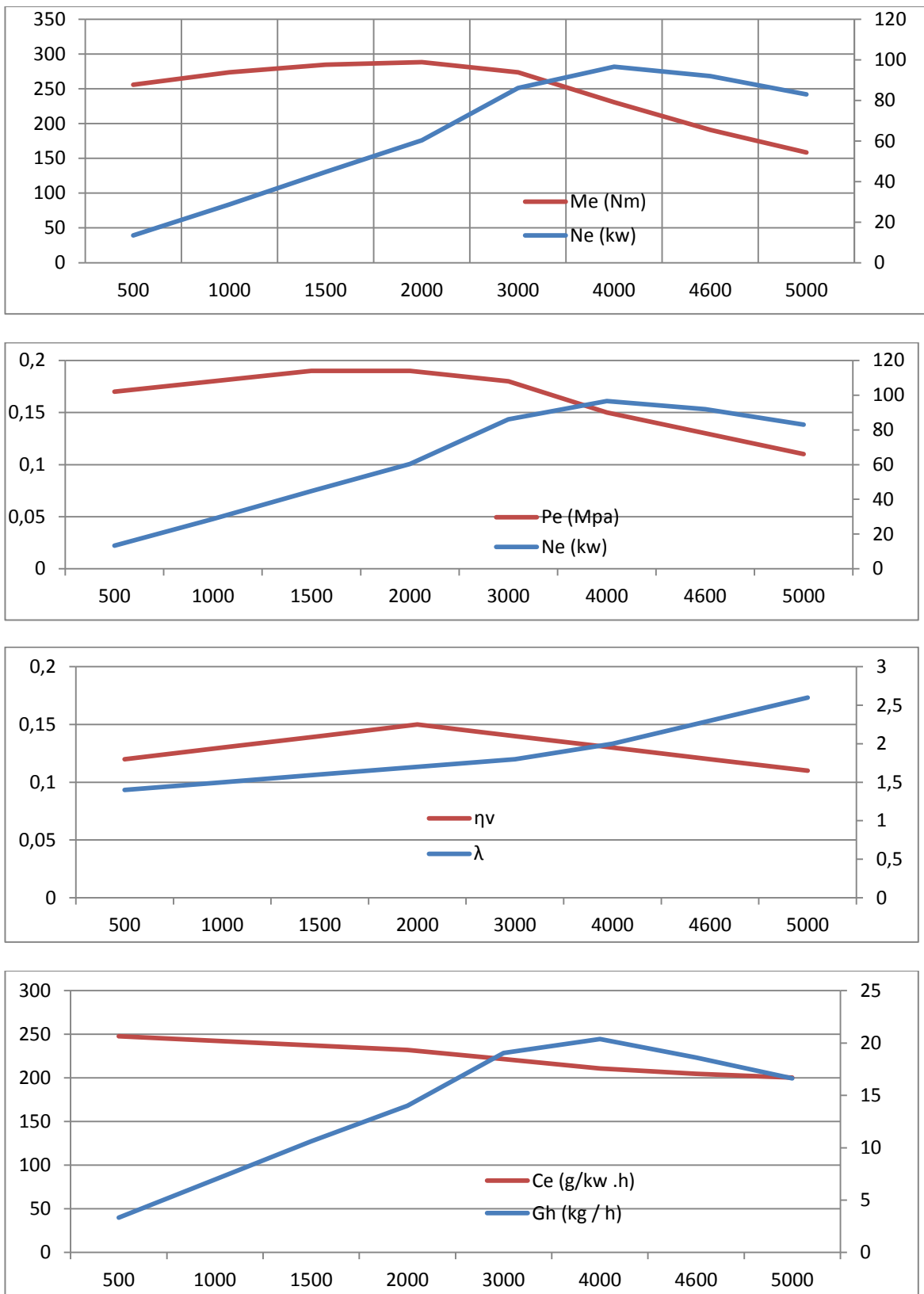


Figure II.5. Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

❖ *Interprétation des courbes*

Les résultats obtenus par le programme du calcul sous Excel, nous permet d'avoir une présentation graphique des différentes courbes (couple, puissance, consommation horaire effective, consommation horaire et coefficient de d'excédent d'air λ , Le coefficient du remplissage du cylindre η_v) en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

graphe 1 (M_e, N_e) :

Nous avons sur l'axe horizontal la vitesse de rotation du vilebrequin (tours/min) et sur l'axe vertical un nombre de puissance effective et de couple effectif.

Notez sur le graphique que le moteur a un couple important qui augmente dans cette zone entre [500,2000] tours / minute, et diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse du vilebrequin, tandis que la courbe de puissance augmente avec la vitesse du vilebrequin jusqu'à un maximum de 96,61kW, où il existe une relation étroitement liée à ces deux aspects: énergie = vitesse de rotation \times vitesse.

graphe 2 (P_e, N_e) :

Nous avons sur l'axe horizontal la vitesse de rotation du vilebrequin (tours/min) et sur l'axe vertical le nombre de la puissance effective et la pression moyenne effective.

La pression et la puissance moteur sont représentés en fonction du régime sur un même graphique. la courbe du pression est augmenté jusque le max 0.19 MPa a 2000tour/min. La courbe de puissance a un maximum de 96.61kw à 4000 tour/min.

graphe 3 (λ, η_v) :

Sur l'axe horizontal nous avons le nombre de tour (tr/min) et sur l'axe vertical nous avons le nombre de coefficient de d'excédent d'air λ et le coefficient du remplissage du cylindre η_v .

Le coefficient d'excédent d'air λ et le coefficient du remplissage du cylindre η_v sont représentés en fonction du régime sur un même graphique. Les deux courbes sont très similaires en sens inverse. Où le coefficient de coefficient de d'excédent d'air λ augmente Compensé par une baisse de coefficient remplissage du cylindre η_v . Ce que nous avons synchronisé à la fois avec la vitesse de rotation du vilebrequin.

graphe 4 (G_h, C_e) :

Sur l'axe horizontal nous avons le nombre de tour (tr/min).et sur l'axe vertical nous avons le nombre de la consommation horaire effective, consommation horaire. La consommation horaire effective et la consommation horaire sont représentées en fonction du régime sur un même graphique. Le diagramme de consommation nous montrons la quantité de carburant nécessaire pour certain puissance. Nous voyons que le moteur développe le maximum force de rotation entre [3000,4000]tr/min beaucoup de consommation horaire, Alors que la

consommation horaire effective diminue légèrement avec l'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin.

X. Calcul des dimensions principales de piston du moteur 1.9 DCI

✓ Choix des dimensions

Le choix des dimensions de notre piston se base 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=80mm** et **S=93mm**.

On utilise le tableau suivant pour déterminer les différentes dimensions du piston [23] :

Dimensions principales du piston	Symbol	Intervalle de choix	Choix	Valeur (mm)
Epaisseur du front de piston	δ	$(0,05 \div 0,10)D$	0,09 D	7
Hauteur du piston	H	$(0,8 \div 1,3)D$	1,05 D	84
Hauteur entre le front du piston et l'axe du pied de bielle	h_1	$(0,45 \div 0,47)D$	0,46 D	37
Hauteur de la partie du guidage du piston	h_g	$(0,6 \div 0,8)D$	0,7 D	56
Diamètre d'appui pour l'axe du piston	d	$(0,3 \div 0,5)D$	0,4 D	32
Distance entre deux appuis	b	$(0,3 \div 0,5)D$	0,35 D	28
Epaisseur de la partie d'étanchéité	s	$(0,05 \div 0,10)D$	0,075 D	6
Epaisseur du paroi de la partie de guidage	δ_g	$(1,5 \div 4,5)D$	2,5 D	200
Distance au front de piston à la première rainure de segment	e	$(0,06 \div 0,12)D$	0,08 D	6
Epaisseur entre les rainures des segments	h_r	$(0,03 \div 0,05)D$	0,04 D	3
Nombre d'ouvertures pour l'huile	n_h	6 ÷ 12	8	8
Diamètre du trou d'huile	d_h	$(0,03 \div 0,05)D$	0,04 d	1,28
Diamètre de l'ouverture	d_a	$(0,22 \div$	0,25 D	20

pour axe du piston		0,28)D	
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	Δt	0,5	0,5

Tableau II.5. Les différentes dimensions principales du piston.

