

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique et Production

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

*Détermination du couple moteur Diesel
2.2dci monté sur les véhicules de marque
RENAULT*

Présenté par:

M^r Abdelhakim ATHAMNIA

Soutenu le 01 juin 2017

Devant le jury composé de :

D^r Messaoud BENMACHICHE

D^r Kamel AOUES

D^r Belhi GUERIRA

Président

Encadreur

Examineur

Promotion : Juin 2017

REMERCIEMENTS

*Tout d'abord, je remercie Allah, le tout grand puissant de m'avoir donné la
force, le courage, la patience et la volonté de mener à bien
Ce travail.*

Je remercie aussi vivement et sincèrement mon encadreur

***Dr. Kamel AOUES** qui n'a pas ménagé ces efforts*

Pour m'aider dans ce mémoire.

Et sans oublier tous les enseignants qui aide moi en cours de cette formation

Je remercie aussi les membres du juré qui ont pris la peine de

Juger mon travail

Et je remercie mes Amis qui ont contribué par leur aide à mon

Travail.

Dédicace

Je dédie ma réussite à mes très chers parents

*Papa et maman et ma femme vous m'avez mis dans des
bonnes Conditions pour réussir à bien mon travail*

Et sans oublier mes enfants et mes frères et mes sœurs

Qui m'ont aidé à leur manière dans

Mon travail.

SOMMAIRE

I -	REMERCIEMENTS	
II -	DEDICACE	
III-	SOMMAIRE	
IV -	Liste des figures	
V -	Liste des tableaux	
VI -	Nomenclature	
VII -	Introduction générale	

Chapitre I : Recherche Bibliographique

I-1-	Historique.....	01
I-2-	Généralité	03
	<i>a-</i> Moteur à combustion externe.....	03
	<i>b-</i> Moteur à combustion interne.....	03
I-2-1-	Les moteurs à 4 temps.....	03
I-2-2-	Moteur à explosion.....	03
I-3-	Les quatre temps du moteur.....	04
I-3-1-	Les quatre temps du moteur à explosion.....	04
I-3-2-	Les quatre temps du moteur du moteur diesel.....	06
I-4-	Le cycle d'un moteur diesel à 4 temps.....	08
	<i>a-</i> Avantages du moteur diesel.....	08
	<i>b-</i> Inconvénients du moteur diesel.....	08
I-4-1-	L'ordre d'injection.....	09
I-5-	Le diagramme théorique d'un moteur diesel.....	09
I-6-	Diagramme mixte.....	10
I-7-	Diagramme réel d'un moteur diesel.....	12
I-8-	Les principaux organes f i x e s	13
	<i>a-</i> Bloc moteur.....	13
	<i>b-</i> Culasse.....	13
	<i>c-</i> Joint de culasse.....	14
	<i>d-</i> Carter.....	14
	<i>e-</i> Collectors.....	14

I-9-	Les principaux organes mobiles.....	15
	<i>a- Vilebrequin.....</i>	15
	<i>b- Piston.....</i>	16
	<i>c- Bielle.....</i>	16
	<i>d- Arbre à came.....</i>	17
	<i>e- Soupape et leur équipement.....</i>	18
	<i>f- Voulant du moteur.....</i>	18
I-10-	Système d'alimentation en l'air.....	19
I-10-1-	Les moteurs à aspiration naturelle.....	19
I-10-2-	Les moteurs suralimentés.....	19
I-11-	Organisation du circuit d'alimentation du carburant (gasoil).....	21

Chapitre II : Etude Thermodynamique

II-1-	Introduction.....	22
II -2-	Donnés obtenues par le thème du projet.....	23
II-3-	Hypothèse.....	25
II-4-	Les étapes de calcul du moteur.....	25
II-4-1-	Les paramètres du fluide moteur.....	25
II-4-2-	Processus d'admission.....	27
II-4-3-	Processus de compression.....	28
II-4-4-	Processus de combustion.....	28
II-4-5-	Processus de détente et d'échappement.....	33
II-4-6-	Le traçage de diagramme du cycle de référence.....	33
II-4-7-	Les paramètres caractéristiques du cycle.....	37
II-4-8-	Les principaux paramètres du moteur.....	38
II-4-9-	Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse rotation du vilebrequin.....	42

Chapitre III : Etude Cinématique Et Dynamique

Etude Cinématique

	<i>a- Données de départ</i>	43
III-1-	Généralité	44
III-2-	Déplacement Du Piston $X = f(\varphi)$	44
III-3-	Vitesse du piston $V = f(\varphi)$	45
III-4-	Accélération du piston J	47
III-5-	Représentation graphique des fonctions : X, V, J , en fonction de (φ)	47
	<i>a- Représentation graphique de $X = f(\varphi)$</i>	48
	<i>b- Représentation graphique de $V = f(\varphi)$</i>	48
	<i>c- Représentation graphique de $J = f(\varphi)$</i>	49

Etude Dynamique

III-6-	Généralité.....	49
III-7-	Calcul des masses.....	49
III-8-	Les efforts exercées sur le système BIELLE-MANIVELLE.....	52
III-9-	les efforts agissant sur L'AXE DU PISTON.....	52
III-10-	Effort exercé sur le vilebrequin.....	56
III-11-	Tracer de la courbe $T = f(\varphi)$	56

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

V-1-	Expression du couple du moteur.....	63
V-2-	Discussions.....	64
	<i>a- Le couple à faible régime</i>	64
	<i>b- Le couple à régime élevé</i>	65
	<i>c- Le régime Optimal</i>	66

CONCLUSION GENERALE	67
---------------------	----

PERSPECTIVE	68
-------------	----

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE	
---------------------------	--

RESUME	
--------	--

1-LISTE DES FIGURES

✚ Figure I.1-1:En 1898-1918	01
✚ Figure I.1-2:En 1919-1945	01
✚ Figure I.1-3:En 1945-1975	01
✚ Figure I.1-4:En 1975-1992	02
✚ Figure I.1-5:En 1992-2005	02
✚ Figure I.1-6:En 2005-2012	02
✚ Figure I.2 : Diagramme d'un moteur à explosion.	04
✚ Figure I.3 : Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel, les positions des PMH et PMB.	06
✚ Figure I.5 : Diagramme théorique d'un moteur diesel.	09
✚ Figure I.6 : Diagramme mixte.	11
✚ Figure I.7 : Diagramme réel d'un moteur diesel.	12
✚ Figure I.8-1 : Bloc moteur.	13
✚ Figure I.8-2 : Culasse.	13
✚ Figure I.8-3 Joint de culasse.	14
✚ Figure I.8-4 : Carter.	14
✚ Figure I.8-5 : Collecteur.	14
✚ Figure I.9-1 : Vilebrequin.	15
✚ Figure I.9-2 : Piston.	16
✚ Figure I.9-3 : Bielle.	16
✚ Figure I.9-4 : Arbre à came.	17
✚ Figure I.9-5 : Soupape et leur équipement.	18
✚ Figure I.9-6 : Voulant du moteur.	18
✚ Figure I.10-1 : Moteur à aspiration naturelle.	19

✚ Figure I.10-2 : Principe de fonctionnement de la suralimentation.	20
✚ Figure I.10-3 : Principe de fonctionnement du turbocompresseur.	20
✚ Figure I.10-4 : Turbocompresseur.	20
✚ Figure II.1 : Cycle du moteur diesel rapide suralimenté.	23
✚ Figure II.4-6-1 : Diagramme du cycle de référence.	34
✚ Figure II.4-6-2 : Diagramme du cycle de référence .	34
✚ Figure II.4-6-3 : Diagramme du cycle de référence [2].	36
✚ Figure II.4-6-4 : Diagramme du moteur suralimenté 2.2dci.	36
✚ Figure II.4-7 : les courbes du fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.	42
✚ Figure III.1: déplacement du piston.	44
✚ Figure III.5-1 : représentation graphique de déplacement du piston.	48
✚ Figure III.5-2 : représentation graphique de vitesse $V = f(\varphi)$.	49
✚ Figure III.5-3 : représentation graphique de $J = f(\varphi)$.	50
✚ Figure III.7-1 : Masse du groupe Piston.	51
✚ Figure III.7-2 : Masse de la bielle.	52
✚ Figure III.7-3 : Masse du coude du vilebrequin.	53
✚ Figure III.9-4 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle.	56
✚ Figure III.11-1: Les efforts agissant sur l'axe de piston $p\Sigma = p_j + P_g = f(\varphi)$.	61
✚ Figure III.11-2: les forces exercées sur le bielle-manivelle.	62
✚ Figure III.11-3 : les variations de $\Sigma T_i = f(\varphi)$.	63
✚ Figure III.11-4 : Le couple moteur en cas d'admission.	65
✚ Figure III.11-5 : Le couple moteur en cas compression.	66
✚ Figure III.11-6 : Le couple moteur en cas combustion.	67
✚ Figure III.11-7 : Le couple moteur en cas échappement.	68

 Figure III.11-8 : le couple moteur diesel total.	69
 Figure V.1 : Le couple à faible régime.	70
 Figure V.2 : le couple à régime élevé.	71
 Figure V.3 [a] : Le régime Optimal.	72
 Figure V.3 [b] : Le régime Optimal.	73

2- LISTE DES TABLEAUX

✚ Tableau I.1 : L'ordre d'injection.	9
✚ Tableau I.2: Type des moteurs le plus connus dans le marché.	21
✚ Tableau II.1: L'énergie interne spécifique molaire U et l'enthalpie spécifique molaire H des gaz en fonction de température, en $\text{Kj/Kmol}[2]$.	29
✚ Tableau II.2 : tableaux des pressions (P_{ci} , P_{di}) en MPa	35
✚ Tableau II.3 : Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation.	41
✚ Tableau III.4 : Le décalage des différentes étapes.	58
✚ Tableau III.9: Les résultats de couple total du moteur.	59

NOMENCLATURE

Ne	La puissance effective,	[KW]
n	La vitesse de rotation,	[tr/min]
ε	Taux de compression,	[-]
T₀	Température initiale,	[C]
P₀	Pression initiale	[MPa]
ΔT	Augmentation 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 poly tropique soufflante	[-]
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]
R	La constante universelle des gaz	[j/Mole.K]
P_i	Le pouvoir calorifique inférieur	[Kj/Kg]
L₀	La quantité d'air théoriquement brûlé	[Kmole d'aire/Kg de carburante]
M₁	La quantité du mélange frais qui peut être préparé à l'aide de 1 Kg d'carburant	[Kmole de mélange frais/Kgde carburante]
M_{PC}	La quantité totale de produits de combustion	[-]
μ_{ch}	Le coefficient chimique de la variation du mélange frais pendant la combustion du combustible liquid	[-]
μ_r	Le coefficient réel de la variation moléculaire de la charge fraiche pendant la combustion	[-]
U_{air}^{TC}	L'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression	[Kj/Kmole]
H_Z	L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression Hz	[Kj/Kmole]
T_Z	La température des gaz brûlés à la fin de combustion Tz	[K]
P_Z	La pression des gaz brulent à la fin de combustion	[MPa]
p_{zr}	La pression maximale réelle de la fin de combustion	[MPa]
T_b	La température de la fin de détente	[K]
P_b	La pression de la fin de détente	[MPa]
T_r	La vérification des gaz résiduels	[K]
δ	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 dépend de la puissance effective du moteur et la consommation spécifique globale	[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]
δ	L'écart entre la puissance	[-]
M_e	Le couple effectif moyen	[N.m]
λ	Le coefficient d'excédent d'air	[-]
i	Nombre de temps du cycle	[-]
Q_0	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]
Q_g	La chaleur perdue avec les gaz d'échappement	[j/s]
n_{max}	La vitesse de rotation maximale	[j/s]
n_{min}	La vitesse de rotation minimale	[tr/min]
δ	Epaisseur du front de piston	[mm]
m_{gp}	masse du groupe piston	[Kg]
PMH	Point mort haut	[-]
PMB	point mort bas	[-]
Z	rapport volumétrique (compression)	[-]
M_2	quantité de gaz brûlé	[-]
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.	[-]
$\gamma_{rés}$	coefficient du gaz résiduels	[-]
η_v	coefficient d'admission	[-]
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	[-]
P_o	Pression atmosphérique	[MPa]
T_o	Température ambiantes	[C°]
P_r	Pression des gaz résiduels	[Pa]
T_a	température de fin d'admission	[C°]
T_r	Température des gaz résiduels	[C°]
T_z	la température maximale	[C°]
M	l'exposant poly tropique	[-]
Γ	l'exposant adiabatique	[-]
A	en fonction	[-]
ζ_z	Coefficient d'utilisation de la chaleur	[-]
M_0	la quantité théorique de l'air	[-]
V_o	le volume occupé par l'air aspiré	[L]
M_1	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]
P e	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]
PΣ	Se décompose en deux composantes.	[MN]
P e	de la pression effective	[MPa]
Pm	la pression correspond au perte mécanique	[MPa]
Nic	la puissance indiquée pour un seul cylindre	[Kw]
Ni	la puissance indiquée pour quatre cylindres	[Kw]
Ne	Puissance effective	[Kw]
P0	Effort provoqué par la pression ambiante qui existe au dessus du piston	[N]
F p	Surface de la tête du piston	[mm ²]
C	Effort exercé sur le vilebrequin	[N]
N	la vitesse de rotation	[tr /mn]
δ k	Intervalle entre deux allumages successifs	[°]
ΔD	d'erreur relative	[%]
I	Nombre des cylindres	[cylindre]
Pm	la pression mécanique moyenne	[MPa]
η i	Rendement indiqué	[-]
η m	Rendement mécanique	[-]
η e	Rendement effectif (globale)	[g/kwh]
gi	La consommation spécifique indiquée moyenne	[g/kwh]
ge	La consommation effective moyenne	[temps]
T	le nombre de temps	[kw]
Ne	la puissance effective	[Rad/s]
N	la vitesse de rotation	[-]
U	les énergies internes d' k mole des gaz	[mm]
L	Longueur de la bielle	[mm]
R	Rayon de la manivelle	[mm]
S	Course du piston	[Rad/s]
Λ	coefficient de construction de la bille-manivelle	[-]
Ω	La vitesse angulaire de la manivelle	[mm ²]
FP X	Section de Déplacement du piston	[cm ²]
B	l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre	[°]
φ	l'angle de rotation de vilebrequin	[°]
V	Vitesse du piston	[m.s ⁻¹]
V_{max}	Vitesse maximale du piston	[m.s ⁻¹]
J	Accélération du piston	[m.s ⁻¹]
J_{max}	variations de l'accélération maximale du piston	[m.s ⁻¹]
J_{min}	variations de l'accélération minimale du piston	[m.s ⁻¹]
m_{gp}	masse du groupe de piston	[Kg]
m_{gb}	Masse du groupe de la bielle	[Kg]
m_b	masse de la bielle	[Kg]
m_c	la masse des clips de l'axe du piston	[Kg]
m_s	La masse des segments	[Kg]

ma	la masse de l'axe du piston	[Kg]
m p	La masse du piston proprement dit	[Kg]
m1	partie de la masse de la bielle concentrée au pied de la bielle et qui participe au mouvement de translation.	[Kg]
m2	partie de la masse de bielle concentrée à la tête de la bielle et qui participe au mouvement rotation	[Kg]
m c	masse du coude du vilebrequin	[Kg]
mm	masse de maneton sans bras	[Kg]
mbras(R)	masse des bras concentrées au maneton	[Kg]
mbras(ρ)	masse des bras concentrées au tourillon	[Kg]
m	masses en mouvement de translation	[Kg]
m_r	masses en mouvement de rotation	[Kg]
P_g	force provoquée par la pression des gaz brûlés.	[N]
P_j	l'effort d'inertie de la masse du piston	[N]
P_{j1}	inertie du premier ordre.	[-]
P_{j2}	inertie du deuxième ordre.	[-]
P	Pression des gaz	[Pa]
V_h	est le volume d'écrit par la course du piston	[L]
C_p	la chaleur spécifique de l'air frais.	[-]
C_p'	la chaleur spécifique du mélange (air +gaz résiduelles)	[-]
C_p''	la chaleur spécifique des gaz résiduels.	[-]
Q	quantité de chaleur	[-]
Q_h	le pouvoir calorifique du combustible	[-]
C	Couple moteur C max et C min	[mn. m]

Introduction générale

La motorisation d'aujourd'hui a pris une dimension nouvelle ; elle est devenue propre, Économique, plus performante ; Le moteur Diesel s'est principalement développé pour des applications industrielles.

Cependant, les progrès accomplis sur les petits moteurs Diesel rapides (rendement, performances spécifiques, plage de régimes utilisable, bruit, agrément d'utilisation) en ont fait des concurrents des moteurs à allumage commandé pour les applications automobiles.

Fruit des travaux menés par l'ingénieur allemand Rudolf Diesel entre 1893 et 1897, le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'auto-inflammation.

Après une série d'essais et dans les années qui suivirent, un certain nombre de moteurs analogues au premier furent construits. Avec le temps, ces constructions se multiplièrent ; la puissance des moteurs augmenta progressivement ; divers ateliers entreprirent la fabrication de la nouvelle machine ; certaines modifications de détail furent apportées aux dispositions primitives, sans en altérer le principe, et à nos jours le moteur Diesel a pris une place importante dans l'industrie ; Le moteur thermique est une machine chargée de transformer l'énergie calorifique en énergie mécanique ; Son fonctionnement est ainsi régi à la fois par des paramètres dynamiques (masse, vitesse, accélération...) liés à la cinématique du système bielle/vilebrequin, et par des paramètres thermodynamiques (température, pression, volume), liés au principe du

Mélange gazeux dans la chambre de combustion.

Dans ce contexte, le présent travail est une étude Thermodynamique, cinématique et dynamique du moteur Diesel de marque RENAULT.

L'objectif assigné est de tracer la courbe du couple du moteur en passant par ce projet dont le thème « Détermination Du Couple Moteur Diesel 2.2 dci De Marque RENAULT.

Afin d'accomplir au mieux cette étude le présent travail est structuré en quatre principaux chapitres en plus de l'introduction générale et la conclusion générale :

Dans le premier chapitre, nous passerons en revue, la recherche bibliographique. Le deuxième chapitre est consacré à l'étude Thermodynamique.

Le troisième chapitre présent l'étude cinématique est dynamique du moteur.

Enfin, dans le quatrième chapitre nous exposons l'ensemble des résultats obtenus que nous interprétions.

Les principaux résultats de ce travail de recherche et les perspectives qui en résultent sont donnés dans la conclusion générale.

Chapitre I : Recherche Bibliographique



Moteur Diesel 2.2dci [32].

I-1) Historique :

C'est en 1898 que Louis Renault et ses frères fondent leur société. Ils se font rapidement connaître par la compétition automobile, où leurs voiturettes alignent les victoires. Les usines Renault adoptent la production en série en 1905, puis le taylorisme en 1913. Pendant la première guerre mondiale, l'entreprise fabrique camions, brancards, ambulances, obus, et même les fameux chars FT17 qui apportent une contribution décisive à la victoire finale.



Figure I.1-1:En 1898-1918 [11]

Renault se modernise : la 1ère chaîne de l'usine de Billancourt démarre en 1929. L'entreprise comprime les coûts pour résister à la crise économique. Mais le climat social se dégrade. Pendant la seconde guerre mondiale, Louis Renault considère le conflit avec l'Allemagne comme une erreur : il se plie aux exigences des Allemands. De ce fait, l'entreprise Renault est nationalisée en 1945 et devient la Régie Nationale des Usines Renault (RNUR).



Figure I.1-2:En 1919-1945[11]

La Régie modernise ses usines, construit et rachète de nouveaux sites de production. Elle tente de conquérir le marché américain mais essuie un échec. L'internationalisation se poursuit néanmoins. Les succès viendront avec la 4 CV, première "petite voiture pour tous ", puis avec la Dauphine, la Renault 4, la Renault 5... La Régie enrichit sa gamme avec un modèle haut de gamme, la Renault 16, qui annonce les voitures à vivre. Renault continue parallèlement une progression impressionnante en rallye.



Figure I.1-3:En 1945-1975 [11]



Figure I.1-4:En 1975-1992[11]

La croissance se poursuit jusqu'au début des années 80. Le renouvellement de la gamme s'accélère avec la sortie de deux modèles haut de gamme : la Renault 25 et l'Espace. La marque s'impose dans la compétition sportive et fait son entrée en Formule 1. Mais l'entreprise doit faire face à de lourds déficits. Elle se lance alors dans une politique drastique de réduction des coûts et se recentre sur son métier. Renault redevient bénéficiaire en 1987.