XI. Calcul les dimensions principales de la bielle d'un moteur 1.9 dCI

On utilise le tableau suivant pour déterminer les différentes dimensions de la bielle [23] :

Dimensions principales de la bielle	Symboles	Intervalle de choix	Choix	Valeur (mm)
Diamètre d'ouverture pour l'axe avec coussinet	d_c	$(1,1 \div 1,25)d_a$	1,17 d_a	23
Diamètre extérieur du pied de la bielle	d_p	$(1,5 \div 1,65)d_a$	1,6 d_a	32
Longueur du pied de la bielle	l_m	$(0,28 \div 0,32)D$	0,30 D	24
Epaisseur minimale du pied de la bielle	h_p	$(0,16 \div 0,27)d_a$	0,16 d_a	3
Epaisseur du coussinet	S_c	$(0,025 \div 0,085)d_a$	0,050 d_a	1
Hauteur minimale du profil de la bielle	h_{min}	$(0,50 \div 0,85)d_p$	0,50 d_p	16
Diamètre de l'ouverture de la tête de bielle	d_t	$(0,56 \div 0,75)D$	0,65 D	52
Distance entre les boulons	c	$(1,30 \div 1,75)d_t$	1,50 d_t	78
Largeur de la tête	l_t	$(0,45 \div 0,95)d_t$	0,70 d_t	36
Section de la bielle	h_p	$(1,2 \div 1,40)h_{min}$	1,3 h_{min}	21
	b_b	$(0,50 \div 0,60)l_m$	0,55 l_m	13
	a_b	$(2,5 \div 4)$	3	3
Epaisseur du coussinet dans la tête de bielle	faible	t_c	$(0,03 \div 0,05)d_t$	2
	grande		0,1 d_t	5

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

XII. Calcul les dimensions principales du vilebrequin d'un moteur 1.9 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 [23]

Dimensions principales du Vilebrequin	Symbole	Intervalle des valeurs	Choix	Valeur choisie
Distance entre les appuis des paliers	l_1	$(1,10 \div 1,25)D$	0,20 D	16
Diamètre du tourillon	d_t	$(0,6 \div 0,8)D$	0,7 D	56
Longueur du tourillon du milieu	l_t	$(0,5 \div 0,6)d_t$	0,55 d_t	31
Longueur du tourillon de cote		$(0,74 \div 0,84)d_t$	0,80 d_t	45
Diamètre du maneton	d_m	$(0,55 \div 0,7)D$	0,65 D	52
Epaisseur du flasque	δ	$(0,15 \div 0,35)d_m$	1,25 d_m	65
Largeur du flasque	b	117	117	117
Distance du centre de gravité de contre poids à l'axe du vilebrequin	r	66	66	66
Longueur du maneton	l_m	26,5	26,5	26,5
Hauteur du flasque	h_f	$(1,7 \div 1,9)d_m$	1,8 d_m	94
Rayon	r_a	$(0,06 \div 0,1)d_m$	0,08 d_m	4
Distance entre les contre poids	l_z	30	30	30
Longueur totale du vilebrequin	l_t	506,5	506,5	506,5
Distance du centre de gravité de la masse non équilibre à l'axe du vilebrequin	ρ	23	23	23
Hauteur du contre poids	h_{cp}	20	20	20
Rayon de la manivelle	R	46	46	46

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

Chapitre 3

Etude Cinématique et Dynamique du Moteur 1.9 DCI

Comporte deux volets :

- ✓ *Le premier volet concerne la détermination des fonctions du déplacement, vitesses et accélérations du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ainsi que leurs représentations graphiques.*
- ✓ *Le deuxième volet porte sur la dynamique commençant par le calcul des masses du groupe piston, bielle et vilebrequin et par suite le calcul des forces agissant sur le système et en termine par les tracés des courbes de ces efforts.*

I. Etude cinématique du moteur 1.9 dCI

I.1. Généralités

L'étude de la cinématique d'embellage est nécessaire pour le calcul des variations de volume de la cylindrée qui résultent du déplacement du piston et pour les calculs relatifs à la détermination des efforts, à la résistance des organes, à l'équilibrage des forces d'inertie, ... etc. [24].

Pour étudier la cinématique du moteur il faut avoir des données de départ comme suit :

- ✓ Longueur de la bielle : $L = 192 \text{ mm}$.
- ✓ Course du piston : $S = 93 \text{ mm}$.
- ✓ Rayon de la manivelle : $R = S / 2 = 46,5 \text{ mm}$
- ✓ Le rapport du rayon de la manivelle par rapport à la 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 : F_P donc $F_P = \pi \cdot D^2 / 4 = 5026,55 \text{ mm}^2 = 0,005026 \text{ m}^2$.
- ✓ 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 lie le déplacement, la vitesse et l'accélération en fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin. A la fin de cette étude on peut facilement tracer les graphiques du déplacement, vitesses et accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [24].

I.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 $OC = L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi$

β : l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

φ : l'angle de rotation du vilebrequin.

De ces équations on aura la relation 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 φ . En posant $\lambda = R/L$. Tel que : λ est appelée le coefficient de construction de la bielle-manivelle [24].

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

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

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

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

Cos 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 : $\cos \beta = 1 - (1/2) \cdot (\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi)$

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

On a : $\sin^2 \varphi = (1 - \cos 2\varphi) / 2$. Donc : $X = R [(1 - \cos \varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4]$; [25] (III.58)

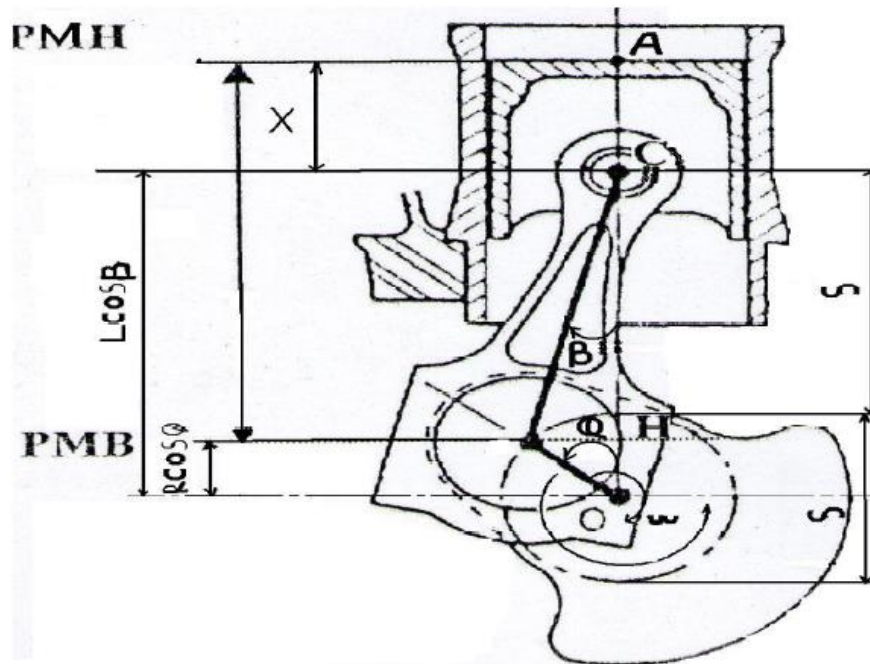


Figure III.1. Déplacement du piston [24].

I.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 :

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

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

Alors : $V_c = R \cdot \omega \cdot [\sin \varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi]$, [24] (III.59)

I.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 :

$$Y_c = d^2X/dt^2 = dv/dt = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \text{ Donc : } dv/d\varphi = R \cdot \omega^2 [\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi]; \quad [24] \quad (\text{III.60})$$

Les valeurs de X_c et V_c et Y_c sont représentent dans **le tableau III.1** Suivant :

Angle φ [degré]	Position X_c [mm]	Vitesse V_c [m/min]	Accélération Y_c [m/s ²]
0	0	0	10106,425
10	0,875	250,775	9864,637
20	3,457	489,606	9157,263
30	7,625	705,430	8036,445
40	13,184	888,867	6583,195
50	19,885	1032,841	4899,269
60	27,435	1132,977	3097,130
70	35,523	1187,735	1289,135
80	43,837	1198,275	-422,824
90	52,080	1168,080	-1956,082
100	59,986	1102,393	-3253,408
110	67,331	1007,537	-4286,027
120	73,935	890,196	-5053,213
130	79,664	756,761	-5578,609
140	84,427	612,787	-5903,855
150	88,165	462,650	-6080,363
160	90,848	309,408	-6160,371
170	92,462	154,894	-6188,405
180	93,000	0	-6194,261
190	92,462	-154,894	-6188,405
200	90,848	-309,408	-6160,371
210	88,165	-462,650	-6080,363
220	84,427	-612,787	-5903,855
230	79,664	-756,761	-5578,609
240	73,935	-890,196	-5053,213
250	67,331	-1007,537	-4286,027
260	59,986	-1102,393	-3253,408
270	52,080	-1168,080	-1956,082
280	43,837	-1198,275	-422,824
290	35,523	-1187,735	1289,135
300	27,435	-1132,977	3097,130
310	19,885	-1032,841	4899,269
320	13,184	-888,867	6583,195
330	7,625	-705,430	8036,445
340	3,457	-489,606	9157,263

350	0,875	-250,775	9864,637
360	0	0	10106,425
370	0,875	250,775	9864,637
380	3,457	489,606	9157,263
390	7,625	705,430	8036,445
400	13,184	888,867	6583,195
410	19,885	1032,841	4899,269
420	27,435	1132,977	3097,130
430	35,523	1187,735	1289,135
440	43,837	1198,275	-422,824
450	52,080	1168,080	-1956,082
460	59,986	1102,393	-3253,408
470	67,331	1007,537	-4286,027
480	73,935	890,196	-5053,213
490	79,664	756,761	-5578,609
500	84,427	612,787	-5903,855
510	88,165	462,650	-6080,363
520	90,848	309,408	-6160,371
530	92,462	154,894	-6188,405
540	93,000	0	-6194,261
550	92,462	-154,894	-6188,405
560	90,848	-309,408	-6160,371
570	88,165	-462,650	-6080,363
580	84,427	-612,787	-5903,855
590	79,664	-756,761	-5578,609
600	73,935	-890,196	-5053,213
610	67,331	-1007,537	-4286,027
620	59,986	-1102,393	-3253,408
630	52,080	-1168,080	-1956,082
640	43,837	-1198,275	-422,824
650	35,523	-1187,735	1289,135
660	27,435	-1132,977	3097,130
670	19,885	-1032,841	4899,269
680	13,184	-888,867	6583,195
690	7,625	-705,430	8036,445
700	3,457	-489,606	9157,263
710	0,875	-250,775	9864,637
720	0	0	10106,425

Tableau III.1. Les valeurs de X_c et V_c et Y_c

I.5. Représentation graphique des fonctions : X_c , V_c , Y_c en fonction de φ

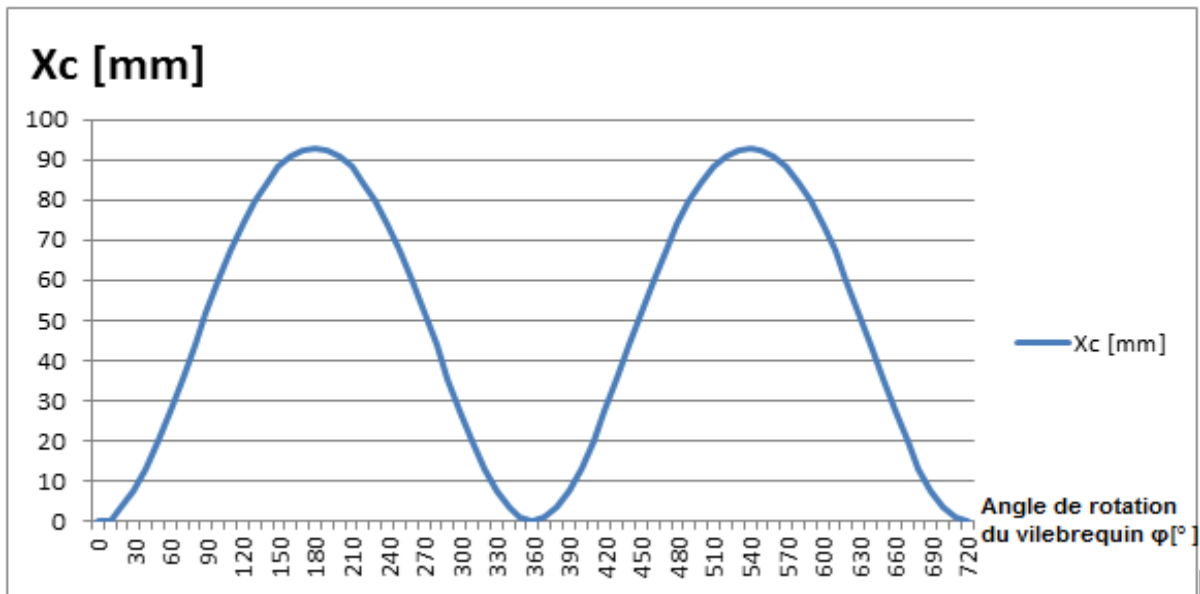


Figure III.2. Représentation graphique de $X_c = f(\varphi)$

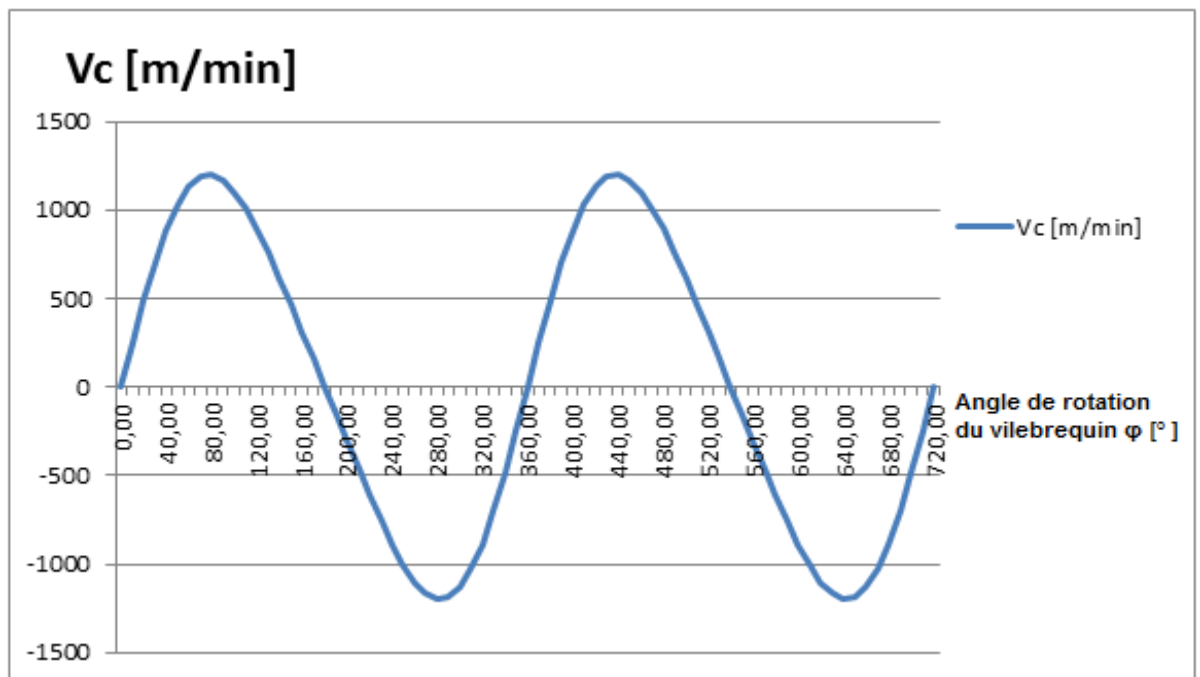


Figure III.3. Représentation graphique de $V_c = f(\varphi)$

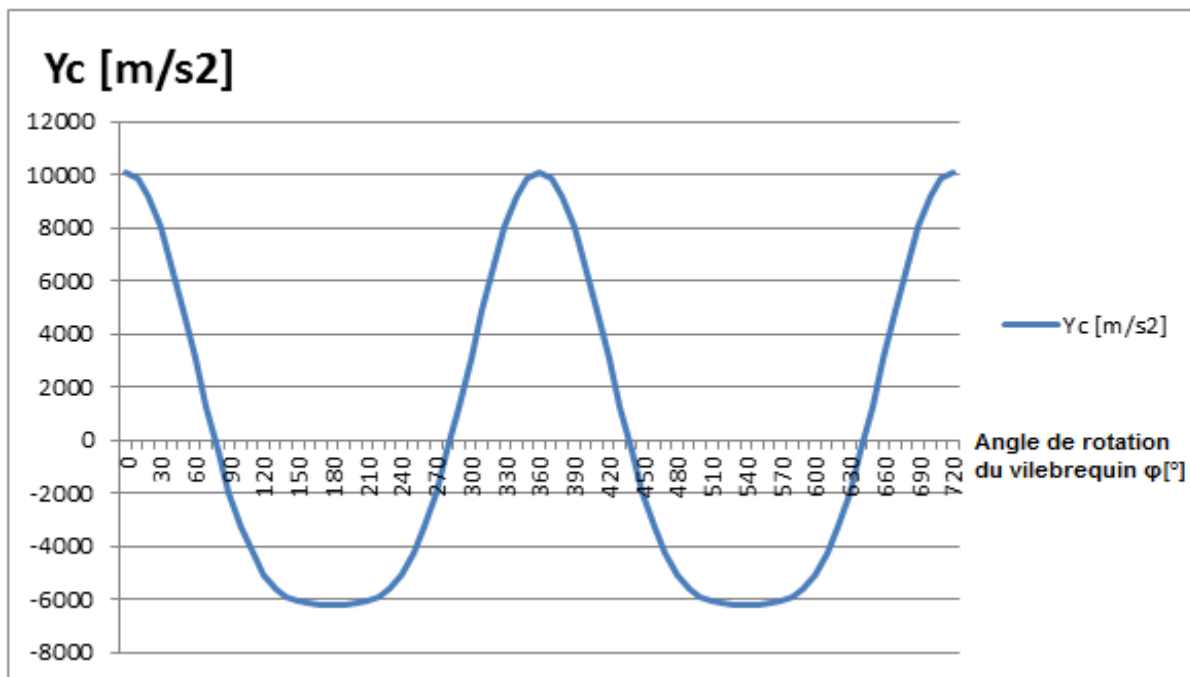


Figure III.4. Représentation graphique de $Y_c = f(\varphi)$

II. Etude dynamique du moteur 1.9 dCI

II.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 différents organes [26].