Figure I.1-5:En 1992-2005[11]

Renault envisage une fusion avec Volvo, mais le projet sera abandonné en 1993. Tournant majeur la privatisation de l'entreprise en juillet 1996. Plus libre, Renault entre dans le capital de Nissan en 1999. Renault continue à innover et à se renouveler avec Mégane, Laguna, .. Les succès en Formule 1 renforcent la notoriété de la marque Renault. L'Alliance Renault-Nissan se consolide et les synergies ne cessent de se développer. Avec les rachats de Samsung Motors et Dacia, Renault accélère son internationalisation. Le lancement de Logan est au cœur de la stratégie de conquête des marchés émergents.



Figure I.1-6:En 2005-2012[11]

Carlos Ghosn, déjà Président de Nissan, succède à Louis Schweitzer à la tête de Renault. Il met en place le plan Renault Contrat 2009, qui doit positionner le groupe comme le constructeur européen le plus rentable. En 2008, Renault poursuit son offensive produit avec le lancement de Nouvelle Mégane et multiplie les initiatives en faveur du véhicule électrique: partenariat avec Better Place et EDF, présentation d'un prototype Scénic pile à combustible et du concept-car Z.E. Concept. En 2011, les premiers véhicules électriques accessibles à tous sont lancés: Kangoo Z.E. et Fluence Z.E. suivis de Twizy. puis ZOE en 2012.

I-2) Généralités:

Un **moteur** est un dispositif transformant une énergie non-mécanique (éolienne, chimique, électrique, thermique par exemple) en une énergie mécanique ou travail.

Fruit des travaux menés par l'ingénieur allemand Rudolf Diesel entre 1893 et 1897, le **moteur Diesel** est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage ; Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique.⁽¹⁾

On distingue : Pour produire l'énergie nécessaire à la propulsion des véhicules deux types de moteurs à combustion peuvent répondre à ces besoins : les moteurs à combustion externes et les moteurs à combustion internes.

a) Moteurs à combustion externe :

Ce type de moteur n'est plus utilisé aujourd'hui, bien que certains inventeurs isolés aient mis au point au cours des années des modèles expérimentaux de voitures mues par un moteur à vapeur ; Le combustible utilisé pour produire la vapeur brûle à l'extérieur du moteur, c'est d'où vient ce nom de moteur à combustion externe.

b) Moteurs à combustion interne :

Le moteur à combustion interne est l'ensemble des organes qui transforment l'énergie calorifique d'un combustible en énergie mécanique.

L'énergie calorifique du moteur provient de l'énergie chimique potentielle du mélange air carburant où la combustion se fait à l'intérieur même du moteur (moteur d'automobile, de camion, de locomotive).

2-1) Les moteurs à 4 temps : Ils se divisent en deux :

a) moteur à piston alternatif : moteur à explosion (essence), moteur à diesel

b) moteur à piston rotatif : wankel

2-2) moteur à explosion :

Le combustible (carburant) est probablement mélangé à une quantité adéquate d'air (comburant); puis ce mélange (mélange carburé) est introduit et comprimé dans le moteur pour être finalement enflammé par une étincelle électrique.

La combustion étant extrêmement rapide, ce type de moteur est dit "à explosion". Les étapes successives suivies par le moteur avant qu'il ne retrouve son état initial sont appelées

cycle ; Le cycle à quatre temps effectue donc quatre étapes pour se retrouver à sa position d'origine.

Il s'agit d'un moteur monocylindre, avec une soupape d'échappement, une Soupape d'admission et une bougie d'allumage.

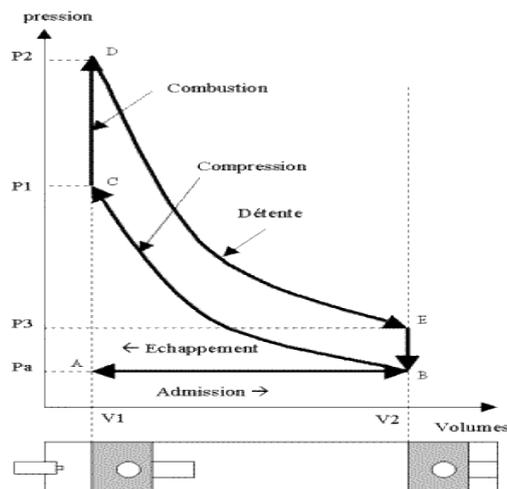


Figure I.2: Diagramme d'un moteur à explosion [12].

I- 3) Les quatre temps du moteur :

3-1) Les quatre temps du moteur à explosion :

1er temps: l'admission

Ce temps a pour rôle de faire remplir le volume du cylindre par le carburant. Débutant avec l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston du PMH au PMB, ce mouvement engendre une dépression dans le cylindre et cela va permettre la pénétration du mélange air-essence produit par le carburateur. A l'arrivée du piston au PMB, la soupape de l'admission se ferme. Durant ce temps la soupape d'échappement se maintient f

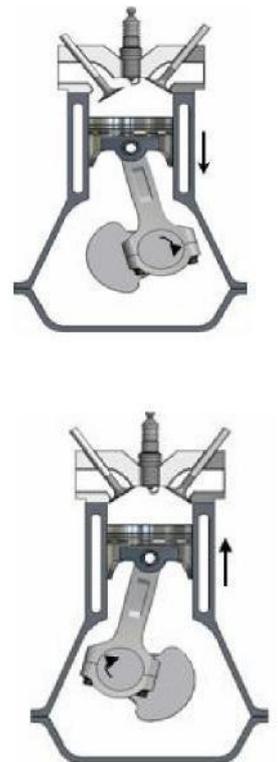
2ème temps: la compression

Ce temps a pour rôle de comprimer le carburant introduit durant l'admission.

Pendant le temps de compression, les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées hermétiquement et le piston monte en comprimant le mélange air essence emprisonné

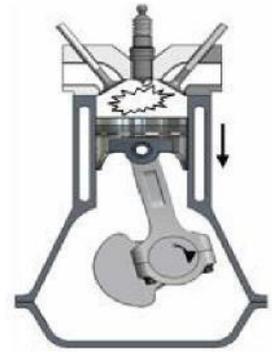
dans la chambre de combustion.

En fin de compression, la pression atteinte habituellement 8 bars et la température peut atteindre 400 à 500 °C. A la fin de ce deuxième temps, le vilebrequin a effectué un tour complet.

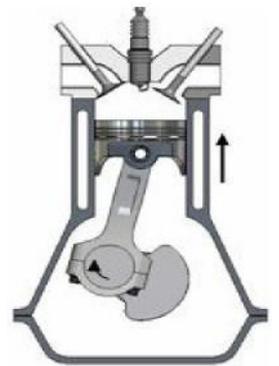


3ème temps : la combustion détente

Le début du temps de combustion, aussi appelé d'explosion ou de détente s'amorce avec l'éclatement de l'étincelle aux électrodes de la bougie d'allumage. La température dans le cylindre durant la combustion peut être supérieure à 2000°C et la pression de combustion peut atteindre ou excéder 30 bars. La détente des gaz hautement comprimés repousse avec force le piston vers le bas de sa course. La descente du piston vers le PMB transforme l'énergie thermique du carburant en travail mécanique. Peu avant le PMB, la pression dans le cylindre est de 3 bars à 5 bars et la température est de 800 à 900 °C. Le temps de combustion est le seul qui donne une impulsion motrice au vilebrequin; la contribution des trois autres temps est toutefois essentielle pour assurer un maximum de rendement.

**4ème temps : l'échappement**

Le temps d'échappement débute théoriquement au PMB; la pression interne produite par le mouvement ascendant du piston expulse les gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement. En pratique, les concepteurs choisissent d'amorcer l'échappement quelques degrés avant le PMB afin d'exploiter le résidu de pression, de l'ordre de 3 bars, encore présent dans le cylindre.

**a) Avantages :**

Meilleure qualité de fonctionnement, consommation moindre, puissance supérieure de 50 % pour une cylindrée donnée, vidange inutile) ; 60 % plus léger et moins encombrant, émet moins d'oxyde d'azote.

b) Inconvénients :

Difficile d'éviter le mélange d'air frais et d'essence et des gaz ; des gaz brûlés restant dans le cylindre perturbent la propagation de la combustion, et de l'essence non brûlée est rejetée dans l'atmosphère. Augmente les émissions d'hydrocarbures ; nécessite de l'huile : consomme 2 % d'huile (contre un 4 temps - de 0,2 %) ; bruyant, les clapets d'admission d'air frais se refermant brutalement lors de l'échappement pour éviter que cet air reparte vers l'extérieur.

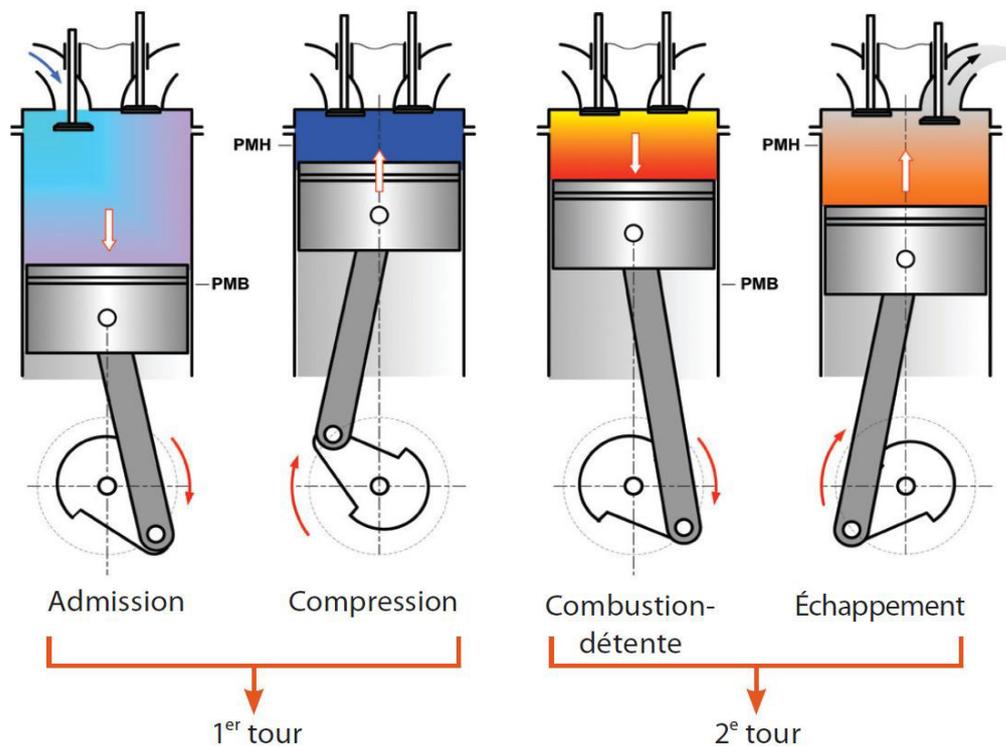


Figure I.3 : Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel

Les positions des PMH et PMB sont indiquées par les lignes en pointillés, les soupapes d'admission et d'échappement sont respectivement désignées par Sadm et Sech (l'injecteur n'est pas représenté)[13].

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur.

Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi tour de vilebrequin).

3-2) Les quatre temps du moteur diesel :

C'est l'ensemble des phases successives nécessaires pour transformer l'énergie calorifique produite dans le cylindre en énergie mécanique :

Le cycle débute avec le piston au point mort haut PMH et se réalise en 2 tours de manivelle c'est-à-dire en 4 courses de piston

Premier temps: Admission;

- La soupape d'admission s'ouvre
- Le piston descend jusqu'au **PMB**
- L'air pénètre dans le cylindre.

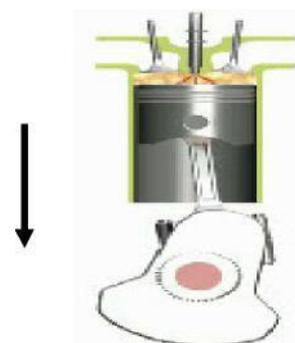
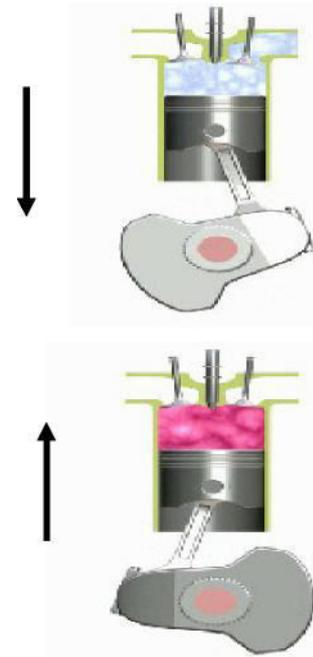
Deuxième temps: Compression;

- Les soupapes sont fermées.
- Le piston remonte.
- L'air est comprimé.
- L'injection du gasoil commence avant le **PMH**.

Troisième temps: Combustion et Détente;**Principe de l'autoallumage chez le moteur diesel :**

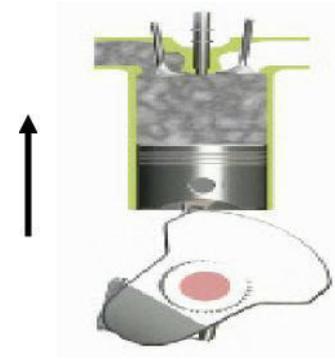
Si on laisse tomber goutte à goutte un combustible de liquide tel que le gasoil, sur une taque suffisamment chauffée, le combustible s'enflamme au contact de la taque. Lorsqu'on comprime de l'air, celui-ci s'échauffe d'autant plus que la compression soit forte. Pour assurer la combustion complète d'un combustible, il faut :

- Une quantité d'air (oxygène) suffisante,
- Porter le combustible à une température suffisante,
- Assurer le contact intime entre le combustible et l'air de combustion.
- Le piston atteint son **PMH**.
- L'injecteur pulvérise le gasoil dans le cylindre.
- Cela provoque une combustion qui repousse le piston vers le bas.



Quatrième temps: Echappement ;

- La soupape d'échappement s'ouvre. -
- Le piston remonte de son **PMB**.
- Les gaz brûlés sont expulsés en dehors du cylindre.

**Terminologies des moteurs:**

- **PMH:** point mort haut. Position haute du piston.
- **PMB:** point mort bas. Position basse du piston.

I-4) Le cycle d'un moteur diesel à 4 temps :

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

- L'admission.
- La compression.
- La détente.
- L'échappement.

a) Avantages du moteur diesel:

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

b) Inconvénients du moteur diesel:

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

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

I-4-1) Tableau L'ordre d'injection :

Moteur à 4 cylindres:

L'ordre de marche utilisé pour les moteurs à 4 cylindres est : 1-3-4-2 la répartition des phases des différents cylindres au d'un cycle complet est résumée dans le tableau n° 01 suivant :

<i>CYL 1</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>
<i>CYL 2</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>
<i>CYL 3</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>
<i>CYL 4</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>

I-5) Le diagramme théorique d'un moteur diesel :

1er temps : L'admission

Remplissage des cylindres avec l'air à pression Atmosphérique :lorsque le piston se déplace de son PMH à son PMB, il y a aspiration d'air par la soupape d'admission ouverte.

Le cylindre restant en communication avec l'atmosphère, on peu dire que la pression dans le cylindre est de 1 atm , $P = 1\text{bar}$ pendant l'admission. La transformation peut être représentée par la droite (0-1).

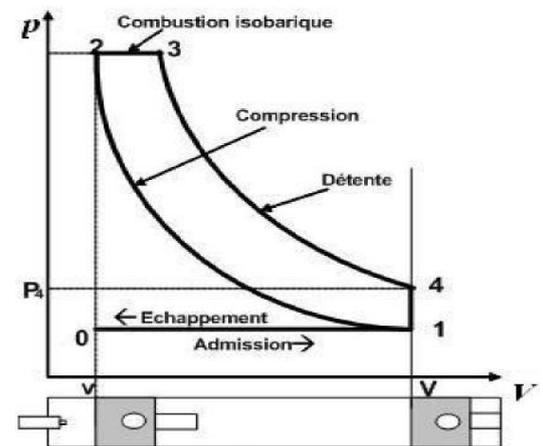


diagramme théorique d'un diesel
Figure I.5 :[12].

2ème temps : La compression

L'air est fortement comprimé et porté à une température supérieure à celle d'auto-inflammation du carburant, le rapport volumétrique est très élevé. Compression isentropique : courbe (1-2) figure ci-dessous :

3ème temps : La combustion Détente

Les soupapes d'admission et d'échappement sont toujours fermées ; Le carburant est injecté sous pression en fin de compression et s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé.

1. Combustion à pression constante : droite (2-3)

C'est une transformation au cours de laquelle le volume et la température du gaz varient alors que sa pression reste constante. Elle ne peut résulter que d'un apport ou d'un retrait de chaleur au gaz.

2. Détente isentropique

Détente du gaz chaud le long de la courbe (3-4) qui ramène le volume à V_2 , mais à une pression P_5 supérieure à celle de l'atmosphère.

4ème temps : Échappement (évacuation des gaz brûlés) :

Au point 4, la soupape d'échappement s'ouvre pour que les gaz brûlés sortent à l'extérieur du cylindre (début d'échappement). La pression chute de P_4 à P_1 (droites (4-1)). Le piston se déplace du P.M.B au P.M.H (droites (1-0)), c'est son premier point de départ, pour chasser les gaz brûlés et permettre le commencement d'un nouveau cycle.

I-6) Diagramme mixte :

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

- une compression adiabatique (1-2)
- une introduction de la chaleur à volume Constant (2-3)

- une introduction de la chaleur à pression Constante (3-4) une détente adiabatique (4-5)
- une prise de chaleur à volume constant (5-1)

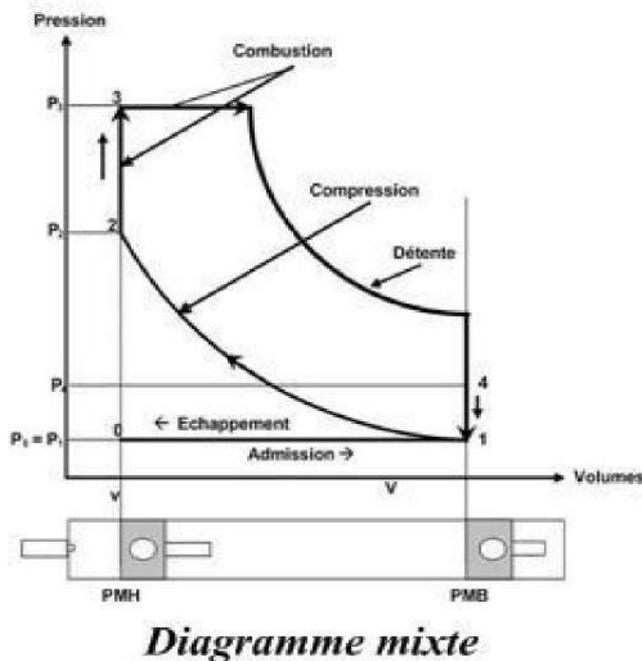


Figure I.6:[14].

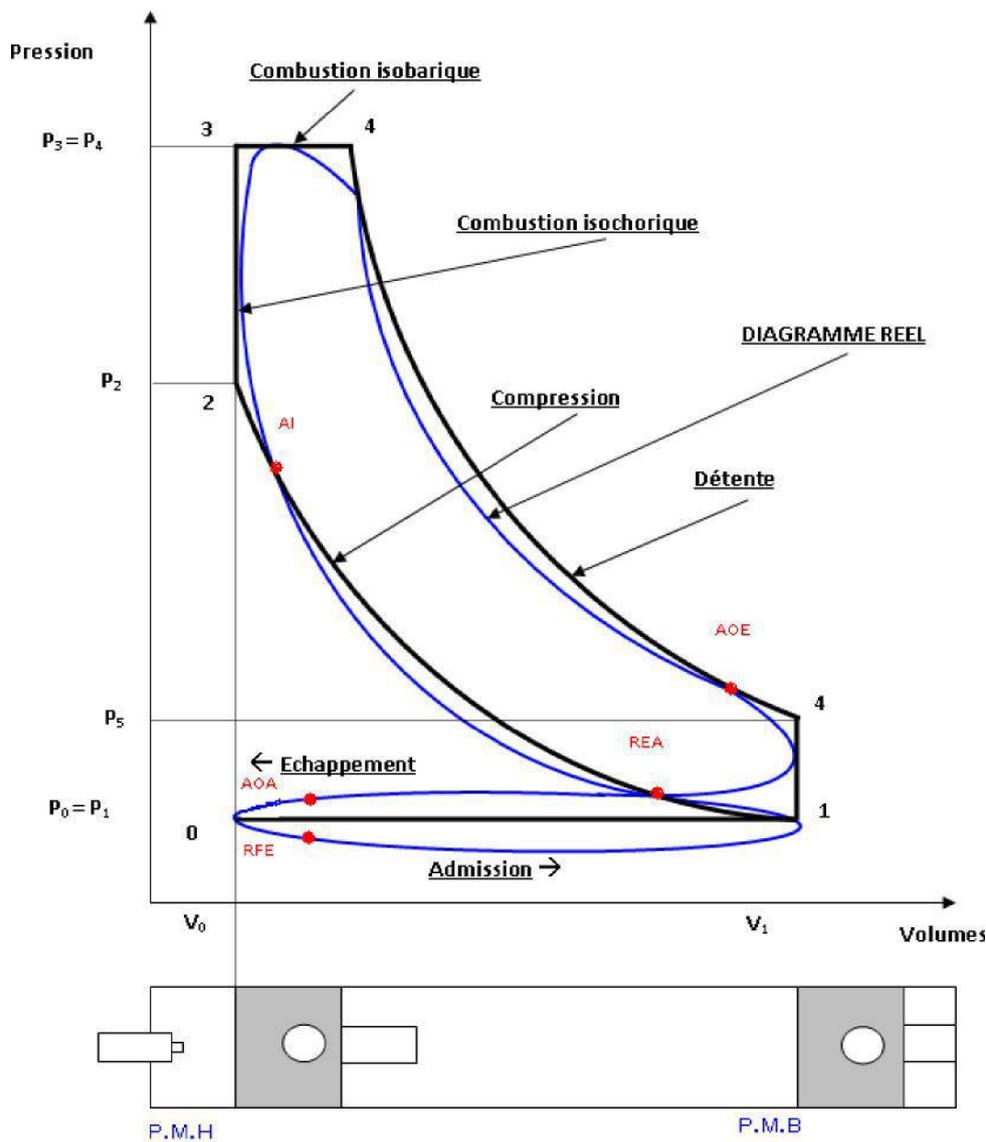
Dans les moteurs diesels rapides, la grande partie des processus du dégagement de la chaleur et de la formation du mélange se fait au fur et à mesure de l'introduction du combustible dans le cylindre, et par conséquent, les premières portions du combustible se brûlent spontanément presque à volume constant,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

I-7) Diagramme réel d'un moteur diesel :

Le diagramme théorique ne tient pas compte de certains inconvénients :

- La mise en mouvement d'un gaz n'est pas instantanée due à son inertie et l'ouverture des soupapes n'est pas instantanée.
- La variation de la température est modifiée par les échanges avec l'extérieur.
- Le délai d'inflammation n'est pas pris en compte et la combustion complète demande un certain temps.

Pour remédier à ces problèmes et obtenir un rendement aussi bon que possible et un diagramme le plus proche possible du diagramme théorique, on modifie le temps d'ouverture des soupapes ainsi que le point d'allumage de l'ensemble gazeux.



$$AOA = 32^\circ, RFA = 60^\circ, AOE = 70^\circ, RFE = 32^\circ, AI = 22^\circ$$

Figure I.7 : Diagramme réel d'un moteur diesel [15].

I-8) Les principaux organes fixes :**a) Bloc moteur :**

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



Figure I.8-1 : Bloc moteur[16].

b) Culasse :

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

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



Figure I.8-2 : Culasse [17].

C) 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.



Figure I.8-3 : Joint de culasse [18].

d) 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.

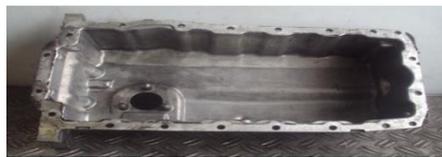


Figure I.8-4 : Carter [19].

e) Collectors:

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.



Figure I.8-5 : Collecteur [20].

I-9) 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.

a) Vilebrequin :

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

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



Figure I.9-1 : Vilebrequin [21].

* *Le vilebrequin peut être réalisé:*

- 1- par forgeage, en acier au nickel-chrome ou manganèse.
- 2- par moulage, en fonte au chrome ou silicium. Il reçoit des traitements thermiques Les manetons et tourillons sont tournés, puis rectifiés Maneton.

b) Piston :

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston (figure I.19) est réalisé en alliage léger. La tête de piston forme une partie de la chambre de combustion. A ce titre, elle est quelque fois creusée de cavités destinées à créer une turbulence favorable à la combustion. Des segments logés dans la partie haute du piston, la tête, assurent l'étanchéité de la chambre de combustion. On distingue le segment de feu, les segments d'étanchéité et les segments racleurs, dont l'un est souvent disposé plus bas que l'axe de piston. Le segment de feu est le

plus souvent chromé. Il est disposé assez loin du bord du piston afin d'éviter qu'il soit soumis directement à la chaleur dégagée lors de la combustion.



Figure I.9-2 : Piston[22].

c) Bielle :

La bielle assure la liaison entre le vilebrequin et le piston. Réalisée en acier, elle doit pouvoir résister à des efforts de compression très élevés. A ce titre les constructeurs ont généralement adopté une section en H. Le plan de coupe de la tête de bielle est souvent oblique afin de faciliter la dépose de l'ensemble bielle piston par le haut du cylindre.



Figure I.9-3 : Bielle [23].

d) Arbre à came :

Les arbres à came sont généralement en fonte nodulaire ou en fonte malléable à cœur noir, parfois en acier forgé. Ils tournent dans des paliers lisses fixés sur la culasse, ou percés dans la culasse même. Pour tenir à l'usure, les arbres à came acier sont cémentés trempés ou nitrurés, et ceux en fonte trempés.

Une came consiste en une rampe d'ouverture, une partie excentrée appelée lobe, une rampe de fermeture et un talon. La forme ou le profil des cames est déterminé très soigneusement de façon à ce qu'elles ouvrent les soupapes à la bonne vitesse et les soulèvent sans imposer de

Contrainte excessive aux parties mobiles et avec minimum de bruit. Plusieurs types de cames sont employés : quart de course, trois-quarts de course et pleine course. Les cames pleine course sont employées dans les moteurs à haut rendement. Elles sont conçues pour ouvrir davantage les soupapes et pour accélérer leur ouverture et leur fermeture, sans tenir compte de l'augmentation du bruit qui en résulte et qui est largement compensé par l'accroissement du rendement volumétrique ainsi obtenu.



Figure I.9-4 : Arber a came[24].

e) Soupapes:

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, une d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire quatre soupapes par cylindre. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue permettant le guidage.

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

Les poussoirs de soupape sont des pièces placées entre l'extrémité de la tige de soupape (moteurs à soupapes latérales), ou la tige de poussoir (moteurs à soupapes en tête) et l'arbre à cames. Le poussoir se déplace sur une came de l'arbre à cames et lorsque le lobe de la

came passe sous le poussoir, il le soulève. Les poussoirs de soupape peuvent être de type mécanique ou hydraulique .



Figure I.9-5: Soupape[25].

f) 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 .



Figure I.9-6: Volant du moteur [16].

• *Les systèmes auxiliaires:*

- Système de lubrification
- Système de refroidissement
- Système de démarrage et de charge (circuit électrique)
- Système de suralimentation [1]

Système d'alimentation et suralimentation

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

I-10) Système d'alimentation en l'air

10-1). Les moteurs à aspiration naturelle:

Le moteur est dit à aspiration naturelle lorsque c'est le moteur lui-même qui aspire son air grâce à la dépression créée lors de la descente du piston au temps admission. C'est la solution technique la plus couramment employée sur les petits moteurs diesel marins où la simplicité de conception prime.

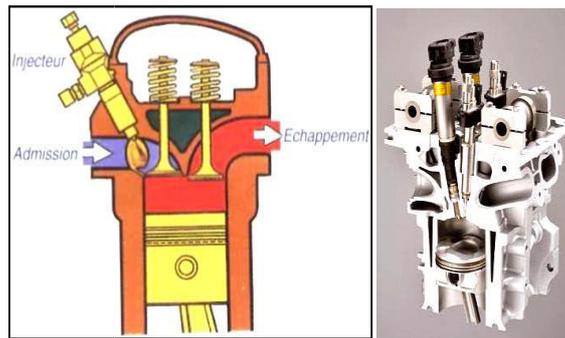


Figure I.10-1 : Moteur à aspiration naturelle [26].

10-2). Les moteurs suralimentés:

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

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

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

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

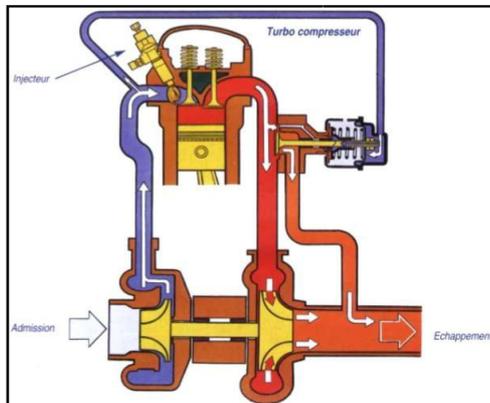


Figure I.10-2 :Principe de fonctionnement de la suralimentation [27].

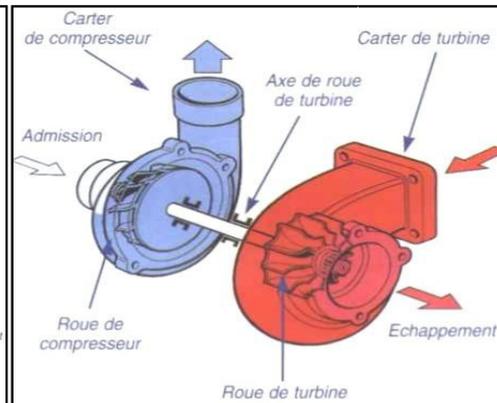


Figure I.10-3:Principe de fonctionnement du turbocompresseur [28].

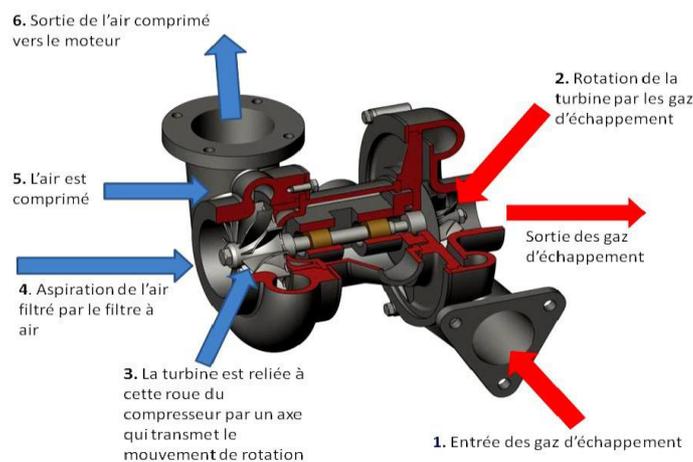


Figure I.10-4 : Turbocompresseur[23].

I-II) Organisation du circuit d'alimentation du carburant (gasoil)

Le système d'alimentation en combustible du moteur diesel comprend:

- Un réservoir
- Un pré filtre
- Un filtre
- Une pompe d'alimentation
- Une pompe d'injection ou doseur
- Un ou plusieurs injecteurs

Ces divers éléments sont reliés entre eux par une tuyauterie spécifique.

Dénominations commerciales

Voici la liste des différents noms donnés aux moteurs diesels modernes (injecteurs pompes ou rampe commune) selon les marques qui les commercialisent

Tableau. I.2: Type des moteur le plus connus dans le marché :

<ul style="list-style-type: none">• HDi : Peugeot, Citroën• dCi ,DTI: Renault, Nissan, Dacia• CDI : Mercedes, Smart• CRD : Jeep• Td(x), TDV(x) : Land rover (ex:Td4 ou TDV8)• D : Volvo (ex:2.4D ou D5), Jaguar (ex:2.7D)• TDCi : Ford• MZR-CD : Mazda• i-CTDi : Honda• CRDi : Hyundai• d : BMW (ex:530d)	<ul style="list-style-type: none">• TDI : Audi, Seat, Skoda, Volkswagen• D-4D : Toyota• d : Lexus (ex: IS 220 d)• JTD : Fiat, Alfa Roméo, Lancia• CDTI : Opel (les DTI sont des moteurs à injection directe sans rampe commune)• VDi : ancienne dénomination de Nissan, aujourd'hui remplacée par dCi• DI-D : Mitsubishi• CRDI : Kia• TCDi, VCDi : Chevrolet
---	--

Chapitre II : Etude thermodynamique



Moteur Diesel 2.2dci [32].

*Calcul des caractéristiques du moteur diesel***II-1) Introduction**

Le but de ce chapitre est l'obtenir des la caractéristique thermiques et dimensionnels des principaux organes a partir des données de départs (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 [2].

Ayant la base ce 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.

On fait le calcul du cycle thermodynamique du moteur au régime nominal : vitesse de rotation (n) et charge continue (85% charge pour moteurs de voiture et de camion et 100% pour moteurs de locomotive, navire ou stationnaires). Il y a une multitude des méthodes pour calculer le cycle moteur :

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

Les premières méthodes traitent les phénomènes est les processus d'un cycle « global » calculant les grandeurs d'état dans ses points caractéristiques et, puis, par corrections, on obtient le cycle réel [2].

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

Elles sont encore très bonnes pour interpréter différentes influences sur le cycle moteur.

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

- l'écoulement des gaz
- le procédé d'alimentation

- la loi de combustion
- le changement de chaleur entre les gaz et la paroi
- la vaporisation du combustible
- la réalisation du mélange
- le mouvement des gaz dans le cylindre

De suite est présenté la méthode simplifiée (approximative) du cycle « global » Pour le moteur suralimenté, on fait des éclaircissements, le cas échéant, sur les modifications qui

[19] [2].

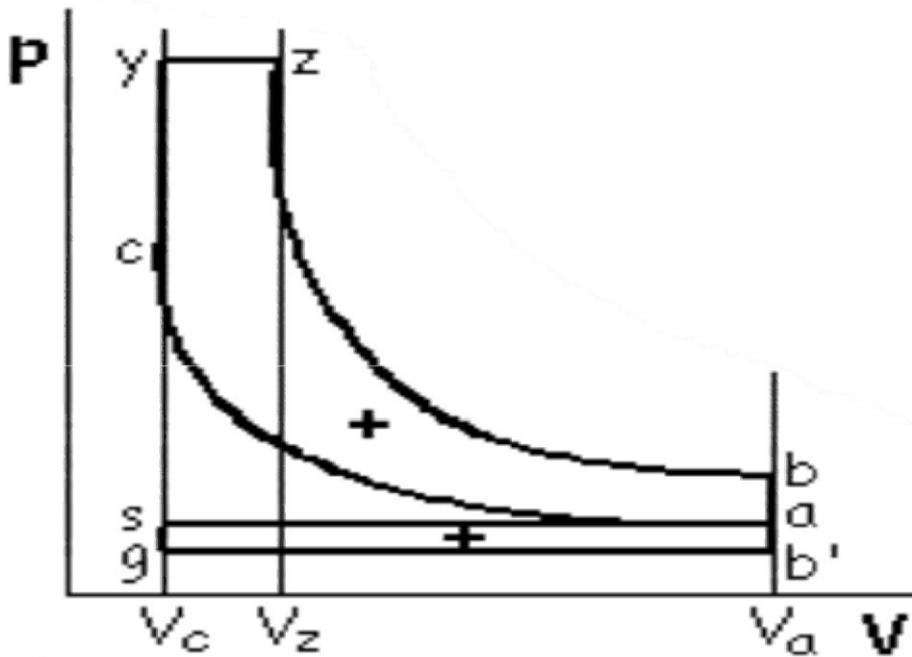


Figure II.1 : Cycle du moteur diesel rapide suralimenté[12].

II-2) Données obtenues par le thème du projet

Faite la conception du moteur diesel à quatre temps dont les caractéristiques sont les suivantes :

- ✚ Destination du moteur : Voiture.
- ✚ La puissance effective $N_e = 97 \text{ KW}$ ou (132 ch).
- ✚ La vitesse de rotation $n = 5000 \text{ tr/min}$.
- ✚ Moteur avec suralimentation.
- ✚ Nombre de cylindre : 4 (disposition en ligne).
- ✚ Les paliers : 5.

- ✚ Bloc cylindre en fonte mon chemisé.
- ✚ Type de cycle thermodynamiques $\tau = 4$ (quatre temps).
- ✚ Le rapport de la course sur l'alésage. $\Psi = \frac{S}{D} = 1.5$
- ✚ Le rapport volumétrique (Taux de compression): $\varepsilon = 25$
- ✚ Type d'admission : suralimenté.
- ✚ La température standard de la charge fraîche : $T_0 = 300 \text{ K}$.
- ✚ La pression standard de l'environnement : $P_0 = 0,1 \text{ MPa}$ ou 1 bar .
- ✚ L'indice adiabatique des gaz : $K = 1,4$.
- ✚ La pression de suralimentation : $P_s = 0,20 \text{ MPa}$ ou 2.0 bar .
- ✚ Augmentation de la température de la charge fraîche pendant l'admission : $\Delta T = 7^\circ\text{C}$.
- ✚ La température T_g des gaz brules résiduels : $T_g = 900 \text{ k}$.
- ✚ La pression P_g des gaz brules résiduels : $P_g = 0,175 \text{ MPa}$.
- ✚ La pression P_a du mélange frais : $P_a = 0,185 \text{ MPa}$.
- ✚ L'indice poly tropique soufflante : $m = 1,6$.
- ✚ Chaut de température dans le refroidisseur intermédiaire : $\Delta T_{Ri} = 45^\circ\text{C}$.
- ✚ L'indice poly tropique pendant la compression : $m_c = 1,35$.
- ✚ Carburant : gazole.
- ✚ Composition chimique de gaz oil : $C=85,7\%$ $H=13,3\%$ $O=1,0\%$.
- ✚ On adopte à injection directe.
- ✚ Le coefficient d'excès d'air : $\lambda = 1,9$.
- ✚ Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant la combustion : $\zeta_z = 0,8$.
- ✚ L'indice poly tropique pendant la détente : $m_d = 1,26$.
- ✚ Rapport d'agrandissement de la pression pendant la combustion : $\lambda_p = 1,5$.
- ✚ Le coefficient de perfection du diagramme **P-V** $\eta_p = 0,65$.
- ✚ La fraction ϕ_p de diagramme de pompage : $\phi_p = 0,2$.
- ✚ Masse molaire de l'air est $28,97 \text{ Kg/Kmole}$.
- ✚ La constante universelle des gaz $R = 8,314 \text{ J/Mole. K}$.
- ✚ Le rendement mécanique $\eta_m = 0,65$.

II-3) Hypothèse

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 a la fin d'admission il y a un mélange initial
 - Les processus d'admission et de détente sont des évolutions poly tropiques à indices poly tropiques constants **mc, md**
 - On suppose que dans un cycle moteur a lieu la combustion d'un kilogramme de carburant.
- On utilise dans ce calcul les notations suivantes :
- $\varepsilon = V_a / V_c$ Rapport volumétriques.
 - $\rho_{dp} = V_z / V_c$ Taux de détente préalable.
 - $\lambda_p = P_z / P_c$ Rapport d'accroissement de la pression pendant la combustion [2] [19].