II.2. Calcul des masses

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

II.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] ; [26]. (III.61)

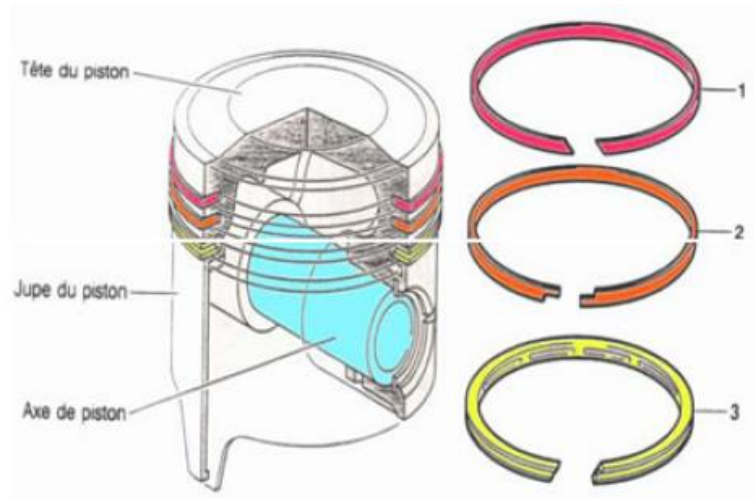


Figure III.5. Masse du groupe Piston [24].

II.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 : (III.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 [26].

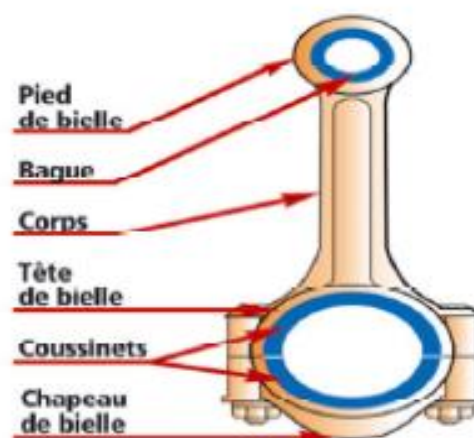


Figure III.6. Masse de la bielle [24].

II.2.3. Masse du coude du vilebrequin m_c

Relation de ce mouvement de rotation est comme suit :

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

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

$m_{bras(\rho)}$: masse des bras concentrées au tourillon [26].

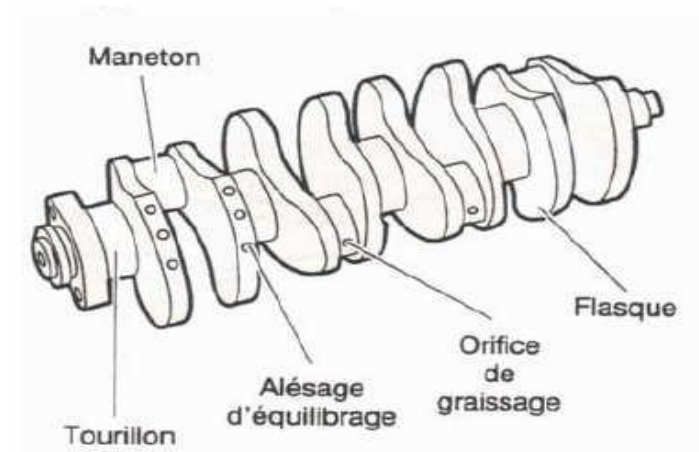


Figure III.7. Masse du coude du vilebrequin [24].

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

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

On déduit que : $m_{bras(R)} = (\rho / R) \cdot m_{bras(\rho)}$; [26].

II.2.4. Masses en mouvement de translation m

Relation de ce mouvement de translation est comme suit $m = m_{gp} + m_1$; [26]. (III.65)

II.2.5. Masses en mouvement de rotation m_r

Relation de ce mouvement de rotation est comme suit : $m_r = m_c + m_2$. (III.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 [26].

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.3. Forces exercées sur le système bielle-manivelle

Au cours de fonctionnement du moteur, le système bielle-manivelle est soumis aux efforts suivants : [26].

_ L'effort issue 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.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_g . Donc : $P_E = P_g + P_j$ [N] ; [26]. (III.67)

On :

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

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

II.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 ; [26].

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 [26].

✓ 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 : $m_1 = 0.2375$ [kg]

$m_2 = 0.966$ [kg] et $m = 1.7235$ [kg] ; Alors : $P_j = -1.7235 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$

On : $P_j = -1.7235 \cdot (J_1 + J_2) = -1.7235 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi - 1.7235 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$. (III.68)

Détermination de I_G : d'après l'équation (*), on a : $I_G = 0.0379$ N.m.s²

II.4.2. Forces centrifuge P_c

C'est la force centrifuge du coude du vilebrequin, elle est donnée par :

$$P_c = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \text{ [kg]} \quad \text{et} \quad m_r = m_c + m_2 \text{ [26].}$$

Tant qu'est constante la force centrifuge reste constante aussi ; son point d'application est le centre de maneton [26].

II.4.3. Forces des gaz Pg

Relation de cette forces des gaz est comme suit : $P_g = P - P_0$ [Mpa].....(*). Ou : (III.69)

-Pg : les forces des gaz [26].

-P : effort des gaz exercée sur la tête du piston on déterminer à partir des **tableaux II.3 et III.2.**

- P0: effort provoqué par la pression ambiante qui existe au-dessus du piston, on prendre

$P_0 = 0,05 \text{ Mpa}$. D'après calculer l'équation III.69 on existe : $P_g = P \cdot F_p$

Avec : - P : pression des gaz [Mpa]. Et F_p : surface de la tête du piston [m^2].

$$\text{Tel que : } F_p = \pi \cdot D^2 / 4 \quad \text{An : } F_p = \pi \cdot (0,080)^2 / 4 \quad \longrightarrow \quad F_p = 0,00503 \text{ m}^2$$

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

$$V_t = n \times V_s \quad \text{et} \quad V_s = L \times \pi D^2 / 4 \quad (\text{cylindre unitaire}) ; \quad V_{\text{totale unitaire}} = V_s + V_{\text{mort}} \quad (\text{III.70})$$

$$\text{AN : } V_s = 9,2 \times 3,14 \times (8,0)^2 / 4 = 462,44 \text{ cm}^3 \quad \longrightarrow \quad V_t = 4 \times 462,44 = 1850 \text{ cm}^3 \approx 1,9 \text{ litre.}$$

$$\text{On a : } \epsilon = (V_s + V_{\text{mort}} / V_{\text{mort}}) = 19 \quad \text{dont :} \quad (\text{III.71})$$

$$v_{\text{mort}} (V \text{ compression}) = V_s / \epsilon - 1 = 462,44 / 18 = 25,69 \text{ cm}^3$$

Les valeurs de pression Pg en fonction de l'angle φ les résultats dans le **tableau III.2** Suivant:

Angle φ [°]	VS(cylindre) [cm³]	Vcompression=Vmort[cm³]	Vtoatale[cm³]	Rapport volumetrique ε	P [Mpa]	Pg [N] Pg=(P-P0)×FP
0	0	25,69	25,69	1	0,185(P_a)	679,05
10	4,34576	25,69	30,03576	1,16916	0,185(P_a)	679,05
20	17,18208	25,69	42,87208	1,68824	0,185(P_a)	679,05
30	37,90608	25,69	63,59608	2,47552	0,185(P_a)	679,05
40	65,57325	25,69	91,26325	3,55248	0,185(P_a)	679,05
50	98,93763	25,69	124,62763	4,85121	0,185(P_a)	679,05
60	136,54227	25,69	162,23227	6,31499	0,185(P_a)	679,05
70	176,81939	25,69	202,50939	7,88281	0,185(P_a)	679,05
80	218,20084	25,69	243,89084	9,49361	0,185(P_a)	679,05
90	259,19043	25,69	284,88043	11,08915	0,185(P_a)	679,05
100	298,46186	25,69	324,15186	12,61782	0,185(P_a)	679,05
110	334,89984	25,69	360,58984	14,03619	0,185(P_a)	679,05
120	367,63524	25,69	393,32524	15,31044	0,185(P_a)	679,05
130	396,03003	25,69	421,72003	16,41573	0,185(P_a)	679,05
140	419,63208	25,69	445,32208	17,33445	0,185(P_a)	679,05
150	438,18013	25,69	463,87013	18,05645	0,185(P_a)	679,05
160	451,50338	25,69	477,19338	18,57506	0,185(P_a)	679,05
170	459,51642	25,69	485,20642	18,88697	0,185(P_a)	679,05
180	462,19413	25,69	487,88413	18,99121	0,185(P_a)	679,05

190	459,51642	25,69	485,20642	18,88697	0,186	684,08
200	451,50338	25,69	477,19338	18,57506	0,190	704,20
210	438,18013	25,69	463,87013	18,05645	0,198	744,44
220	419,63208	25,69	445,32208	17,33445	0,215	829,95
230	396,03003	25,69	421,72003	16,41573	0,233	920,49
240	367,63524	25,69	393,32524	15,31044	0,255	1031,15
250	334,89984	25,69	360,58984	14,03619	0,279	1151,87
260	298,46186	25,69	324,15186	12,61782	0,344	1478,82
270	259,19043	25,69	284,88043	11,08915	0,389	1705,17
280	218,20084	25,69	243,89084	9,49361	0,507	2298,71
290	176,81939	25,69	202,50939	7,88281	0,676	3148,78
300	136,54227	25,69	162,23227	6,31499	0,877	4159,81
310	98,93763	25,69	124,62763	4,85121	1,516	7373,98
320	65,57325	25,69	91,26325	3,55248	2,235	10990,55
330	37,90608	25,69	63,59608	2,47552	3,864	19184,42
340	17,18208	25,69	42,87208	1,68824	4,857	24179,21
350	4,34576	25,69	30,03576	1,16916	7,976	39867,78
360	0	25,69	25,69	1	9,85(Pc)	49294,00
370	4,34576	25,69	30,03576	1,16916	17,73(Pz)	88930,40
380	17,18208	25,69	42,87208	1,68824	13,314	66717,92
390	37,90608	25,69	63,59608	2,47552	8,283	41411,99
400	65,57325	25,69	91,26325	3,55248	5,292	26367,26
410	98,93763	25,69	124,62763	4,85121	3,596	17836,38
420	136,54227	25,69	162,23227	6,31499	2,593	12791,29
430	176,81939	25,69	202,50939	7,88281	1,969	9642,57
440	218,20084	25,69	243,89084	9,49361	1,564	7615,42
450	259,19043	25,69	284,88043	11,08915	1,318	6378,04
460	298,46186	25,69	324,15186	12,61782	1,099	5276,47
470	334,89984	25,69	360,58984	14,03619	0,963	4592,39
480	367,63524	25,69	393,32524	15,31044	0,865	4099,45
490	396,03003	25,69	421,72003	16,41573	0,793	3737,29
500	419,63208	25,69	445,32208	17,33445	0,741	3475,73
510	438,18013	25,69	463,87013	18,05645	0,705	3294,65
520	451,50338	25,69	477,19338	18,57506	0,681	3173,93
530	459,51642	25,69	485,20642	18,88697	0,666	3093,48
540	462,19413	25,69	487,88413	18,99121	0,66 (Pb)	306,83
550	459,51642	25,69	485,20642	18,88697	0,20 (Ps)	75,45
560	451,50338	25,69	477,19338	18,57506	0,20 (Ps)	75,45
570	438,18013	25,69	463,87013	18,05645	0,20 (Ps)	75,45
580	419,63208	25,69	445,32208	17,33445	0,20 (Ps)	75,45
590	396,03003	25,69	421,72003	16,41573	0,20 (Ps)	75,45
600	367,63524	25,69	393,32524	15,31044	0,20 (Ps)	75,45
610	334,89984	25,69	360,58984	14,03619	0,20 (Ps)	75,45
620	298,46186	25,69	324,15186	12,61782	0,20 (Ps)	75,45
630	259,19043	25,69	284,88043	11,08915	0,20 (Ps)	75,45
640	218,20084	25,69	243,89084	9,49361	0,20 (Ps)	75,45
650	176,81939	25,69	202,50939	7,88281	0,20 (Ps)	75,45
660	136,54227	25,69	162,23227	6,31499	0,20 (Ps)	75,45
670	98,93763	25,69	124,62763	4,85121	0,20 (Ps)	75,45
680	65,57325	25,69	91,26325	3,55248	0,20 (Ps)	75,45
690	37,90608	25,69	63,59608	2,47552	0,20 (Ps)	75,45
700	17,18208	25,69	42,87208	1,68824	0,20 (Ps)	75,45
710	4,34576	25,69	30,03576	1,16916	0,20 (Ps)	75,45
720	0	25,69	25,69	1	0,20 (Ps)	75,45

le tableau III.2. Les valeurs de pression Pg en fonction de l'angle φ

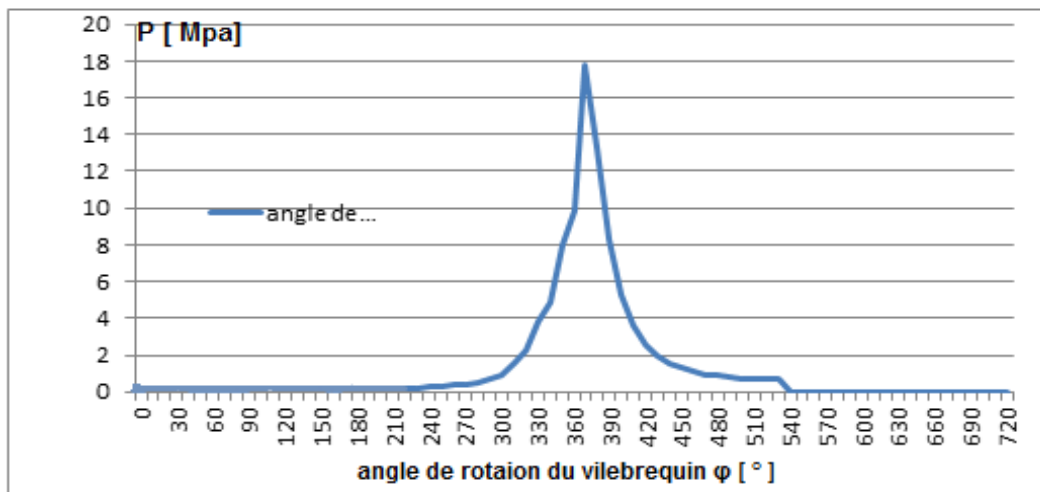


Figure III.8. Diagramme de pression du gaz P exercée sur la tête de piston.

II.4.3. Analyse des forces

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure III.9 ; 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].

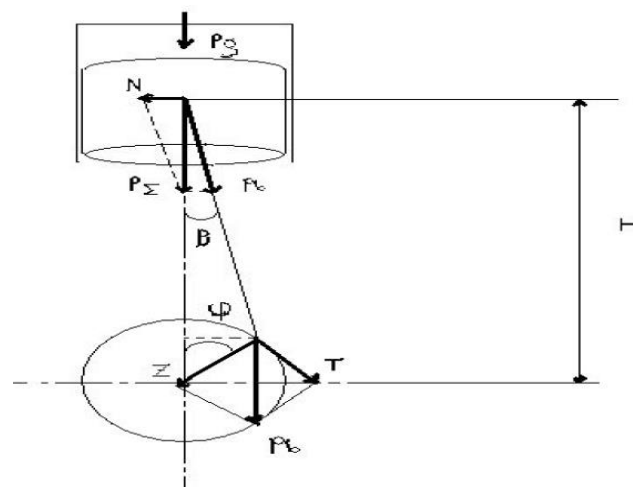


Figure III.9. Analyse des forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle [25].