II-4) Les étapes de calcul du moteur

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:

II-4-1) Les paramètres du fluide moteur**a) Calcule le pouvoir calorifique inférieur :**

Pour le calcul préalable du cycle réel on peut utiliser la composition moyenne de carburant qui est la suivante :

$$C=85,7\% \quad H=13,3\% \quad O=1,0\%$$

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

$$P_i = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \quad (\text{II. 1}) \quad P_i = 33,91 \cdot 0,857 + 125,6 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51(9 \cdot 0,133)$$

$$P_i = 42652,3 \text{ Kj/Kg} \quad (\text{II.1})$$

b) Calcule la quantité d'air théoriquement nécessaire pour brûler 1 Kg de carburant :

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

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

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

- Le coefficient d'excédent d'air pour les moteurs à diesel suralimenté λ varie dans les valeurs de $1,20 \div 2,20$. Pour le calcul préalable on peut prendre la valeur moyenne

$$\lambda = 1,9 \text{ (mélange pauvre car } \lambda > 1).$$

c) Calcul La quantité de mélange frais M_1 :

La quantité de mélange frais qui peut être préparé à l'aide de 1Kg de carburant est la suivante :

$$M_1 = \lambda \cdot L_0 = 1,9 \times 0,4969 \quad (\text{II. 3})$$

$$M_1 = 0,944 \text{ Kmole de mélange frais/Kg de carburant}$$

$$N_0 = M_1 = \lambda \cdot L_0 = 1,9 \times 0,4969 = 0,944 \text{ Kmole de mélange frais/Kg de carburant}$$

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

La quantité de gaz carbonique :

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

La quantité de vapeur d'eau :

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,0665 \text{ K moles de } H_2O/\text{Kg de carburant} \quad (\text{II. 5})$$

La quantité de vapeur d'oxygène :

$$M_{O_2} = 0,21 (\lambda - 1) L_0 = 0,21(1,9 - 1)0,4969 \quad (\text{II. 6})$$

$$M_{O_2} = 0,093 \text{ K moles de } O_2/\text{Kg de carburant}$$

La quantité de l'azote :

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \lambda \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,9 \cdot 0,4969 \quad (\text{II.7})$$

$$M_{N_2} = 0,747 \text{ K moles de } N_2/\text{Kg de carburant}$$

d) Calcul La quantité totale de produit de combustion M_{PC} :

La quantité totale de produit de combustion est donnée par :

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

$$M_{PC} = \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{2} + (1,9 - 0,208)0,4969$$

$$M_{PC} = 0,978 \text{ K moles de Produits de combustion / Kg de carburante}$$

II-4-2) Processus d'admission

a) Calcule le coefficient de remplissage η_V :

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

$$T_s = T_0 \cdot \left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{Ri} = 300 \cdot \left(\frac{2}{1}\right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 45 = 344,05 \text{ K} \quad (\text{II.9})$$

Et maintenant la température de la charge fraîche à l'entrée dans le cylindre T_s'

$$T_s' = T_s + \Delta T = 344,05 + 7 = 351,05 \text{ K} \quad (\text{II.10})$$

On détermine le coefficient de remplissage appliquant de la relation de l'admission naturelle ou P_0 devient P_s , T_0 devient T_s , T'_0 devient T'_s

$$\eta_V = \frac{P_a[\varepsilon + (k-1)(\varepsilon-1)] - P_g}{P_s(\varepsilon-1) \cdot k \cdot \frac{T'_s}{T_s}}$$

$$\eta_V = \frac{0,185[25 + (1,4-1)(25-1)] - 0,175}{0,20(25-1)(1,4)\left(\frac{351,05}{344,05}\right)} = 0,908 \quad (\text{II.11})$$

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

b) Calcule du coefficient des gaz brûlés résiduels γ :

On appliquant de la relation de l'admission naturelle. Ou P_0 devient P_s , T_0 devient T_s

$$\gamma = \frac{P_g}{P_s} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon-1} \cdot \frac{T_s}{T_g}$$

$$\gamma = \frac{0.175}{0.20} \cdot \frac{1}{0.908} \cdot \frac{1}{25-1} \cdot \frac{344.05}{900} = 0.0150 \quad (\text{II.12})$$

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

c) Calcule La température à la fin d'admission T_a :

On appliquant de la relation de l'admission naturelle ou P_0 devient P_s , T_0 devient T_s

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

$$T_a = \frac{0.185}{0.20} \cdot \frac{1}{0.908} \cdot \frac{25}{(25-1)} \cdot \frac{1}{(1+0.0150)} \cdot 300 = 313.353 \text{ K} \quad (\text{II.13})$$

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

d) La masse spécifique de la charge fraîche pendant le remplissage :

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

On appliquant de la relation de l'admission naturelle ou P_0 devient P_s , T_0 devient T_s

$$\rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_0}{R \cdot T_0} \quad \text{devient} \quad \rho_0 = \frac{\mu_{\text{air}} \cdot P_s}{R \cdot T_s} \quad \rho_0 = \frac{28.97 \cdot 2.0 \cdot 10^6}{8314 \cdot 344.05} = 20.25 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{II.14})$$

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

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

II-4-3) Processus de compression

a) Calcul la pression à la fin de la compression P_C :

$$P_C = P_a \cdot \varepsilon^{m_c} = 0,185 \cdot 25^{1.35} \quad (\text{II.15})$$

$$P_C = 14.26 \text{ MPa}$$

b) Calcul la température de la fin de compression T_C

$$T_C = T_a \cdot \varepsilon^{m_c-1} = 313.35 \cdot 25^{0.35} \quad T_C = 966.73 \text{ K} \quad (\text{II.16})$$

➤ Valeur recommandées :

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

II-4-4) Processus de combustion

Le tableau suivant monté L'énergie interne spécifique molaire U et l'enthalpie

Spécifique molaire H des gaz en fonction de température, en Kj/Kmol.

Tableau II.1 : L'énergie interne spécifique molaire **U** et l'enthalpie spécifique molaire **H** des gaz en fonction de température, en Kj/Kmol[2].

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	72727	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	1023311	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	167759	111769	136711	81616	106567	76406	101352	77192	102135	71974	96916

a) Calcul le coefficient chimique μ_{ch} :

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

$$\mu_{ch} = \frac{M_{Pc}}{M1} = \frac{0.978}{0.944} = 1.036 \quad (II.17)$$

b) Calcul le coefficient réel de la variation moléculaire μ_r :

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

$$\mu_r = \frac{\mu_{ch} + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1.036 + 0.0150}{1 + 0.0150} = 1.035 \quad (II.18)$$

c) Calcul La quantité de chaleur dégagée par la combustion du carburant Q_I :

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

$$Q_I = P_{ci} = P_i = 42652,3 \text{ Kj/Kg de carburant}$$

d) Calcul la composition des gaz brûlés (mélange pauvre):

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{PC}} = \frac{0.714}{0.978} = 0.0730 \quad (\text{II.19})$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{PC}} = \frac{0.0665}{0.978} = 0.0679 \quad (\text{II.20})$$

$$r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{PC}} = \frac{0.093}{0.978} = 0.095 \quad (\text{II.21})$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{PC}} = \frac{0.747}{0.978} = 0.763 \quad (\text{II.22})$$

$$\sum r_i = 0.0730 + 0.0679 + 0.095 + 0.763 = 0.925 \quad (\text{II.23})$$

e) Calcul l'énergie interne de la charge fraîche à la fin de compression :

$$(T_c = 966.73) U_{air}^{TC} :$$

D'après le Tableau II.1 de l'énergie spécifique.

$$T = 900 \text{ K} \quad U_{air} = 19594 \text{ K}$$

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

$$\Delta T = 1000 - 900 = 100 \quad \Delta U = U_{air}^{1000} - U_{air}^{900} = 2453 \text{ K}$$

$$\Delta T' = 966.73 - 900 = 66.73 \quad \Delta U' = ? = 2453$$

$$\Delta U' = \frac{\Delta T' \cdot \Delta U}{\Delta T} = \frac{66.73 \cdot 2453}{100} = 1636.88 \text{ KJ/KMol}$$

$$U_{air}^{TC} = U_{air}^{966.73} = U_{air}^{900} + \Delta U' = 21230.88 \text{ KJ/KMol} \quad (\text{II.24})$$

$$T = 966.73 \quad U_{air}^{TC} = U_{air}^{966.73} = 21230.88 \text{ KJ/KMol}$$

f) Calcul L'énergie interne des gaz brûlés résiduels à la fin de compression

$(T_c = 966.73)U_{air}^{TC}$:

T = 900K	$U_{CO_2} = 29906$ Kj/Kmol
T = 1000K	$U_{CO_2} = 34443$ Kj/Kmol
T = 966.73K	$U_{CO_2} = 32933.5$ Kj/Kmol
T = 900K	$U_{H_2O} = 24436$ Kj/Kmol
T = 1000K	$U_{H_2O} = 27696$ Kj/Kmol
T = 966.73K	$U_{H_2O} = 26611.3$ Kj/Kmol
T = 900K	$U_{O_2} = 20389$ Kj/Kmol
T = 1000K	$U_{O_2} = 23013$ Kj/Kmol
T = 966.73K	$U_{O_2} = 22139.9$ Kj/Kmol
T = 900K	$U_{N_2} = 19385$ Kj/Kmol
T = 1000K	$U_{N_2} = 21791$ Kj/Kmol
T = 966.73K	$U_{N_2} = 20990.5$ Kj/Kmol
$U_{gpr}^{TC} = U_{gpr}^{966.73} = \sum r_i U_i^{TC} = \sum r_i U_i^{966.73}$	(II.25)

$$U_{gpr}^{TC} = r_{CO_2} \cdot U_{CO_2}^{966.73} + r_{H_2O} \cdot U_{H_2O}^{966.73} + r_{O_2} \cdot U_{O_2}^{966.73} + r_{N_2} \cdot U_{N_2}^{966.73}$$

$$U_{gpr}^{TC} = (0.0730 \cdot 32933.5) + (0.0679 \cdot 26611.3) + (0.095 \cdot 22139.9) + (0.763 \cdot 20990.5) = 22330.09 \text{ KJ/Kmol}$$

$$U_{gpr}^{TC} = 22330.09 \text{ KJ/Kmol}$$

g) Calcul L'enthalpie des gaz brûlés à la fin de compression H_z :

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

$$H_z = \frac{0.8 \cdot 42652.3}{1.035 \cdot 0.944 \cdot (1+0.0150)} + \frac{21230.88 + 0.0150 \cdot 22330.09}{1.035 \cdot (1+0.0150)} + \frac{8.314 \cdot 1.5 \cdot 966.73}{1.035}$$

$$H_z = 66584.59 \text{ Kj/Kmol}$$

h) Calcul La température des gaz brûlés à la fin de combustion T_z :

$$H^{1700} = \sum r_i \cdot H_i^{1700} = r_{CO_2} \cdot U_{CO_2}^{1700} + r_{H_2O} \cdot U_{H_2O}^{1700} + r_{O_2} \cdot U_{O_2}^{1700} + r_{N_2} \cdot U_{N_2}^{1700} \quad (II.27)$$

$$H^{1700} = (0,0730.82888) + (0,0679.67792) + (0,095.56564) + (0,763.54083) = 57292.80 < H_z (66584.59)$$

$$H^{1800} = (0,0730.73890) + (0,0679.57766) + (0,095.45311) + (0,763.42666) = 60559.18 < H_z (66584.59)$$

$$H^{1900} = (0,0730.79067) + (0,0679.61955) + (0,095.48215) + (0,763.45407) = 64986.15 < H_z (66584.59).$$

$$H^{2000} = (0,0730.84278) + (0,0679.66215) + (0,095.51149) + (0,763.48165) = 68869.30 > H_z (66584.59)$$

$$\Delta T = 2000 - 900 = 100 \quad \Delta H = H^{2000} - H^{1900} = (68869.30 - 64986.15) = 3883.15$$

$$\Delta H' = H - H^{1900} = (66584.59 - 64986.15) = 1598.44$$

$$X = \frac{\Delta H' \cdot \Delta T}{\Delta H} = \frac{1598.44 \cdot 100}{3883.15} = 41.16 \text{ K}$$

$$T_z = 1900 + X = 1900 + 41.16 = 1941.16 \text{ K} \quad T_z = 1941.16 \text{ K}$$

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

i) Calcul la pression des gaz brules à la fin de combustion P_z :

$$P_z = \lambda_p \cdot P_c = 1,5 \cdot 14.26 = 21.39 \text{ MPa} \quad (II.28)$$

$$P_z = 213.9 \text{ bars}$$

j) Calcul le taux de détente préalable ρ_{dP} :

$$\rho_{dP} = \frac{U_r}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1.035}{1.5} \cdot \frac{1941.16}{966.76} = 1.38 \quad (II.29)$$

$$\rho_{dP} = 1,38$$

k) Calcul la pression maximale réelle à la fin de combustion p_{zr} :

$$p_{zr} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 21.39 = 18.18 \text{ MPa} \quad (II.30)$$

l) Calcul le rapport manométrique de compression :

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{18.18}{14.26} = 1.27 \quad (II.31)$$

II-4-5) Processus de détente et d'échappement

L'exposant adiabatique moyen de la détente peut être déterminé d'après les valeurs du taux de compression et de la température de la combustion Pour $\varepsilon = 25$ et $T_z = 1941.16$ K on trouve

$$m_d = 1,26 \quad m_d = [1,20 \dots \dots 1,30].$$

a) Calcul la pression de la fin de détente P_b :

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{\rho_{dP}}{\varepsilon}\right)^{m_d} = 18.18 \cdot \left(\frac{1.38}{25}\right)^{1.26} = 0.47 \text{ MPa} \quad (\text{II.32})$$

➤ Valeur recommandées : $P_b = [0,25 \dots \dots 0,60]$ MPa

b) Calcul La température de la fin de détente T_b :

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{\rho_{dP}}{\varepsilon}\right)^{m_d-1} = 1941.16 \cdot \left(\frac{1.38}{25}\right)^{0.26} = 914.04 \text{ K} \quad (\text{II.33})$$

➤ Valeur recommandées : $T_b = [900 \dots \dots 1200]$ K

c) Calcul La vérification des gaz résiduels T_r :

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{T_b/P_r}} = \frac{9014.04}{\sqrt[3]{0.47/0.175}} = 682.11 \text{ K} \quad (\text{II.34})$$

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

$$\delta = \frac{800-682.11}{800} \cdot 100\% = 14.73$$

L'écart permis est égale à 15%.

II-4-6) Le traçage de diagramme du cycle de référence

On choisit une échelle pour pression (grandeurs déjà connues: P_a, P_g, P_c, P_z, P_b). et une échelle arbitraire pour volumes (l'alésage D et la course de piston S ne sont pas connus, elle seront déterminées)[2].

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

nsi sur le diagramme sont précisées les point caractéristique de cycle a, c, y, z, b, b', g et s.

(Voir la figure II.2)

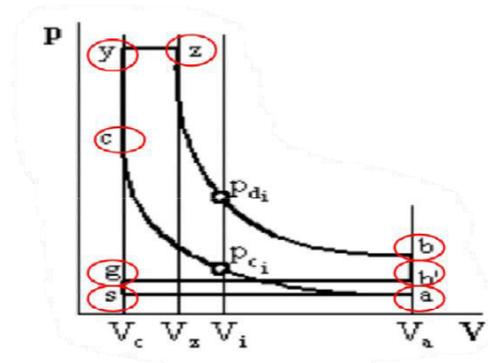


Figure II.4-6-1 : Diagramme de cycle de référence[13].

La compression sera tracé par point, écrivant (dessin 1), l'équation de la poly tropique entre le point c la fin de compression et i quelque point sur cette poly tropique, (figure II.3).

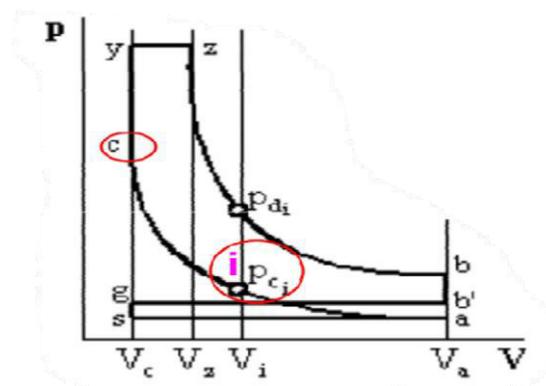


Figure II.4-6-2 : Diagramme de cycle de référence [13].

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

On ε_i est le volume relatif $\frac{V_i}{V_c}$: $\varepsilon_i = \frac{V_i}{V_c}$, et il satisfait la condition $1 < \varepsilon < \varepsilon$ Procèdent de la même manière dans le cas de la détente on obtient:

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

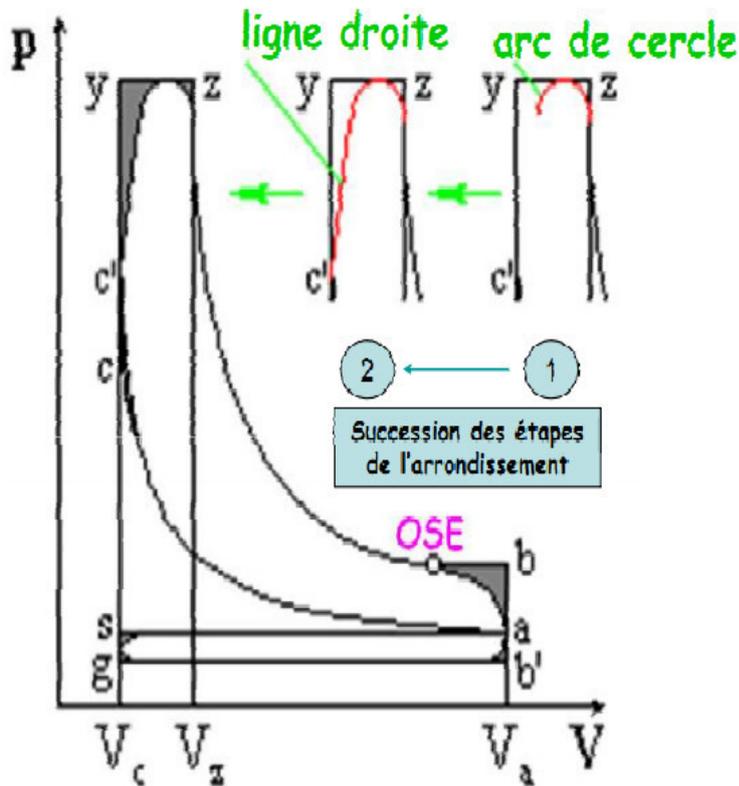
On fait un tableau a 3 colonnes dans lequel sont présentées les valeurs calculées pour P_{ci} et P_{di} en fonction de ε_i il faut tenir compte dans la colonne de P_{di} , de ce tableau d'une condition supplémentaire $\varepsilon_i \geq \rho_{dP}$. le tableau suivant monté les pressions en MPa

Tableau II.2 : Tableaux des pressions (P_{ci} , P_{di}) en MPa

ε_i	P_{ci} (MPa)	P_{di} (MPa)		ε_i	P_{ci} (MPa)	P_{di} (MPa)
25	$P_a = 0.1849$	$P_b = 0.4725$		12	0.4980	1.1914
24	0.1954	0.4975		11	0.5601	1.3295
23	0.2069	0.5249		10	0.6370	1.4991
22	0.2197	0.5551		09	0.7343	1.7120
21	0.2340	0.5886		08	0.8609	1.9859
20	0.2499	0.6260		07	1.0309	2.3497
19	0.2678	0.6677		06	1.2694	2.8535
18	0.2881	0.7148		05	1.6237	3.5904
17	0.3112	0.7682		04	2.1945	4.7560
16	0.3377	0.8292		03	3.2360	6.8339
15	0.3685	0.8994		02	5.5941	11.3905
14	0.4044	0.9811		01	14.2600	27.2798
13	0.4470	1.0771				

Le diagramme du cycle de référence s'arrondi considérant :

La combustion se déroule en temps et elle s'étend sur les évolutions isochores **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.23).



Arrondissement du diagramme du cycle de référence

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

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

Figure II.4-6-3 : le diagramme de cycle de référence [13].

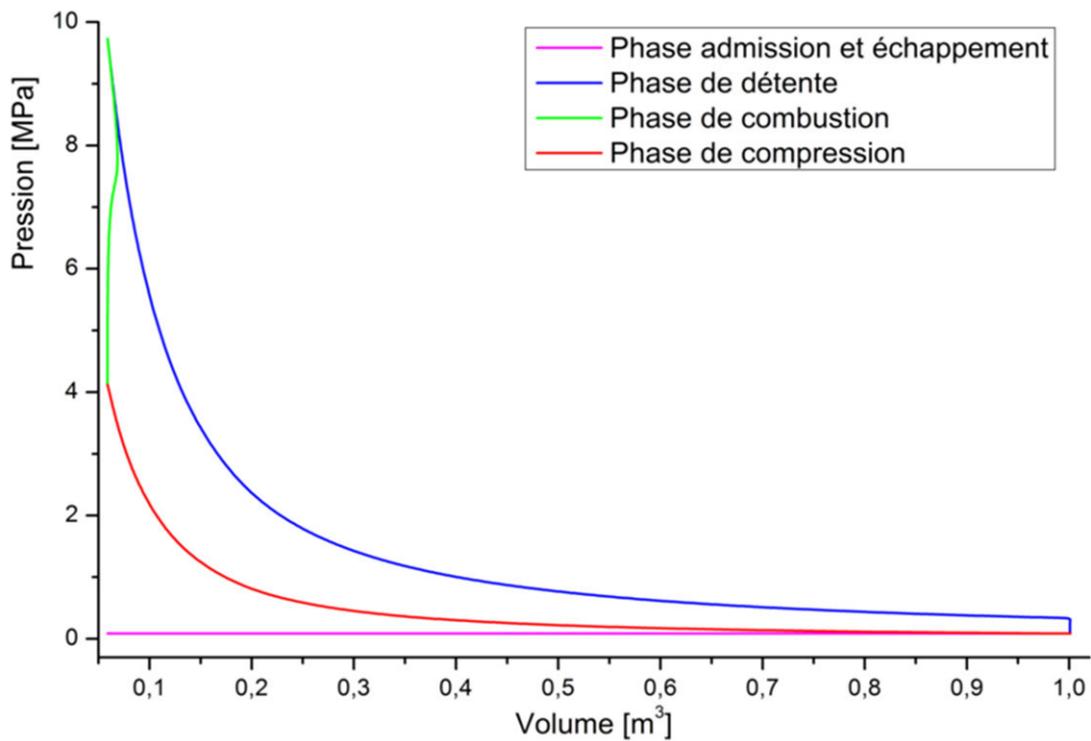


Figure II.4-6-4 : Diagramme réel du moteur diesel suralimenté 2.2dci.