A partir de la figure III.9 on peut déterminer ces efforts :

$$Pb = P\Sigma \cdot (1 / \cos\beta) \quad (III.72)$$

$$Tg = N/P\Sigma \longrightarrow N = P\Sigma \cdot \operatorname{tg}\beta$$

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

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

$$\cos(\varphi + \beta) = Z / Pb \longrightarrow Z = Pb \cdot \cos(\varphi + \beta) \quad (III.74)$$

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

Les valeurs de seront déterminées on fonction de φ :

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

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

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

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

➤ 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: $M = \Sigma T_i \cdot R = R \cdot \Sigma i^N T_i$ (III.76)

Ou : n : est le nombre de cylindre ($n=4$) ; [26].

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 ; [24].

Pour calcul les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle on a déterminé l'organigramme II.2.

✓ 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],

ω vitesse angulaire de vilebrequin [rad/s],

φ angle de rotation du vilebrequin [°],

P_g forces des pression des gaz [N],

λ 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 (III.1), nous obtenons les résultats des calculs dans des tableaux III.3 et III.4 :

Angle φ [°]	Angle β [°]	Cos β [°]	1/cos β	tg β	$\Sigma(\varphi+\beta)$ [°]	Cos ($\varphi+\beta$)	Sin ($\varphi+\beta$)
0	0	1	1	0	0	1	0
10	2,38	0,999	1,00100100	0,041	12,38	0,976	0,214
20	4,70	0,996	1,00401606	0,082	24,70	0,908	0,417
30	6,88	0,992	1,00806452	0,12	36,88	0,799	0,600
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	0,950
70	13,01	0,974	1,02669405	0,231	83,01	0,210	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	0,970
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	0,792	1,00806452	0,12	156,88	-0,919	0,392
160	4,7	0,796	1,00401606	0,082	164,7	-0,964	0,263
170	2,38	0,999	1,00100100	0,041	172,38	-0,991	0,132
180	0	1	1	0	180	-1	0
190	-2,38	0,999	1,00100100	-0,041	187,62	-0,991	-0,132
200	-4,70	0,996	1,00401606	-0,082	195,30	-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	-0,970
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	-0,950
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	0,792	1,00806452	-0,12	323,12	0,799	-0,600
340	-4,7	0,796	1,00401606	-0,082	335,30	0,908	-0,417
350	-2,38	0,999	1,00100100	-0,041	347,62	0,976	-0,214
360	0	1	1	0	360	1	0
370	2,38	0,999	1,00100100	0,041	372,38	0,976	0,214
380	4,70	0,996	1,00401606	0,082	384,70	0,908	0,417
390	6,88	0,992	1,00806452	0,12	396,88	0,799	0,600
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	0,950

430	13,01	0,974	1,02669405	0,231	443,01	0,210	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	0,970
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	0,792	1,00806452	0,12	516,88	-0,919	0,392
520	4,7	0,796	1,00401606	0,082	524,70	-0,964	0,263
530	2,38	0,999	1,00100100	0,041	532,38	-0,991	0,132
540	0	1	1	0	540	-1	0
550	-2,38	0,999	1,00100100	-0,041	547,62	-0,991	-0,132
560	-4,70	0,996	1,00401606	-0,082	555,30	-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	-0,970
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	-0,950
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	0,792	1,00806452	-0,12	683,12	0,799	-0,600
700	-4,7	0,796	1,00401606	-0,082	695,30	0,908	-0,417
710	-2,38	0,999	1,00100100	-0,041	707,62	0,976	-0,214
720	0	1	1	0	720	1	0

le tableau III.3. Les angles de rotation du φ et β [°]

Ang φ [°]	Pg [N]	PJ [N]	PE=Pg+PJ [N]	Pb=PE/cos β [N]	N=PE×tg β [N]	Z=Pb×cos(φ + β) [N]	T=Pb×sin(φ + β) [N]	M=T×R [N.m]
0	679,05	-17418,424	-16739,374	-16739,4	0	-16739,4	0	0
10	679,05	-17002,122	-16323,072	-16339,4	-669,246	-15947,3	-3496,63	-162,593
20	679,05	-15782,933	-15103,883	-15164,5	-1238,52	-13769,4	-6323,61	-294,048
30	679,05	-13851,155	-13172,105	-13278,3	-1580,65	-10609,4	-7967	-370,465
40	679,05	-11346,417	-10667,367	-10796,9	-1653,44	-7093,58	-8130,09	-378,049
50	679,05	-8444,099	-7765,049	-7907,38	-1444,3	-3882,52	-6887,33	-320,261
60	679,05	-5338,036	-4658,986	-4763,79	-987,705	-1472,01	-4525,6	-210,44
70	679,05	-2221,879	-1542,829	-1584,01	-356,393	-332,643	-1571,34	-73,0674
80	679,05	728,755	1407,805	1449,851	340688,8	-91,3406	1445,501	67,2158
90	679,05	3371,391	4050,441	4175,712	996,4085	-997,995	4050,441	188,3455
100	679,05	5607,387	6286,437	6474,188	1521,318	-2596,15	5930,357	275,7616
110	679,05	7387,151	8066,201	8281,521	1863,292	-4505,15	6939,914	322,706
120	679,05	8709,427	9388,477	9599,67	1990,357	-6412,58	7132,555	331,6638
130	679,05	9614,971	10294,021	10482,71	1914,688	-8092,65	6656,521	309,5282
140	679,05	10175,545	10854,595	10986,43	1682,462	-9393,4	5679,985	264,1193
150	679,05	10479,764	11158,814	14089,41	1339,058	-12948,2	5523,049	256,8218
160	679,05	10617,662	11296,712	14191,85	926,3304	-13680,9	3732,456	173,5592
170	679,05	10665,979	11345,029	11356,39	465,1462	-11254,2	1499,043	69,70549
180	679,05	10676,072	11355,122	11355,12	0	-11355,1	0	0
190	684,08	10665,979	11350,059	11361,42	-465,352	-11259,2	-1499,71	-69,7364
200	704,20	10617,662	11321,862	11367,33	-928,393	-10958,1	-2989,61	-139,017
210	744,44	10479,764	11224,204	11314,72	-1346,9	-10398,2	-4435,37	-206,245
220	829,95	10175,545	11005,495	11139,16	-1705,85	-9523,99	-5758,95	-267,791
230	920,49	9614,971	10535,461	10728,58	-1959,6	-8282,46	-6812,65	-316,788