II-4-7) Les paramètres caractéristiques du cycle**a) Le calcul des grandeurs caractéristiques du cycle de référence :**i. Pression moyenne indicative P'_i

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

$$P'_i = \frac{14.26}{25-1} \left[1.5 (1.38 - 1) + \frac{1.5 \cdot 1.38}{1.26-1} \left(1 - \left(\frac{1.38}{25} \right)^{1.26-1} \right) - \frac{1}{1.35-1} \left(1 - \frac{1}{25^{1.35-1}} \right) \right] -$$

$$(0.175 - 0.185) = 2.63 \text{ MPa} \quad (\text{II.37})$$

$$P'_i = 2.63 \text{ MPa}$$

ii. Rendement indicatif η'_i

$$\eta'_i = R \cdot \frac{P'_i}{P_s} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{N_0 \cdot T_s}{P_{ci}} = 8.314 \cdot \frac{2.63}{0.20} \cdot \frac{1}{0.908} \cdot \frac{0.944 \cdot 344.05}{42652.3} = 0.91 \quad (\text{II.38})$$

b) le calcul des grandeurs caractéristiques du cycle réel :

i. Calcul grandeurs caractéristiques indicatives

✓ *Pression moyenne indicative*

$$P_i = \eta_p \cdot P'_i = 0.65 \cdot 2.63 = 1.70 \text{ MPa} \quad (\text{II.39})$$

Valeurs recommandées : $P_i = [0,95 \dots \dots 4,20] \text{ MPa}$ ✓ *Rendement thermique indicatif*

$$\eta_i = \frac{L_i}{L'_i} \cdot \frac{L_i}{P_{ci}} = \eta_p \cdot \eta'_i = 0.65 \cdot 0.91 = 0.59 \quad (\text{II.40})$$

Valeurs recommandées : $\eta_i = [0,37 \dots \dots 0,60]$ ✓ *Consommation spécifique indicative de carburante*

$$C_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot P_{ci}} = \frac{3.6 \cdot 10^6}{0.59 \cdot 42652.3} = 143.05 \text{ g/kwh} \quad (\text{II.41})$$

ii. Calcul des grandeurs caractéristiques effectives

✓ *Pression moyenne effective*

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = 0,65 \cdot 1,70 = 1,10 \text{ MPa} \quad (\text{II.42})$$

• Valeurs recommandées: $P_e = [0,8 \dots \dots 3,5] \text{ MPa}$ ✓ *Rendement thermique effectif*

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,65 \cdot 0,59 = 0,38 \quad (\text{II.43})$$

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

✓ *Consommation spécifique effective de carburant*

$$C_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot P_{ci}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{0,38 \cdot 42652,3} = 222,11 \text{ g/kwh} \quad (\text{II.44})$$

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

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

$$G_h = C_e \cdot N_e = 0,222 \cdot 11 \cdot 97 = 21,53 \text{ Kg/h} \quad (\text{II.45})$$

II-4-8) Les principaux paramètres du moteur

a) Calcul La cylindrée totale du moteur V_t :

$$V_t = 30 \cdot \tau \frac{N_e}{P_{e,n}} = 30 \cdot 4 \frac{97}{1,10 \cdot 5000} = 2,116 \text{ L} \quad (\text{II.46})$$

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

b) Calcul la cylindrée unitaire (volume entre le PMH et le PMB) :

$$V_s = \frac{V_t}{i} = \frac{2,116}{4} = 0,5290 \text{ L} \quad (\text{II.47})$$

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

c) Calcul des dimensions fondamentales du moteur :

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

i. L'alésage du cylindre D

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot \Psi \cdot P_{e,i,n}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 97}{\pi \cdot 1,5 \cdot 1,10 \cdot 4 \cdot 5000}} = 78,66 \text{ mm} \quad (\text{II.48})$$

ii. La course du piston S

$$S = D \cdot \psi = 1,5 \cdot 78,56 = 117,994 \text{ mm} \quad (\text{II.49})$$

On Peut prendre les conditions pour les dimensions normalisées

On choisit :

- L'alésage : $D = 78 \text{ mm}$
- Course de piston : $S = 118 \text{ mm}$

d) On essaiera de vérifier les paramètres précédemment calculés :

- ✓ La cylindrée totale du moteur V_t

$$V_t = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^4} = \frac{3.14 \cdot (78)^2 \cdot 118 \cdot 4}{4 \cdot 10^4} = 2.254 \text{ L}$$

La puissance effective N_e

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_t \cdot n}{30 \cdot 4} = \frac{1.10 \cdot 2.254 \cdot 5000}{30 \cdot 4} = 103.31 \text{ kW}$$

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

$$\delta = \frac{103.31 - 97}{97} \cdot 100\% = 6.5\%$$

- ✓ Le couple moyen effectif

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \frac{N_e}{\pi \cdot n} = 3 \cdot 10^4 \frac{103.31}{3.14 \cdot 5000} = 197.40 \text{ N.m} \quad (\text{II.50})$$

- ✓ La consommation horaire du combustible G_h

$$G_h = N_e \cdot C_e = 103.31 \cdot 0,222.11 = 22.94 \text{ Kg/h}$$

e) La vitesse moyenne du piston V_{pm} :

$$V_{pm} = \frac{s \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{118 \cdot 5000}{3 \cdot 10^4} = 19.66 \text{ m/s} \quad (\text{II.51})$$

II-4-9) Les courbes de fonctionnement du moteur en fonction de la vitesse rotation du vilebrequin

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

$$n_{\max} = (1.1 \div 1.2) \cdot n = 1,15 \cdot 5000 = 5750 \text{ tr/min}$$

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

On choisit les régimes de calcul suivants :

$$500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 4000, 5750, 6000$$

Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation

a) La puissance effective (KW) :

$$N_e \cdot X = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \left[1 + \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] = 103.31 \cdot \frac{n_x}{5000} \left[1 + \frac{n_x}{5000} - \left(\frac{n_x}{5000} \right)^2 \right] \quad (\text{II.52})$$

b) Le couple moyen effectif (N.m) :

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

c) La pression moyenne effective (MPa) :

$$P_e \cdot X = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e \cdot X}{V_t \cdot n_x} = \frac{30 \cdot 4 \cdot N_e \cdot X}{2.121 \cdot 5000} \quad (\text{II.54})$$

d) La consommation horaire de combustion g/kw:

$$C_e \cdot X = C_e \cdot \left[1.2 - \frac{n_x}{n} + 0.8 \left(\frac{n_x}{n} \right) \right] = 222.11 \cdot \left[1.2 - \frac{n_x}{5000} + 0.8 \left(\frac{n_x}{5000} \right) \right] \quad (\text{II.55})$$

e) La consommation horaire de combustible kg/h:

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

f) Le coefficient du remplissage du cylindre :

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

-Ici λ_x : Le coefficient d'excédent d'air pour les régimes de calcul différents, il varie

De 1,5 pour le régime minimal à 2,5 pour le régime normal.

-Les résultats de calcul sont représentés par courbes de fonctionnement du moteur sur le

Diagramme d'après les résultats donnés par Le tableau suivant :

Tableau II.3 : Les paramètres du moteur en fonction de la vitesse de rotation suivant :

Paramètres du moteur	Vitesse de rotation du vilebrequin, (tr/min)								
	500	1000	1500	2000	2500	3000	4000	5750	6000
Puissance effective. $N_e \cdot x$	11.2608	23,9679	37,5015	51,2418	64,5687	76,8626	95,8717	98,3124	94.2187
Couple effective $M_e \cdot x$	215,1743	228,9929	238,8632	244,7855	246,7596	244,7855	228,9929	163,3548	150.0298
Pression moyenne effective $P_e \cdot x$	0.1274	0.2712	0.4243	0.5798	0.7306	0.8697	1.0848	1.1124	1.0661
Consommation horaire effective $C_e \cdot x, \frac{g}{KW} \cdot h.$	262.0898	257.6476	253.2054	248.7632	244.3210	239.8788	230.9944	215.4467	213.2256
Consommation horaire $G_h \cdot x, \frac{Kg}{h}.$	2.9513	6.1753	9.4956	12.7471	15.7755	18.4377	22.1458	21.1811	20.0898
Coefficient d'excédent d'air $\lambda.$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,5	3,0
Le coefficient du remplissage du cylindre $\eta_v \cdot x$	0.0979	0.1092	0.1190	0.1268	0.1326	0.1359	0.1347	0.1018	0.1111

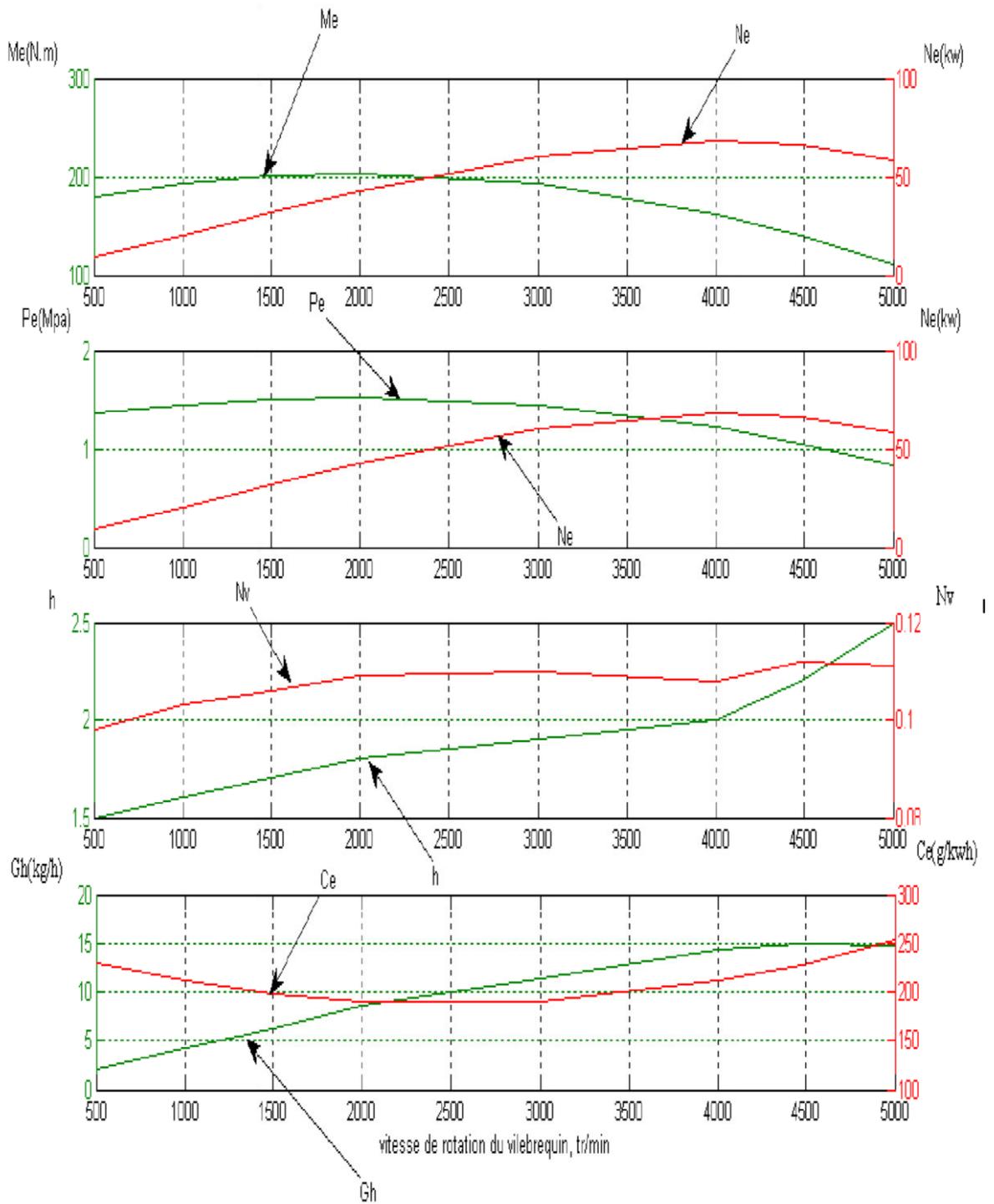


Figure II.4-7 : les courbes de fonctionnement du moteur en fonction De la vitesse de rotation du vilebrequin.

Chapitre III : Etude cinématique et dynamique



Moteur Diesel 2.2dci [32].

*Etude Cinématique***a) Données de départ :**

L'alésage : **D= 78 mm.**

Longueur de la bielle : **L = 112 mm.**

Course du piston : **S = 118 mm.**

Rayon de la manivelle : **R = S / 2 = 59 mm**

Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :

$$\lambda = R / L = 0.5267$$

La vitesse angulaire de la manivelle (ω)

$$\omega = \pi \cdot N / 30 = (3.14 \cdot 103.31) / 30 = 10.813 \text{ rad/S}$$

Section de piston : F_p

$$F_p = \pi \cdot D / 4 = 62 \text{ mm}^2$$

Masse du groupe piston : m_{gp}

$$m_{gp} = 900 \text{ g}$$

Masse du groupe de la bielle : m_{gb}

$$m_{gb} = 700 \text{ g}$$

III.1) Généralité :

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.

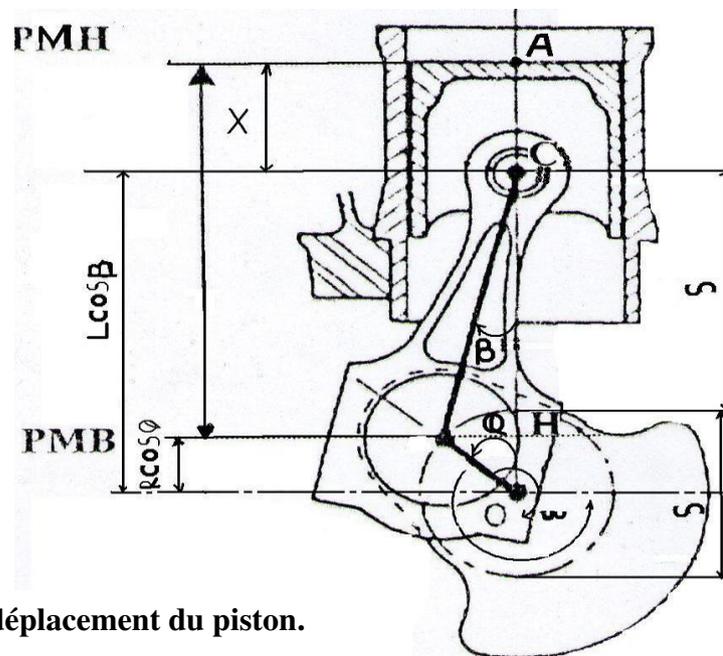
III-2) Déplacement Du Piston $X=f(\varphi)$:

Figure III.1 : déplacement du piston.

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).

$$\text{On a:} \quad X = AC = AO - OC \quad (\text{III.1})$$

$$AO = L + R$$

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

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

φ : l'angle de rotation de vilebrequin.

De ces équations on aura la relation la suivante :

$$X = (R + L) - (L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi) \quad (\text{III.2})$$

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 bille-manivelle.

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

$$\beta = f(\varphi)$$

soit : $PMH = R \cdot \sin\varphi = L \cdot \sin\beta$

Et comme : $\sin\beta = \lambda \cdot \sin\varphi$

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

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 : $X = R [(1 - \cos\varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4] \quad (\text{III.3})$

III-3) Vitesse du piston $V = f(\varphi)$:

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c'est-à-dire : $V = dX/dt$ (III.4)

Donc : $V = dX/dt = (dX/d\varphi) \cdot (d\varphi/dt)$

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

Alors : $V = R \cdot \omega \cdot [\sin\varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi] \quad (\text{III.5})$

III-3-a) Vitesse maximale du piston :

Pour trouver l'angle φ_1 ; pour laquelle la vitesse du piston est maximale : $V(\varphi) = V_{\max}$

On doit dériver l'équation de la vitesse par rapport à l'angle de la rotation φ et l'égaliser au zéro pour obtenir la ou les valeurs de φ pour la ou lesquelles est la vitesse maximale.

$$\text{On a : } V(\varphi) = R \cdot \omega \cdot [\sin \varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi] \quad (\text{III.6})$$

$$\text{Alors : } dv/d\varphi = R \cdot \omega [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi] \quad (\text{III.7})$$

$$\text{Et : } V(\varphi) = V_{\max} \Rightarrow dv/dt = 0 \quad (\text{III.8})$$

$$\text{Donc : } R \cdot \omega [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi] = 0 \quad (\text{III.9})$$

$$2\lambda \cdot X^2 + X - \lambda = 0 \quad (\text{III.10})$$

On résolvant l'équation de second ordre :

$$\Delta = 1^2 - 4 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot (-\lambda)$$

$$\text{C'est-à-dire : } R \cdot \omega = 0 \quad \text{ou} \quad [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi] = 0$$

$$\text{Mais : } R \cdot \omega \neq 0$$

$$\text{Alors : } [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi] = 0$$

$$\text{On a : } [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi] = \cos \varphi + \lambda \cdot \cos^2 \varphi - \lambda \cdot \sin^2 \varphi$$

$$= \cos \varphi + \lambda \cdot \cos^2 \varphi - \lambda \cdot (1 - \cos^2 \varphi)$$

$$= 2\lambda \cdot \cos^2 \varphi + \cos \varphi - \lambda = 0 \quad (\text{III.11})$$

Pour résoudre l'équation cette équation on remplace $\cos \varphi$ par X alors on aura :

$$\Delta = 1^2 - 4 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot (-\lambda)$$

$$\sqrt{\Delta} = \sqrt{1^2 + 8 \cdot \lambda^2}$$

$$\text{A.N : } \sqrt{\Delta} = 1.794 \quad (\text{III.12})$$

$$\cos \varphi_1 = -1.326 \quad \text{c'est impossible parce que } 1 \geq \cos \varphi \geq -1$$

$$\cos \varphi_2 = 0,3770 \Rightarrow \varphi_2 = 67,852^\circ$$

$$\text{Alors : } V(\varphi) = 67,852^\circ \text{ m/s} \quad (\text{III.13})$$

III-4) Accélération du piston J :

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

$$J = d^2x / dt^2 = dv / dt = (dv / d\varphi) . (d\varphi / dt)$$

$$J = R . \omega^2 . [\cos\varphi + \lambda . \cos 2\varphi] \quad (\text{III.14})$$

4-a) Etudes des variations de l'accélération :**Calcul de Jmax et Jmin :**

Pratiquement l'accélération sera maximale ou minimale ou la vitesse est nulle :

$$dJ/dt = 0 \quad \longleftrightarrow \quad R . \omega^3 . \sin\varphi . (1 + 4 . \lambda . \cos\varphi) = 0 \quad (\text{III.15})$$

Et : $R . \omega^3 \neq 0$ précédente est :

$$\sin\varphi = 0 \quad \longleftrightarrow \quad \varphi = n\pi$$

Alors la solution de l'équation p ; (n = 0, 1, 2, 3, 4)

$$\cos\varphi = - 1/(4.\lambda) \quad \longleftrightarrow \quad \cos\varphi = - 0,4746$$

$$\text{Donc } \varphi = 118,33^\circ \quad (\text{III.16})$$

$$J_{\max} = R . \omega^2 . [1 + \lambda] = 10531,69 \text{ m/s}^2 \quad (\text{III.17})$$

$$J_{\min} = R . \omega^2 . [\cos 118,33 + \lambda . \cos 118,33] = - 4991,28 \text{ m/s}^2 \quad (\text{III.18})$$

III-5) Représentation graphique des fonctions : X, V, J, en fonction de φ **III- 5 -a) Représentation graphique de X = f (φ):****III- 5 - b) Représentation graphique de V = f (φ):**

On a : $V = R . \omega . [\sin\varphi + (\lambda/2) . \sin 2\varphi] = R . \omega . \sin\varphi + (\lambda/2) . R . \omega . \sin 2\varphi$

$$\text{Donc : } V = V_1 + V_2 \quad (\text{III.19})$$

$$\text{Ou : } V_1 = R . \omega . \sin\varphi \quad (\text{III.20})$$

$$V_2 = (\lambda/2) . R . \omega . \sin 2\varphi \quad (\text{III.21})$$

On représente graphiquement d’abord la vitesse V1 et puis V2 en fonction de l’angle de rotation du vilebrequin (φ), on obtient ainsi deux graphiques qu’on peut les superposer pour obtenir le graphique désiré de $V = V1 + V2$.