240	1031,15	8709,427	9740,577	9959,69	-2065	-6653,07	-7400,05	-344,102
250	1151,87	7387,151	8539,021	8766,962	-1972,51	-4769,23	-7346,71	-341,622
260	1478,82	5607,387	7086,207	7297,844	-1714862	-2926,44	-6684,83	-310,844
270	1705,17	3371,391	5076,561	5233,568	-1248,83	-1250,82	-5076,56	-236,06
280	2298,71	728,755	3027,465	3117,884	-732,647	-196,427	-3108,53	-144,547
290	3148,78	-2221,879	926,901	951,6437	-214,114	115,1489	-944,031	-43,8974
300	4159,81	-5338,036	-1178,226	-1204,73	249,7839	-372,262	1144,494	53,21895
310	7373,98	-8444,099	-1070,119	-1089,73	199,0421	-535,06	949,1585	44,13587
320	10990,55	-11346,417	-355,867	-360,189	55,15939	-236,644	271,2225	12,61185
330	19184,42	-13851,155	5333,265	6733,92	-639,992	5380,402	-4040,35	-187,876
340	24179,21	-15782,933	8396,277	10548,09	-688,495	9577,663	-4398,55	-204,533
350	39867,78	-17002,122	22865,658	22888,55	-937,492	22339,22	-4898,15	-227,764
360	49294,00	-17418,424	31875,576	31875,58	0	31875,58	0	0
370	88930,40	-17002,122	71928,278	72000,28	2949,059	70272,27	15408,06	716,4748
380	66717,92	-15782,933	50934,987	51139,55	4176,669	46434,71	21325,19	991,6214
390	41411,99	-13851,155	27560,835	27783,1	3307,3	22198,7	16669,86	775,1485
400	26367,26	-11346,417	15020,843	15203,28	2328,231	9988,557	11448,07	532,3353
410	17836,38	-8444,099	9392,281	9564,441	1746,964	4696,141	8330,628	387,3742
420	12791,29	-5338,036	7453,254	7620,914	1580,09	2354,862	7239,868	336,6539
430	9642,57	-2221,879	7420,691	7618,779	1714,18	1599,944	7557,829	351,439
440	7615,42	728,755	8344,175	8593,383	2019290	-541,383	8567,603	398,3935
450	6378,04	3371,391	9749,431	10050,96	2398,36	-2402,18	9749,431	453,3485
460	5276,47	5607,387	10883,857	11208,92	2633,893	-4494,78	10267,37	477,4325
470	4592,39	7387,151	11979,541	12299,32	2767,274	-6690,83	10306,83	479,2677
480	4099,45	8709,427	12808,877	13097,01	2715,482	-8748,8	9731,079	452,4952
490	3737,29	9614,971	13352,261	13597,01	2483,521	-10496,9	8634,1	401,4856
500	3475,73	10175,545	13651,275	13817,08	2115,948	-11813,6	7143,43	332,1695
510	3294,65	10479,764	13774,414	17391,94	1652,93	-15983,2	6817,639	317,0202
520	3173,93	10617,662	13791,592	17326,12	1130,911	-16702,4	4556,77	211,8898
530	3093,48	10665,979	13759,459	13773,23	564,1378	-13649,3	1818,067	84,5401
540	306,83	10676,072	10982,902	10982,9	0	-10982,9	0	0
550	75,45	10665,979	10741,429	10752,18	-440,399	-10655,4	-1419,29	-65,9969
560	75,45	10617,662	10693,112	10736,06	-876,835	-10349,6	-2823,58	-131,297
570	75,45	10479,764	10555,214	10640,34	-1266,63	-9778,47	-4171,01	-193,952
580	75,45	10175,545	10250,995	10375,5	-1588,9	-8871,05	-5364,13	-249,432
590	75,45	9614,971	9690,421	9868,046	-1802,42	-7618,13	-6266,21	-291,379
600	75,45	8709,427	8784,877	8982,492	-1862,39	-6000,3	-6673,99	-310,341
610	75,45	7387,151	7462,601	7661,808	-1723,86	-4168,02	-6420,6	-298,558
620	75,45	5607,387	5682,837	5852,561	-1375247	-2346,88	-5360,95	-249,284
630	75,45	3371,391	3446,841	3553,444	-847,923	-849,273	-3446,84	-160,278
640	75,45	728,755	804,205	828,2235	-194,618	-52,1781	-825,739	-38,3969
650	75,45	-2221,879	-2146,429	-2203,73	495,8251	-266,651	2186,096	101,6535
660	75,45	-5338,036	-5262,586	-5380,97	1115,668	-1662,72	5111,919	237,7042
670	75,45	-8444,099	-8368,649	-8522,05	1556,569	-4184,32	7422,702	345,1556
680	75,45	-11346,417	-11270,967	-11407,9	1747	-7494,96	8590,12	399,4406
690	75,45	-13851,155	-13775,705	-17393,6	1653,085	-13897,5	10436,14	485,2805
700	75,45	-15782,933	-15707,483	-19733	1288,014	-17917,6	8228,669	382,6331
710	75,45	-17002,122	-16926,672	-16943,6	693,9936	-16537	3625,934	168,6059
720	75,45	-17418,424	-17342,974	-17343	0	-17343	0	0

le tableau III.4. Les forces agissant sur le piston et les efforts exercés sur le mécanisme bielle-manivelle et le moment moteur par rapport à l'angle de rotation du vilebrequin

II.5. 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 :

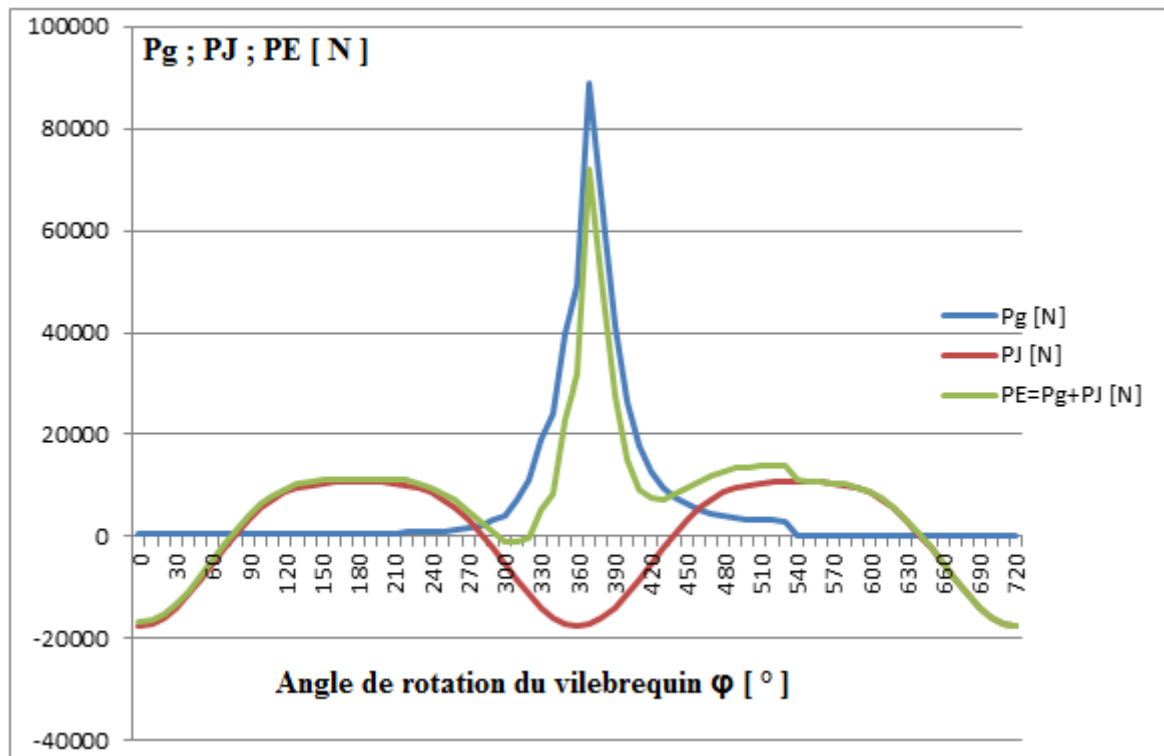


Figure III.10. Les efforts agissant sur l'axe de piston du moteur diesel 1.9 dCI.

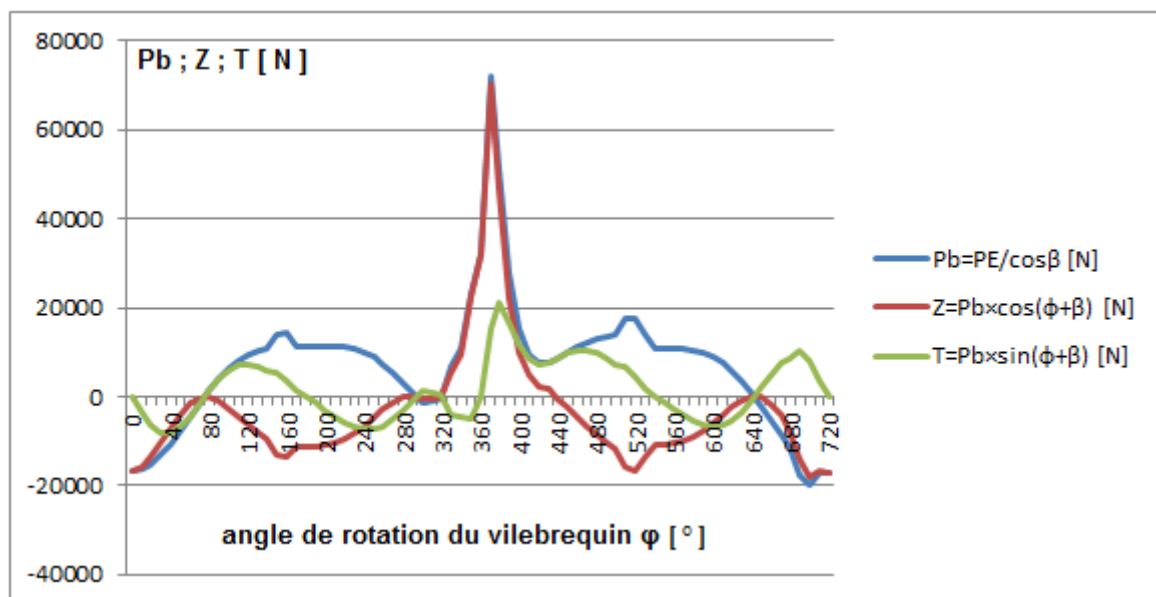


Figure III.1. les efforts exercés sur le mécanisme bielle-manivelle moteur diesel 1.9 dCI.

- Et en fin tracés de courbe du couple moteur diesel 1.9 dci :

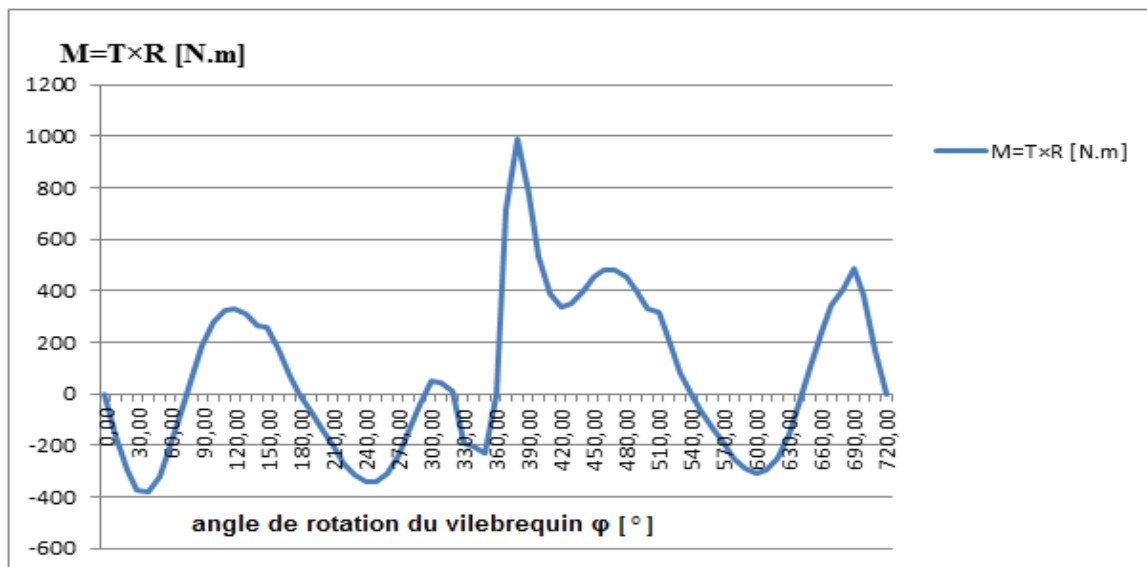


Figure III.12. Le courbe du couple moteur 1.9 dCI.

Conclusion générale

Dans ce modeste travail on a pu faire l'étude thermique et cinématique et dynamique du moteur 1,9dci monté sur un véhicule Renault ainsi que le dimensionnement des pièces principales à savoir bielle et vilebrequin. Le calcul thermique du moteur basé sur le cycle réel aboutissant au courbe de fonctionnement du moteur à savoir couple moteur, puissance, consommation spécifique et horaire,...etc.

D'après cette étude nous avons pu détecter les meilleurs régimes de fonctionnement du moteur qui sont : vitesse de rotation moyenne qui est équivalente a couple maximal et une puissance comparable a une consommation spécifique minimale dans le moteur dans cet intervalle de vitesse à un rendement élevé sans gaspillage de gaz oïl .

Cette étude est très intéressante sur plusieurs aspects.

- le savoir : acquisition de savoir représente dans le protocole de calcul et différent étapes à suivre pour a partir au dimensionnent moteur.
- le savoir-faire : appliquer ce savoir sur d'autre modèles de moteurs et vérifier les résultats avec celle du constructeur.
- le savoir être du comportent face aux différentes situations similaires et approfondir ce domaine afin de faire la détection, le contrôle et le diagnostic des pannes moteurs

Enfin ce travail a abouti aux résultats du moteur suivant :

- un moteur turbo diesel, quatre temps, quatre cylindres placés longitudinalement au-dessous de l'essieu avant.
- Vilebrequin tournant sur cinq paliers.
- Arbre à came en tête entraîné par courroie crantée.
- Culasse en alliage d'acier.
- bloc cylindre en fonte puis chemise.
- Alimentation par pompe injection électrique a distributeur injection direct avec échangeur.
- Suralimentation par turbocompresseur type DCI .
- Type moteur 1.9 monté sur véhicule type Renault .

- Cylindrée 1,86 litre
- Nombre cylindre 4
- Alésage 79,83 mm
- course 92,80 mm
- Vitesse de rotation effective 4600 tr/min
- Le couple effective 230,64 N.m
- Rapport de la compression 1,80
- Puissance 96,61 KW

Références bibliographiques

- [1] <http://marc.mistral.free.fr/moteurs/01.htm#b>
- [2] http://enault.christian.free.fr/sti2d/etape6/moteur/moteur_ressource.pdf
- [3] **PAN Sovanna**. 10/2004. / ITC/GIM- « Moteur thermique/chapitre 1 et 2 et 3 ».
- [4] www.google.com/images (cours moteur combustion interne laema partie 1 et 2).
- [5] **ROGER TORRI**, les moteurs à quatre temps et à deux temps, LES EDITIONS FOUCHER 1983.
- [6] **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.
- [7]. <https://achat-voiture.ooreka.fr/comprendre/moteur-gpl>
- [8] <https://www.automation-sense.com/blog/automatisme/fonctionnement-d-un-moteur-diesel.html>
- [9] <https://www.carbon-cleaning.com/bloc-moteur>
- [10] **PLLALS Jean-Luc**. 1992 « Guide pratique d'entretien de réparation des moteurs diesel éditions ».
- [11] **ENP** 2004/2005 génie mécanique « Anatomie du moteur diesel ».
- [12] <https://www.ornikar.com/code/cours/mecanique-vehicule/moteur/pistons>
- [13] <https://www.carbon-cleaning.com/bielle>
- [14] <https://www.lkdfacility.org/wp-content/uploads/BM-1-MOTEUR-DIESEL-WEB.pdf>
- [15] tictactic.free.fr/ricochet/coursmeca/Cours6%5B1%5D.pdf
- [16] <https://hdl.handle.net/123456789/10828>.
- [17] https://bu.univ_ouargla.dz/master/pdf/etude_et_dimensionnement_un_moteur_thermique_type_caterpillar_3512.
- [18] <https://www.univ-bejaia.dz/dspace/bitstream/handle/123456789/3933/dimensionnement> .
- [19] <https://pdfs.semanticscholar.org/paper/Effect-of-Combustion-Chamber-Shapes-On-The-Mahua-Nataraj-Nr/dd448393fd86c9682d2e85ec>.
- [20] https://www.autotitre.com/fiche-technique/Renault/Sc%C3%A9nic/II/1.9_dCi_130_J84

- [21] **Marcel Ginu POPA.** Machine thermiques II projet, Calcul du cycle thermodynamique –éditeur MATRIX ROM, Bucarest 2005.
- [22] **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».
- [23] **Kribes NABIL,** 2004/2005 « Cours moteur à combustion interne ».Université de Guelma.
- [24] **Arfaoui BENRFAOUI** juin 2011/2012, étude cinématique et dynamique du moteur de la SONACOME K 66, Université de Biskra.
- [25] **P. ARQUÈS.** 1999 «Moteurs Alternatifs À Combustion Interne. De La Théorie À La Conception », Ellipses.
- [26] **K . AOUES, H. BERKANE.** juin 2002, Etude de vibration du moteur diesel F4L912 de la SONACOME, Université de Biskra.

RESUME

RESUME:

L'objectif de ce projet est l'étude thermique du moteur diesel **1,9 DCI** monte sur les véhicules Renault pour aboutir à la conception plus précises des pièces principales du moteur et par la suite l'étude cinématique et dynamique .

Le moteur étudié présente des performances très élevées , une consommation spécifique économique , un couple moteur et une puissance considérable. L'étude des constantes de fonctions du moteur montre que le régime moyen est le meilleur pour voir puissance couple et consommation spécifique.

Mots clés : moteur diesel **1,9 DCI**, moteur à quatre temps, étude système bielle manivelle.

ملخص:

الهدف من هذا المشروع هو الدراسة الحرارية لمحرك الديزل **1.9 د س** المركب على سيارات رينو لتحقيق تصميم أجزاء رئيسية أكثر دقة للمحرك وبعد ذلك دراسة حركية وديناميكية. يعطي المحرك أداءً عاليًا واستهلاكًا اقتصاديًا محددًا وعزم دوران المحرك وقوة كبيرة. توضح دراسة الوظائف الثابتة للمحرك أن متوسط السرعة هو الأفضل لعزم الدوران المرئي والاستهلاك المحدد. **الكلمات المفتاحية:** محرك ديزل **1.9 د س** ، محرك رباعي الأشواط ، دراسة نظام ربط الساعد.

ABSTRACT :

The objective of this project is the thermal study of the diesel engine. 1.9 DCI rides on Renault vehicles for the design and main parts of the engine and for the continuation of the kinematic and dynamic study.

The engine is studying very high performance, economical specific consumption, engine torque and considerable power .The study of the functions constant of the motor shows that the average speed is the best one for seen torque and specific consumption.

Key words: 1.9 DCI diesel engine, four stroke engine, crank link system study.