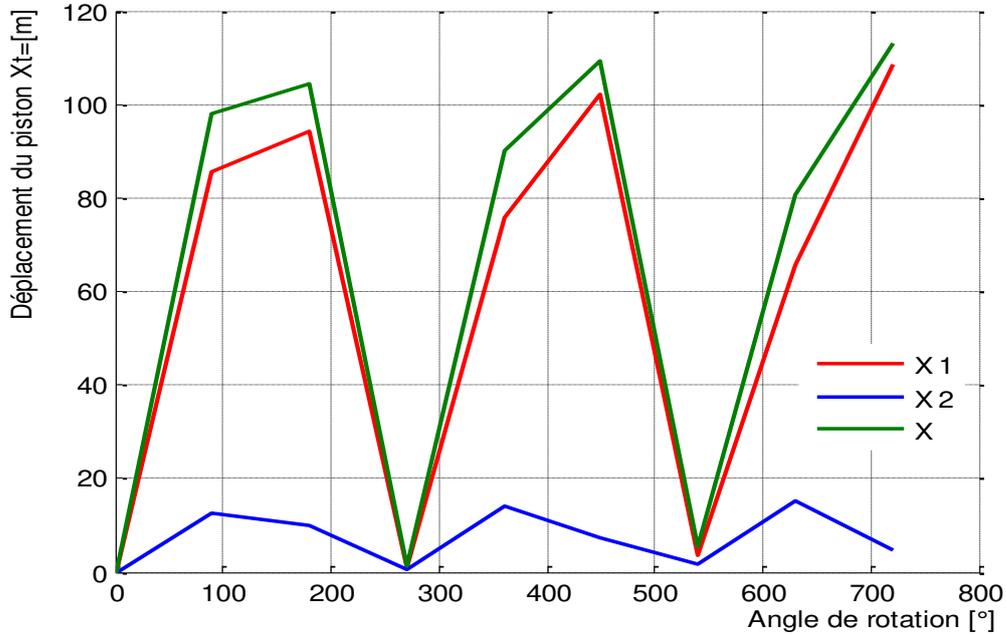


Figure III.5-1 : représentation graphique de déplacement du piston.

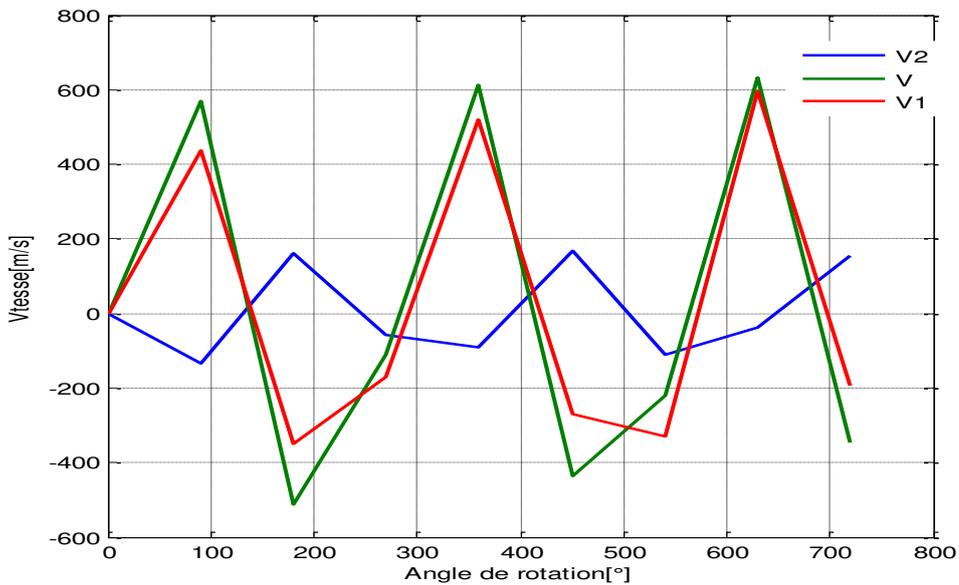


Figure III.5-2 : représentation graphique de vitesse $V = f(\varphi)$.

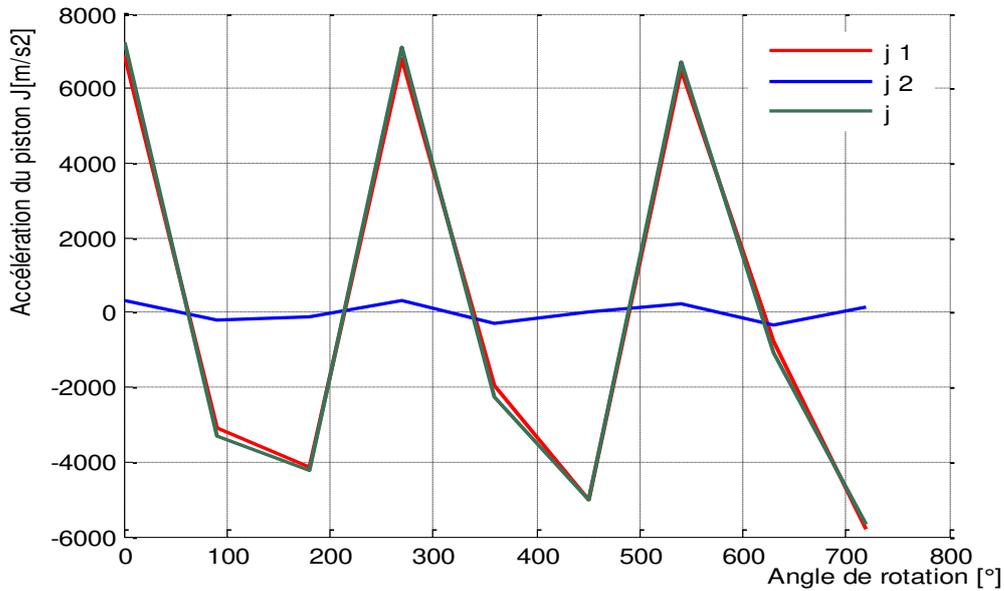


Figure III.5-3: représentation graphique de $J = f(\varphi)$.

Etude Dynamique:

III-6) Généralité :

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

1. Effort produit par la pression des gaz.
2. L'ensemble des forces produites d'après le mouvement des éléments du mécanisme :

-force d'inertie produite par les masses qui sont en mouvement rectiligne Alternatif

-la force centrifuge produit par les masses en rotation

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

III-7) Calcule des masses :

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

7-1) Masse du groupe piston : m_{gp}

La masse du groupe piston englobe la masse du piston proprement dit + 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) (III.22)

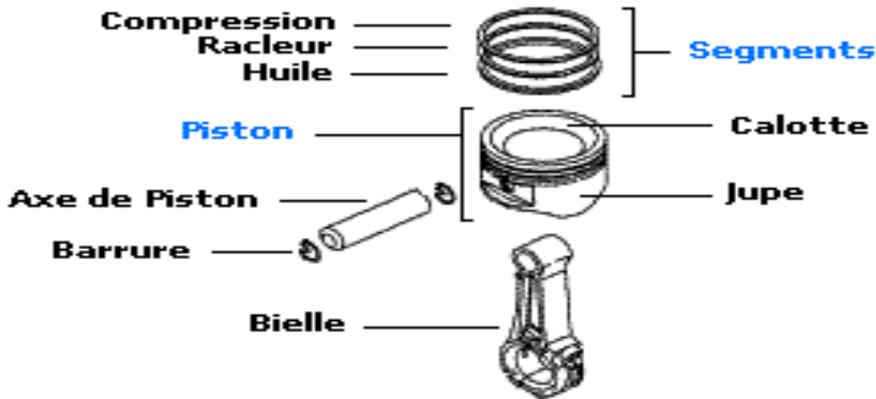


Figure III.7-1 :Masse du groupe Piston[29].

7-2) Masse de la bielle :mb

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) (III.23)

Avec : 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

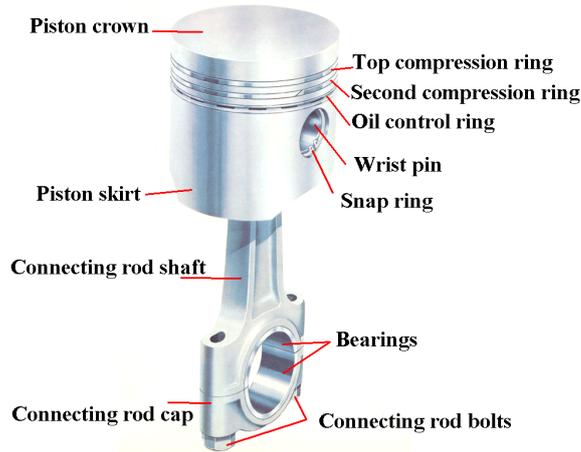


Figure III.7-2: Masse de la bielle[30].

7-3) masse du coude du vilebrequin: m_c

$$m_c = m_m + 2 \cdot m_{bras(R)} + 2 \cdot m_{bras(\rho)} \quad (\text{kg}) \tag{III.24}$$

Ou : m_m : masse de maneton sans bras

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

$m_{bras(\rho)}$: masse des bras concentrées au tourillon

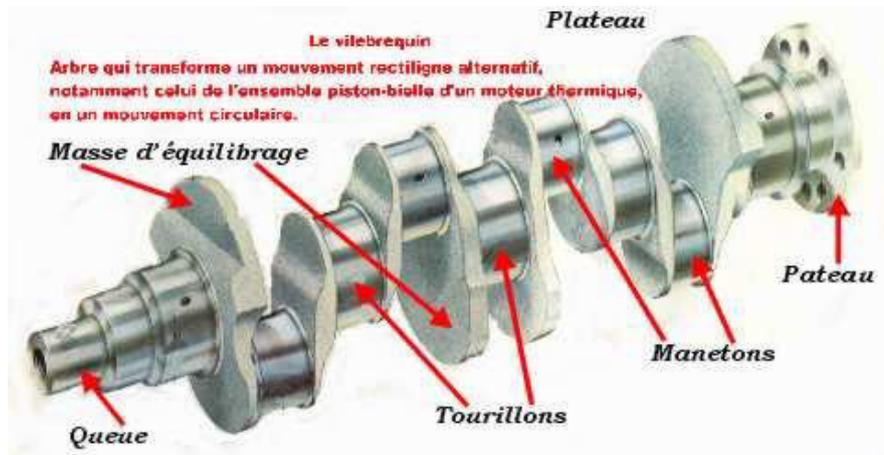


Figure III.7-3: Masse du coude du vilebrequin[31]

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

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

On déduit que : $m_{bras(R)} = (\rho / R) \cdot m_{bras(\rho)}$

7-4) Masses en mouvement de translation : m

$$m = m_{gp} + m_1 \quad (\text{III.25})$$

7-5) Masses en mouvement de rotation :mr

$$mr = mc + m_2 \quad (\text{III.26})$$

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.

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.

III-8) Les efforts exercées sur le système BIELLE-MANIVELLE :

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

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

III-9) les efforts agissant sur L'AXE DU PISTON :

Lors de la combustion, l'axe du piston est soumis à un effort de pression considérable P_g .

En plus cet effort l'axe du piston est soumis à l'effort d'inertie des masses en mouvement de translation P_j .

$$\text{Donc :} \quad P_{\Sigma} = P_g + P_j \quad [\text{MN}] \quad (\text{III.27})$$

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

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

III-9-1) forces d'inertie : P_j

$$P_j = -m \cdot J = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi). \quad (\text{III.28})$$

$$\begin{aligned}
 &= -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \quad . \\
 &= P_{j1} + P_{j2} \quad \quad \quad \text{(III.29)}
 \end{aligned}$$

$$\text{Et :} \quad m = m_{gp} + m_1 \quad \quad \quad \text{(III.30)}$$

Ou : 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 de piston ; au moment où l'accélération est nul la force d'inertie change le sens.

Détermination de m_1 , m_2 et m :

$$\text{On :} \quad m_1 + m_2 = m_b \quad \quad \quad \text{(III.31)}$$

$$m_1 \cdot I^2 + m_2 \cdot (L - I)^2 = IG$$

$$m_2 = m_b \cdot I / L \quad \quad \quad \text{(III.32)}$$

$$m_1 = m_b \cdot (1 - I / L) \quad \quad \quad \text{(III.33)}$$

Avec: $I = 84.25 \text{ mm}$ (donnée du PMR) et $L = 112 \text{ mm}$

$$\text{Donc :} \quad m_1 = 0.09758 \text{ [kg]} \quad \quad \quad \text{(III.34)}$$

$$m_2 = 0.09699 \text{ [kg]} \quad \quad \quad \text{(III.35)}$$

$$m = 0.01945 \text{ [kg]} \quad \quad \quad \text{(III.36)}$$

$$\text{Alors :} \quad P_j = -0.01945 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad \quad \quad \text{(III.37)}$$

$$\begin{aligned}
 \text{On :} \quad P_j &= -0.01945 \cdot (J_1 + J_2) \cdot \\
 &= -0.01945 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi - 0.01945 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \quad \text{(III.38)}
 \end{aligned}$$

III-9-2) forces centrifuge : P_c

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

$$P_c = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \text{ [kg]} \quad \quad \quad \text{(III.39)}$$

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

III-9-3) forces des gaz : P_g

$$P_g = F - P_0 \quad [\text{kg}] \quad (\text{III.40})$$

Ou : F : effort des gaz exercée sur la tête du piston.

P_0 : effort provoqué par la pression ambiante qui existe au-dessus du piston.

$$\text{Ou :} \quad \mathbf{P_g = P \cdot F_p} \quad (\text{III.41})$$

Avec :

P : pression des gaz [MN/m^2]

F_p : surface de la tête du piston.

$$\text{Tel que :} \quad F_p = \pi \cdot D^2 / 4 \quad (\text{III.42})$$

$$\text{An :} \quad \mathbf{F_p = 0.004775 \text{ m}^2} \quad (\text{III.43})$$

P_g peut être déterminée d'après le diagramme (P-V)

III-9-4) Analyse des forces :

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure III.34

Avec :

P_g : les forces des gaz.

P_j : la force d'inertie.

$P\Sigma$: se décompose en deux composantes.

N : effort agissant sur les parois du cylindre.

P_b : effort agissant le long de la bielle.

P_b : a son tour se décompose en deux composantes :

Z : est l'effort agissant sur le palier du vilebrequin.

T : est l'effort tendant à tourner le vilebrequin.

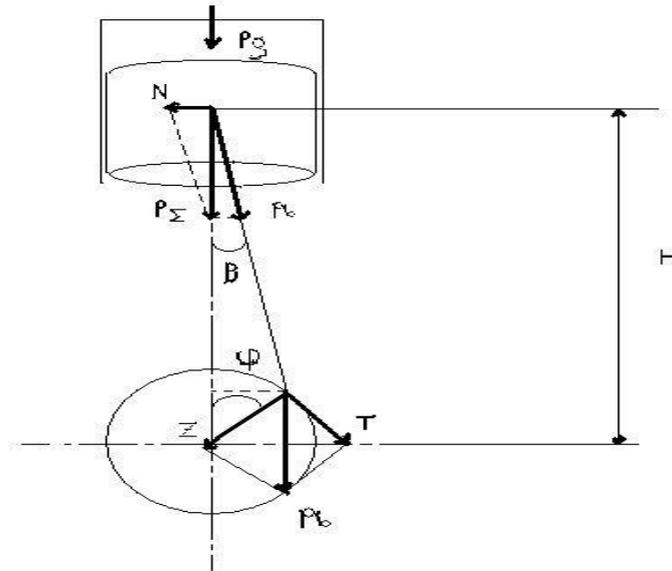


Figure III.9-4 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle.

D'après la figure on peut déterminer ces efforts :

$$P_b = P_\Sigma \cdot (1 / \cos\beta) \tag{III.44}$$

$$T \sin\beta = N / P_\Sigma \implies N = P_\Sigma \cdot \tan\beta$$

$$\text{Et on a aussi : } \sin(\varphi + \beta) = T / P_b \implies T = P_b \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

$$T = P_\Sigma \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \tag{III.45}$$

$$\cos(\varphi + \beta) = Z / P_b \implies Z = P_b \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

$$Z = P_\Sigma \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta \tag{III.46}$$

Les valeurs de β seront déterminées en fonction de φ :

$$\sin\beta = Y / L \implies Y = L \cdot \sin\beta \dots\dots\dots [1]$$

$$\sin\varphi = Y / R \implies Y = R \cdot \sin\varphi \dots\dots\dots [2]$$

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

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

4-5) Représentation graphique de :

$$P_g = f(\varphi) , \quad p_j = f(\varphi) \quad \text{et} \quad p_\Sigma = p_j + P_g = f(\varphi)$$

III-10) 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 :

$$C = \sum T_i \cdot R = R \cdot \sum_1^N T_i \quad (\text{III.47})$$

Ou : n : est le nombre de cylindre (n=4)

Pour déterminer C 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

III-11) Tracer de la courbe $T=f(\varphi)$:**11-1) Intervalle entre deux allumages successifs :**

L'intervalle entre deux allumages successifs est donné par la relation suivante :

Tel que :

$$\delta_k = 180^\circ \cdot \tau / i \quad (\text{III.48})$$

τ : nombre de temps .

i : nombre des cylindres.

$$\text{AN : } \delta_K = (180 \cdot 4) / 4 = 180^\circ \quad (\text{III.49})$$

11-2) Position de chaque piston dans son cycle :

Elle est donnée par la relation suivante :

$$\varphi = 720^\circ - (J - 1) \cdot \delta_k \quad (\text{III.50})$$

D'après l'ordre de fonctionnement des pistons on doit compter J :

Exemple :

$$\varphi I = Q1 = 720^\circ = 0^\circ$$

$$\varphi_{II} = Q_2 = 720^\circ - (2-1) \cdot 180^\circ = 540^\circ$$

$$\varphi_{III} = Q_3 = 720^\circ - (3-1) \cdot 180^\circ = 360^\circ$$

$$\varphi_{IV} = Q_4 = 720^\circ - (4-1) \cdot 180^\circ = 180^\circ$$

Tableau III.4: Le décalage des différentes étapes :

Admission, compression, détente et l'échappement correspondent aux quatre cylindres dans un moteur à quatre temps peuvent être représentés sous forme d'un tableau :

0°	180°	360°	540°	720°
1	A	C	D	E
2	C	D	E	A
3	E	A	C	D
4	D	E	A	C

- Pour les valeurs de (φ_1) variant de (0°) à (180°), on affectera l'indice (1) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T1 .
- Pour les valeurs de (φ_2) variant de (180°) à (360°), on affectera l'indice (2) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T2 .
 - Pour les valeurs de (φ_3) variant de (360°) à (540°), on affectera l'indice (3) aux valeurs de force tangentielle qui correspond à T3 .
 - Pour les valeurs de (φ_4) variant de (540°) à (720°), on affectera l'indice (4) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T4 .
- D'où on déterminera la somme de T_i :

$$\text{➤ } T_i = \Sigma T_i \quad (\text{III.51})$$

- Et ainsi on pourra représenter les graphes des variations :

$$\text{➤ } T = f(\varphi) \text{ et } \Sigma T_i = f(\varphi) \quad (\text{III.52})$$

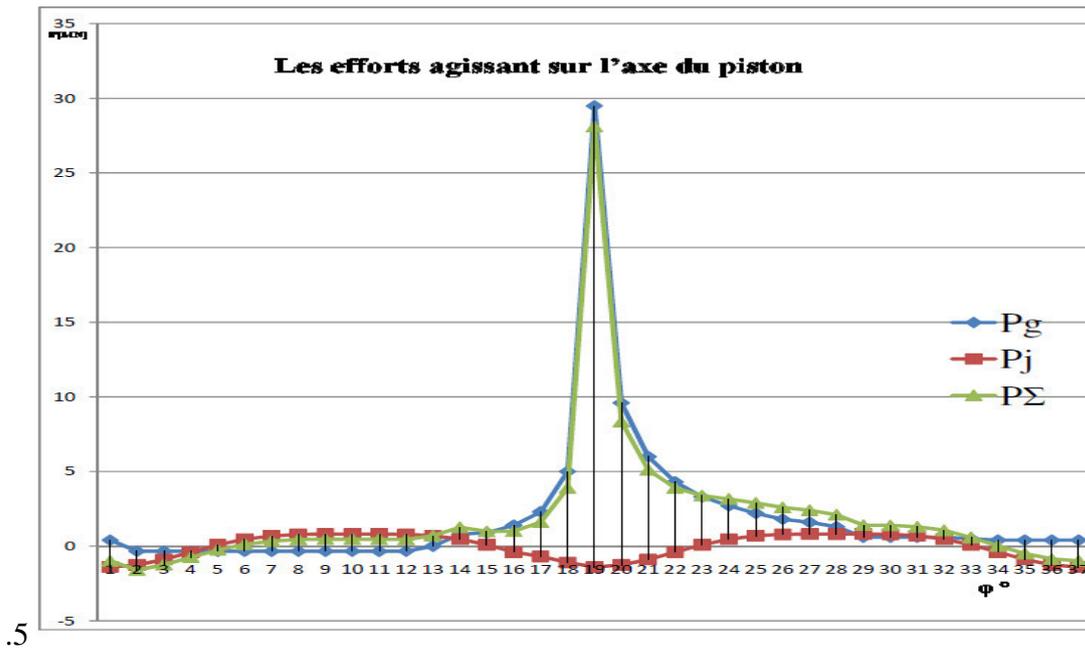


Figure III.11-1: Les efforts agissant sur l'axe de piston $p_\Sigma = p_j + P_g = f(\varphi)$.

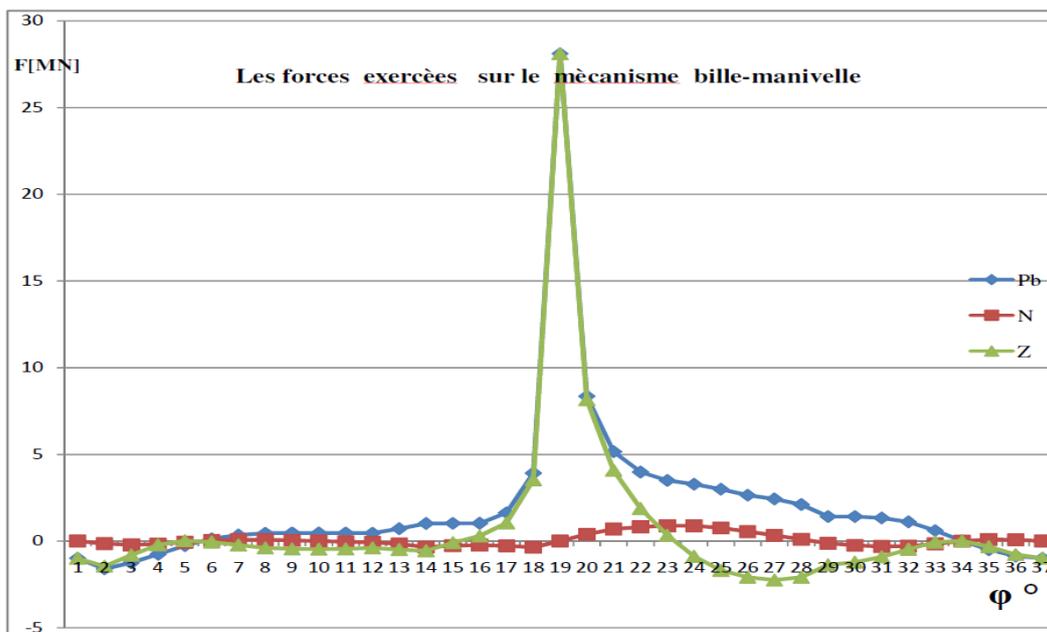


Figure III.11-2 : les forces exercées sur le bielle-manivelle.

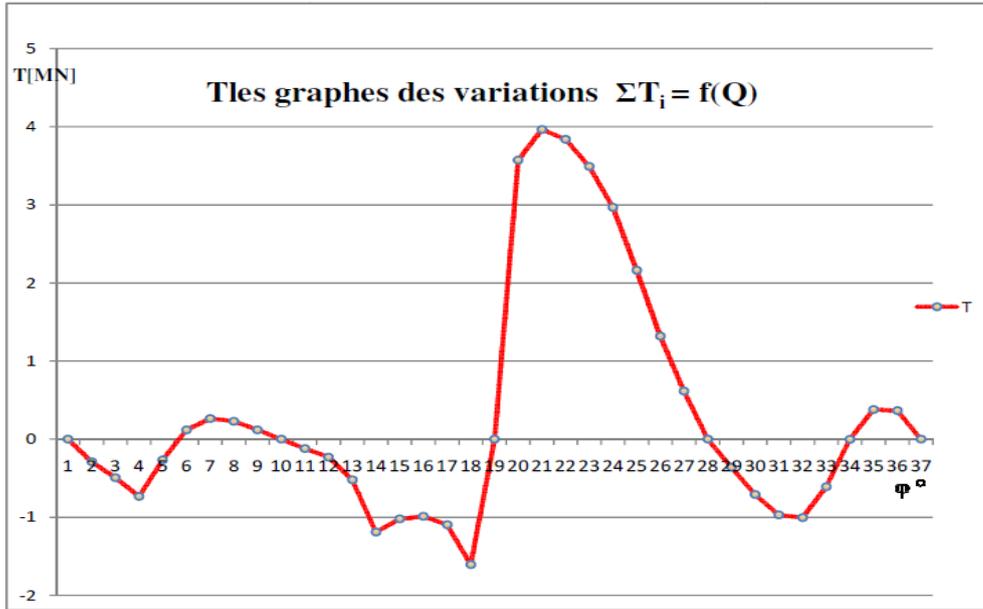
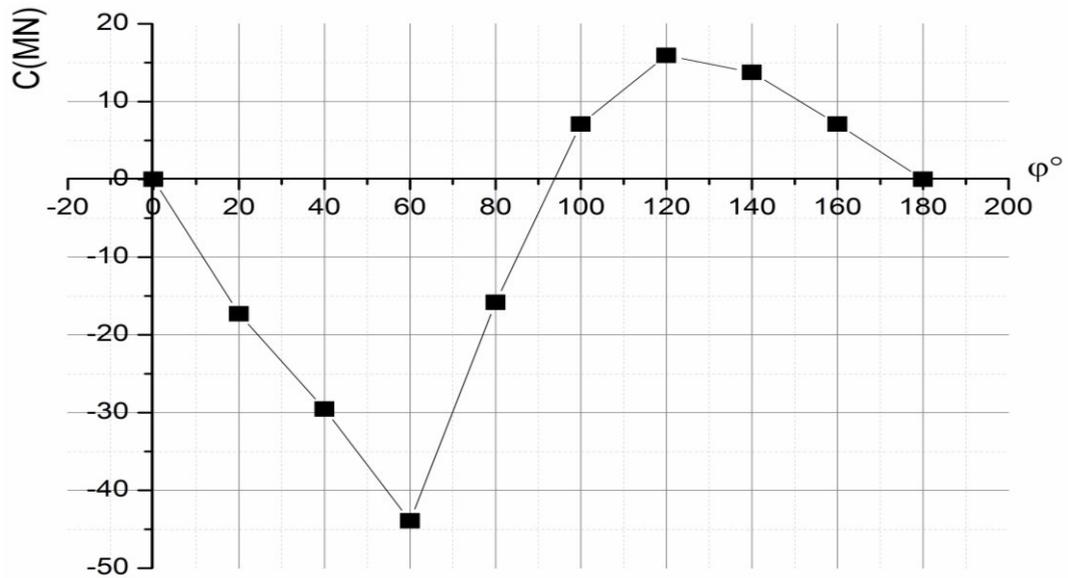


Figure III.11-3:les variations de $\Sigma T_i = f(\phi)$.

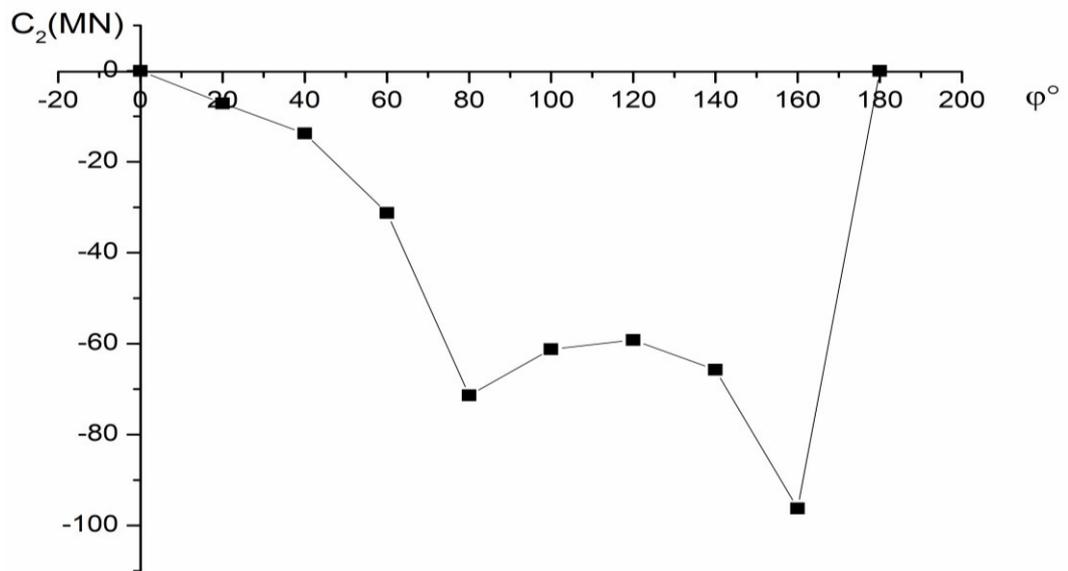
Tableau III.9: Les résultats de couple total du moteur :

ϕ_1	T1	ϕ_2	T2	ϕ_3	T3	ϕ_4	T4	ΣT	C=R* ΣT
0	0	180	0	540	0	360	0	0	0
20	-0,288287	200	-0,11941632	560	-0,35968032	380	3,57304992	2,80566628	168,339977
40	-0,492504	220	-0,2294572	580	-0,7079172	400	3,96550785	2,53562945	152,137767
60	-0,73202781	240	-0,52073868	600	-0,96887868	420	3,83883619	1,6171911	97,0314612
80	-0,26383032	260	-1,18933997	620	-1,00187997	440	3,49337768	1,03832742	62,2996452
100	0,11819353	280	-1,02035936	640	-0,60746736	460	2,96758553	1,45795235	87,477141
120	0,2654268	300	-0,98657765	660	-0,00147765	480	2,16287302	1,44024452	86,4146712
140	0,2292536	320	-1,0956415	680	0,3797085	500	1,3185136	0,8318342	49,910052
160	0,11941632	340	-1,60389784	700	0,36628216	520	0,61528032	-0,50291904	-30,1751427
180	0	360	0	720	0	540	0	0	0



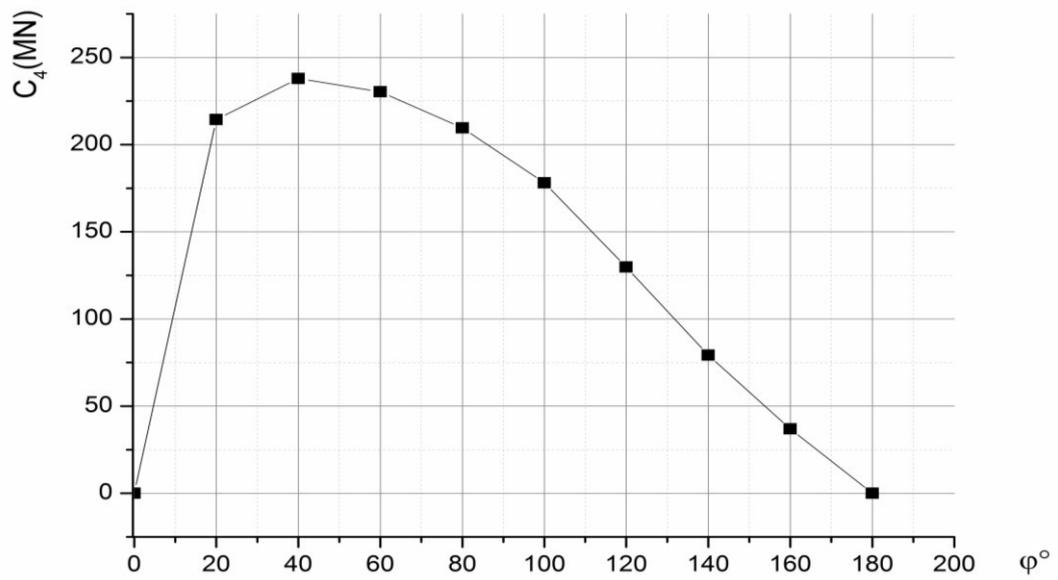
Couple moteur en cas d'admission($C_1=R.T_1$)

Figure III.11-4: Le couple moteur en cas d'admission.



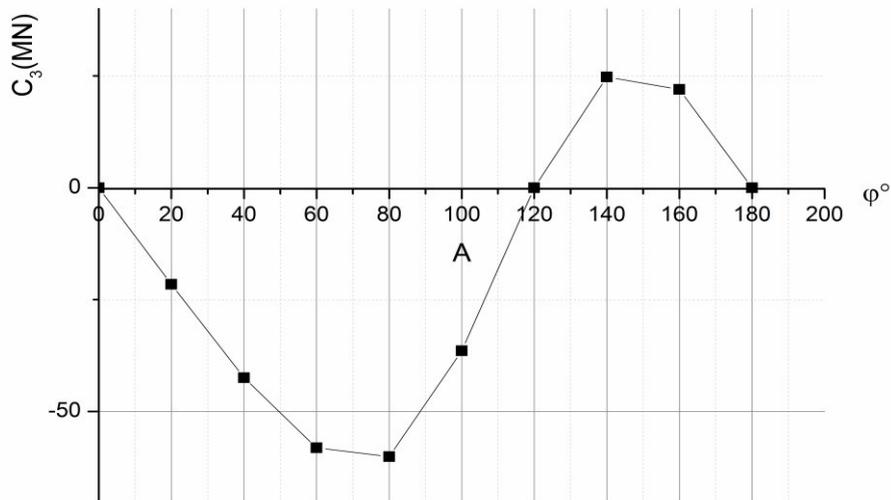
Le couple moteur en cas compression($C_2=RT_2$)

Figure III.11-5 : Le couple moteur en cas compression.



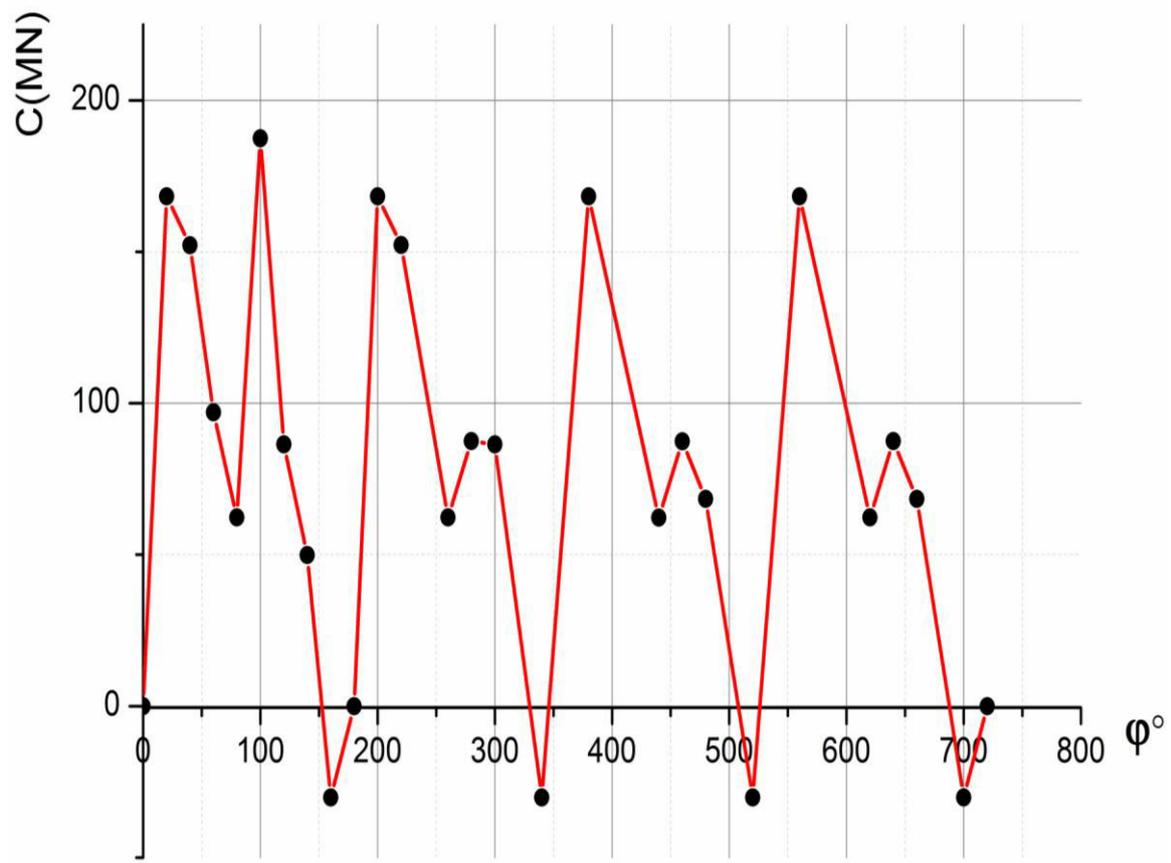
Couple moteur en cas combustion ($C_4=RT_4$)

Figure III.11-6: Le couple moteur en cas combustion.



Couple moteur en cas echappement($C_3=RT_3$)

Figure III.11-7: Le couple moteur en cas échappement.



Couple moteur($C=R\sum_i^n T$)

Figure III.11-8: le couple moteur diesel total.

Chapitre IV : Résultats et discussions



Moteur Diesel 2.2dci [32].

IV-1) Expression du couple du moteur :

Le couple effectif est le produit de l'effort tangentiel par le rayon du maneton:

$$C = T \cdot R \quad (IV.1)$$

Avec : $T = P \Sigma \cdot \sin(\varphi + \beta) \cos \beta$ et $R = \text{la course}/2$

Donc : $C = P \Sigma \cdot R \cdot \sin(\varphi + \beta) \cos \beta \quad (IV.2)$

La variation du couple effectif en fonction du régime de rotation du moteur ; Le couple

Instantané d'un moteur est très différent aux faibles vitesses et aux grands régimes.

On a vu que le couple instantané est à chaque instant égale à la somme du couple actif **C1** engendré par la pression des gaz et du couple d'inertie **C2** engendré par les forces d'inertie

Donc : $C = C1 + C2 \quad (IV.3)$

La force due à la pression des gaz n'a lieu que pendant un demi-tour tous les deux tours ; On voit donc que le couple actif est une fonction sinusoidale de période 4π .

Le couple d'inertie est dû aux forces d'inertie qui proviennent du mouvement rectiligne alternatif du piston et de la masse de la bielle considérée comme rattachée au piston, l'ensemble constituant une masse totale.

Le couple n'étant pas constant, la vitesse de rotation ne l'est pas non plus et les hypothèses faites sur la régularité de la rotation sont inexactes, néanmoins sous cette forme le calcul montre que si, au bas régime, le terme $m \cdot R^2 \cdot \omega^2$ (donc le couple d'inertie) peut être négligé, il n'en est pas de même aux régimes élevés ou il devient très important.

D'une façon générale, la rotation saccadé due à un couple aussi variable serait inutilisable et entrainerait l'usure rapide des articulations ; On calant un volant sur le vilebrequin et en augmente le nombre des cylindres on atténue le problème.

IV-2- Discussion :**a) Le couple à faible régime :**

Si on néglige les forces d'inertie alternatives, c'est-à-dire si l'on examine seulement les valeurs du couple lorsque le moteur tourne lentement à la vitesse de ralenti **650Tr/mn** par exemple, on constate que le couple reste positif environ les trois quarts de la durée du cycle ; se couple se reproduit naturellement périodiquement tous les demi-tours de vilebrequin, c'est-à-dire tous les **180°**.

Il part de zéro pour augmenter très rapidement sous l'effet de l'explosion qui vient de se produire dans le cylindre au temps du travail, explosion que nous supposons instantanée et se produisant au moment ou le piston passe à sont point mort haut **Figure IV.43**.

Au régime de ralenti, le couple atteint son maximum **$C_{max}=521.2$ MNm** , environ **25°** après à son point mort haut , puis il baisse ensuite suite suivant une loi presque linéaire pour s'annuler vers **130°**. Entre **130°** et **180°** il est négatif et présente son minimum vers **160° $C_{min} = -104,24$ MNm**.

A ce moment, l'effort moteur est fourni seulement par la cylindrée en travail qui est près de la fin de sa détente, à une pression relativement faible par conséquent il a à vaincre l'effort retardateur du cylindre au temps de la compression est plus élevée à ce moment que la pression résiduelle des gaz en fin de détente.

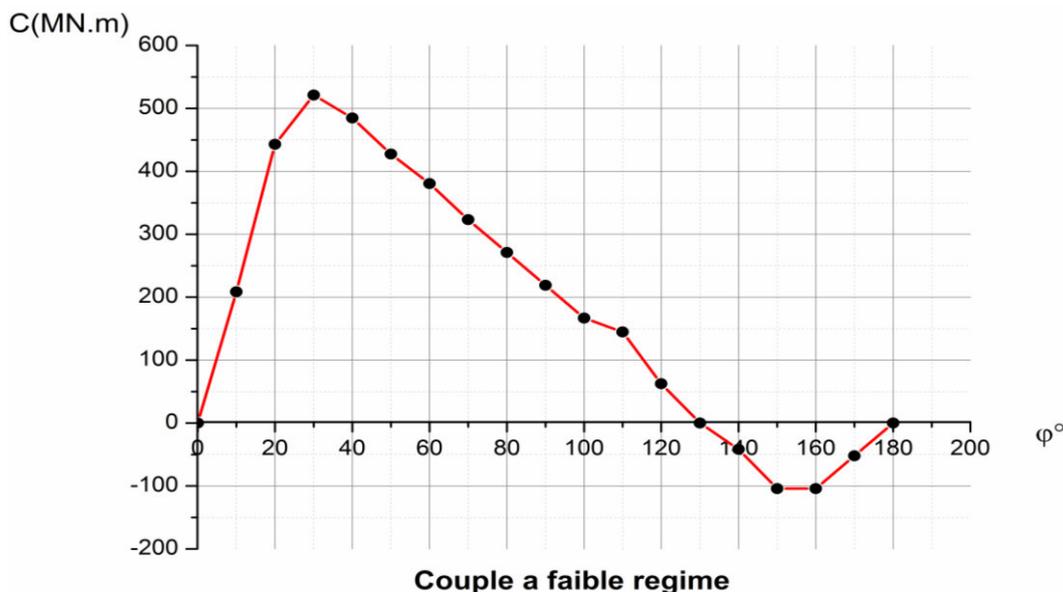


Figure IV.1 : Le couple à faible régime

a) Le couple à régime élevé :

Lorsque le moteur tourne à régime élevé, le couple instantané se radifie du tout au tout.

On remarque sur la **Figure IV.44** que le couple du moteur devient très irrégulier aux grandes vitesses.

Le couple part de 0 (PMH) et commence à diminuer : il est par conséquent **négatif** il le reste pendant environ **80°**.

Dans cette phase le couple atteint son minimum **$C_{min} = -776,58 \text{ Nm}$** à l'angle **40°**, il devient ensuite positif, croît très rapidement, puis décroît et s'annule de nouveau à l'extrémité de sa demi course, dans cette phase le couple atteint son maximum **$C_{max} = 1162,27 \text{ Nm}$** à l'angle **120°**, la surface négative des boucles est naturellement inférieure à la surface positive, leur différence est égale au travail accompli pendant la course du piston.

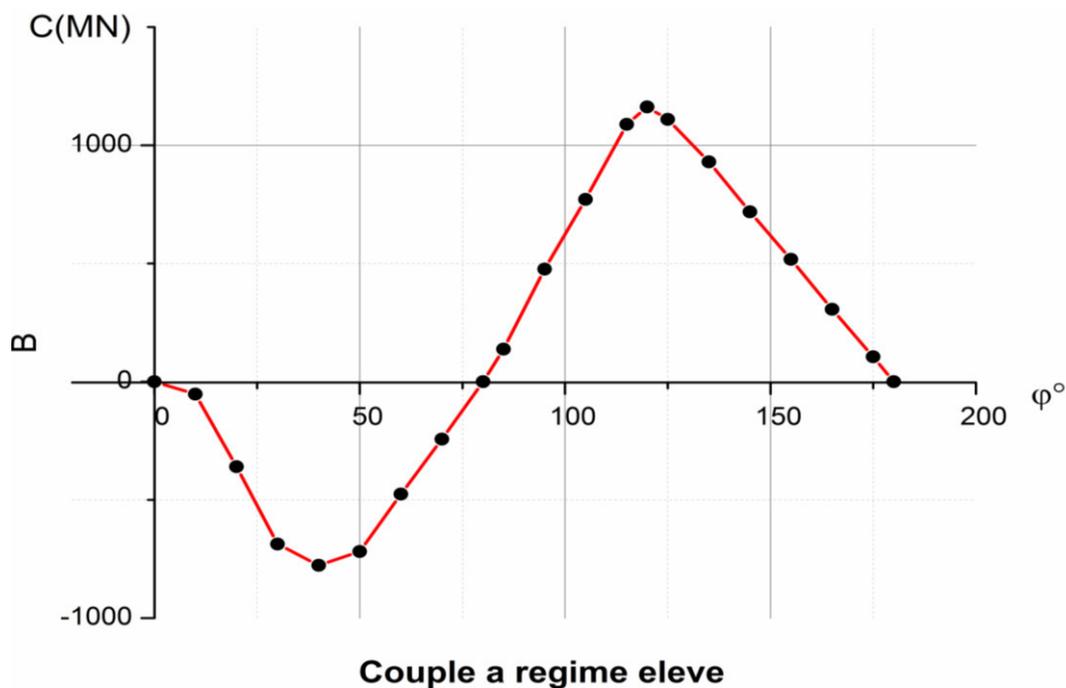


Figure IV.2 : le couple à régime élevé.

c) Le régime Optimal :

Si on examinait la variation du couple en fonction de différentes vitesses de rotation entre le régime de ralenti **650 Tr/mn** et le régime maximal **2800 Tr/mn**, on constaterait que pour une vitesse intermédiaire déterminée le couple reste toujours sensiblement positif et ne sort pas de limites assez étroites.

Cette allure représente pour le moteur considère une vitesse de régime optimum ; C'est à cette vitesse que les déformations du vilebrequin et par conséquent ses vibration sont les moins grandes.

Naturellement cette allure optimum correspondra à une vitesse de rotation d'autant plus élevée que le moteur aura des pièces à mouvements alternatifs plus légères ce que correspond à un couple optimal.

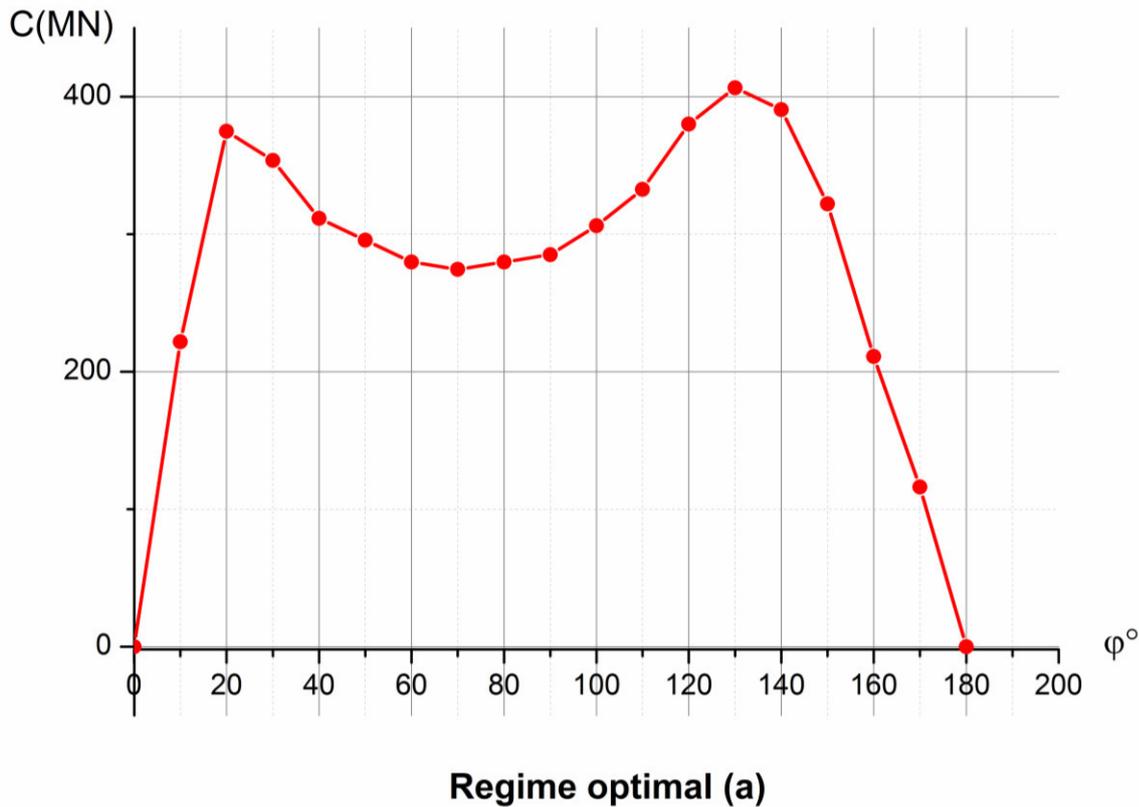


Figure V.3 [a] : Le régime Optimal.

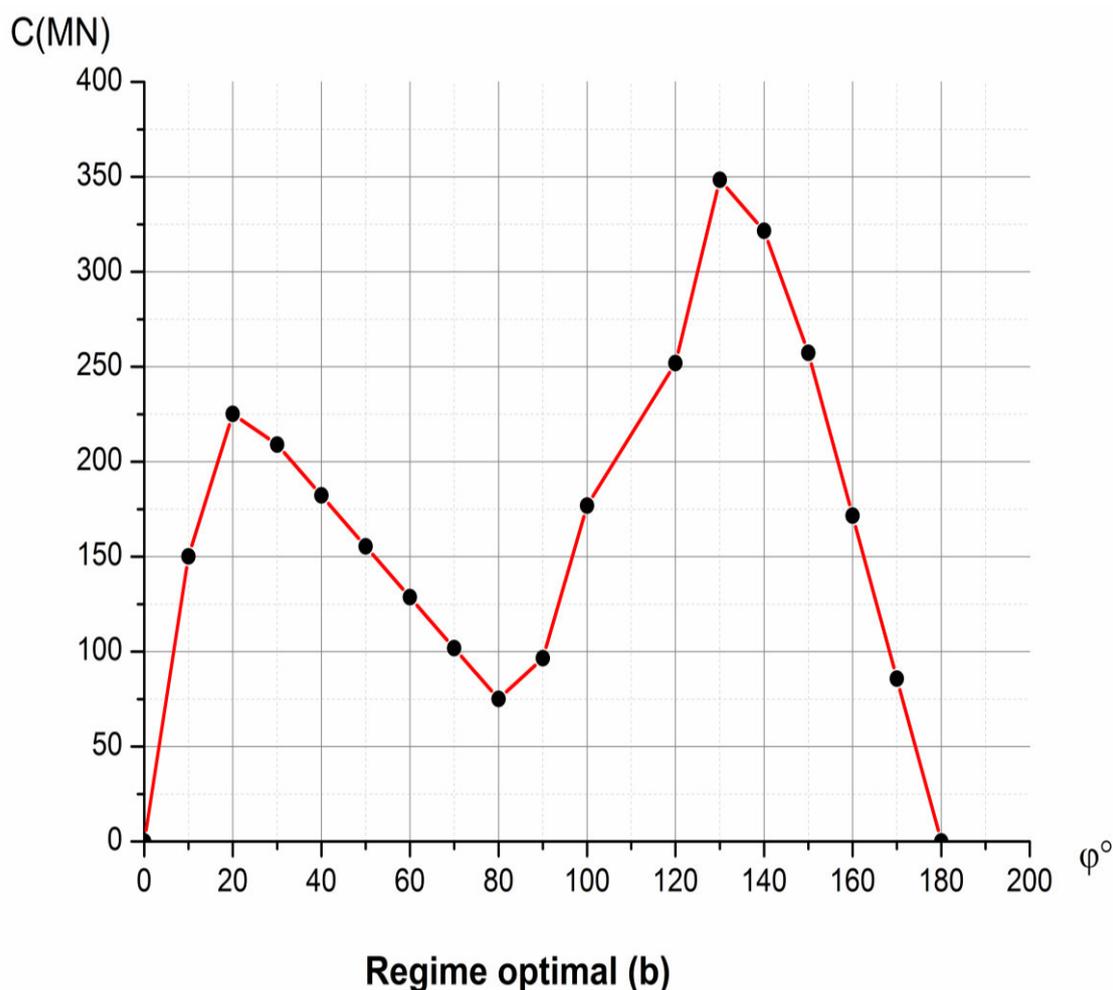


Figure IV.3 [b] : Le régime Optimal.

Les Figures IV.45 « a et b » indiquent clairement que le régime optimum se trouve au voisinage de la vitesse de **1800 Tr /mn** en effet, il est clair que la surface positive correspondant à cette vitesse est nettement supérieure à celles des couples aux vitesses **1400, 1600, 2000, 2200, 2400 Tr /mn** malgré que les couples correspondant à ces vitesses semblent encore parfaitement acceptable ; ils sont en effet toujours positifs.

Conclusion générale

Dans le présent travail, nous avons tiré les remarques suivantes :

1. À partir des données de départs puissance effective $N_e = 97$ KW ou (132ch). et la vitesse de rotation maximale de 2800 tr/mn, notre moteur est classé parmi les moteurs rapides.
2. Notre étude nous a permis de tracer la courbe du couple moteur en fonction de la vitesse de rotation du moteur, ceci est possible en déterminant les couples pour différentes valeurs de vitesses (cette courbe s'obtient généralement par mesure sur banc d'essai).
3. Dans cette étude, nous constatons que le couple dû à l'effort d'inertie augmente rapidement avec l'augmentation de la vitesse de rotation élevée au carré. Mais dans le cas de notre moteur, la variation du couple d'inertie est faible même pour les grandes vitesses cela revient au choix du matériau des pièces en mouvement alternatif notamment le piston qui a été fabriqué d'un alliage léger ; c'est l'alliage d'aluminium.
4. utiliser le logiciel matlab pour tracer tous les courbes.

Nous concluons que l'étude cinématique et dynamique joue un rôle important dans l'établissement du dimensionnement définitif d'un moteur. Elle représente en outre les données de base pour l'étude de l'équilibrage du moteur, l'expression du couple moteur nous permet d'étudier et de traiter :

- L'équilibrage des pièces animées du mouvement de rotation, équilibrage des forces centrifuges.
- L'équilibrage des pièces animées du mouvement rectiligne alternatif, équilibrage des forces d'inertie.

D'autre part la nature apériodique de la fonction du couple représente une excitation qui peut provoquer des vibrations considérables du moteur à la suite de correspondance de l'une de ses fréquences harmoniques avec une fréquence propre du système.

PERSPECTIVES

-Dans un contexte de développement incessamment croissant de moteur diesel ; le sujet de cette mémoire a été initié pour atteindre l'objectif précité comme tout travail de recherche industrielle, cette thèse n'a fait que marquer quelques pas en avant notamment sur le plan de l'application et du transfert de la théorie vers le domaine technologique et technique.

Plusieurs idées de développement futur pourraient faire suite à ce travail :

-Sur le plan de modélisation les résultats obtenus peuvent constituer un point de départ de l'étude de l'équilibrage du présent moteur et servent à déterminer les vitesses critiques du moteur qu'on doit éviter pour échapper à la résonance du moteur.

Référence bibliographique

- 01 Ritter, X. (2006). *Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête* (Doctoral dissertation, Villeurbanne, INSA).
- 02 Dubas, F. (2006). *Conception d'un moteur rapide à aimants permanents pour l'entraînement de compresseurs de piles à combustible* (Doctoral dissertation, Université de Franche-Comté).
- 03 Redouane Zellagui, et Mehdi Samsan. «Etude et conception d'un moteur à quatre cylindres sans vilebrequin avec une application d'un champ magnétique, pour mouvoir les tiges poussoir ». *Master, Université du Mentouri, Constantine, 2007.*
- 04 André, M. (2010). *Potentiel de la combustion HCCI et injection précoce* (Doctoral dissertation, Université d'Orléans).
- 05 Catoire, S. (2014). Les chaînes de valeur dans l'industrie automobile. In *Annales des Mines-Réalités industrielles* (No. 2, pp. 53-59). ESKA.
- 06 Arfaoui Ben Arfaoui .*cour thermodynamique. [Chapitre (2) : établissement de diagramme réel].Université du Biskra, (2014).*
- 07 H. Belala et F, Fatnac. « étude technologique de la pompe haute pression CP3 BOSCH du nouveau système d'injection Common rail» *Master Université du Biskra, (2011).*
- 08 S .Manaa, et B. Belloula « étude Thermodynamique, Cinématique et Dynamique d'un moteur Diesel FL912 » *Ingénieur Université du Biskra, (2001).*
- 09 G .Bodin, et Autres. « les moteurs – fonctionnement et maintenance du véhicule » *Tome II, éditions DELTA PRESS, 111, rue ste cécile, 13005 Marseille,(2002) .*
- 10 H .Merzouk. « conception d'un moteur diesel à 4 temps» *Ingénieur Université du Skikda, (2012).*

Les cite web

- 11 www.Renault-ci.com
- 12 www.boursin-pedagogie.fr
- 13 www.enduroperfecte.fr
- 14 www.doc player.fr
- 15 www.slideshar.fr
- 16 www.ebay.fr
- 17 www.mdd.fr
- 18 www.eca santana.com
- 19 www.pieceocas.com
- 20 www.carbon-cleaning.com
- 21 www.iturbo.fr
- 22 www.automobilge.blogspot.com
- 23 www.aliexpress.com
- 24 www.street-motorsport.fr
- 25 www.blogotomobile.fr
- 26 www.autobrico.com
- 27 www.forum-F1.com
- 28 www.turbodiesel.fr
- 29 www.tsaddi.free.fr
- 30 www.cqexjx.en.alibaba.com
- 31 www.clubmotomarine.net
- 32 www.d140dci 2.2L Free.fr

ملخص:

في هذا العمل قمنا بتحديد عزم الدوران الخاص بمحرك الديزل 2.2 dci المركب على سيارات من شركة RENAULT، وقد أجرينا دراسة ديناميكا حرارية، دراسة الحركة و التحريك في سبيل تحقيق هذا المصدف. تمكننا دراسة الديناميكا الحرارية من تحديد الرسم التخطيطي الحقيقي الخاص بحركة المحرك الحرارية. دراسة حركة محركنا مكنتنا من تحديد الانتقال، السرعة و التسارع لكل جزء متحرك اعتمادا على سرعته. في الجزء الديناميكي، قمنا بحساب القوى و العزوم في جميع النقاط و التغييرات الخاصة بهم لكل دورة محرك اعتمادا على السرعة والحمولة.

الكلمات المفتاحية:

محركات الديزل، الدراسة الحركية، الدراسة الديناميكية، السرعة، التسارع، عزم القوى.

Abstract:

In this work, I have determined the torque developed by the 2.2 dci diesel motor mounted on the RENAULT vehicles. A thermodynamic, cinematic and dynamic study was carried out in order to achieve this objective.

The thermodynamic study allows to plot the real diagram of this motor.

Throughout the cinematic, I have determined the position, the speed and the acceleration of all the points of the motor and their variations as a function of the speed. In the dynamic part, I have able to calculate the forces and the torques at all points and their variations on a motor cycle as a function of the speed and the load.

Key words:

Diesel motors, real diagram, speed, acceleration, speed, torque, load.

Résumé :

Dans ce présent travail, nous avons déterminé le couple développé par le moteur diesel 2.2 dci monté sur les véhicules de marque RENAULT. Une étude thermodynamique, cinématique et dynamique a été réalisé dans le but d'atteindre cet objectif. L'étude thermodynamique a permet de tracer le diagramme réel de notre moteur. A travers la cinématique, nous avons déterminé la position, la vitesse et l'accélération de tous les points du moteur et leurs variations en fonction du régime. Dans la partie dynamique, nous avons pu calculer les efforts et les couples en tous les points et leurs variations sur un cycle moteur en fonction du régime et de la charge.

Mots clés :

Moteur diesel, diagramme réel, vitesse, accélération, régime, couple moteur, charge.