

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

**MASTER**

*Thème*

UNE ÉTUDE CINÉMATIQUE  
ET DYNAMIQUE DU MOTEUR DE LA  
SONACOME K66.

Présenté par :

Mr ARFAOUI BENARFAOUI

Proposé et dirigé par :

SOUDANI TOUFIK

Promotion : Juin 2011/2012

## ***Introduction :***

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. <sup>(8)</sup>

Dans ce contexte, le présent travail est une étude Thermodynamique, cinématique et dynamique du moteur de la SONACOME K66.

L'objectif assigné est de tracer la courbe du couple du moteur en passant par ce projet dont le thème « étude Thermodynamique, cinématique et dynamique du moteur de la SONACOME K66 ».

A fin d'accomplir au mieux cette étude le présent travail est structuré en cinq 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 présente l'étude cinématique où l'ensemble des éléments mécaniques du véhicule permettant la transmission du mouvement du moteur aux roues motrices.

Dans le quatrième chapitre est réservé à l'étude de la dynamique du moteur.

Enfin, dans le cinquième chapitre nous exposons l'ensemble des résultats obtenus que nous interprétons.

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

# Sommaire

## Chapitre I : Recherche Bibliographique

<u>Introduction</u> .....	1
.....	
<u>1) Historique</u> .....	2
.....	
<u>2) Généralités</u> .....	3
.....	
<u>a Moteurs à combustion externe</u>	3
.....	
<u>b Moteurs à combustion interne</u>	3
.....	
<u>2-1 Moteur à explosion</u> .....	3
.....	
<u>3) Les quatre temps du moteur :</u> .....	4
<u>3-1 Les quatre temps du moteur à explosion</u>	4
.....	
<u>3-2 Les quatre temps du Moteur diesel</u> .....	6
.....	
<u>4) Le cycle d'un moteur diesel à 4 temps</u> .....	8
.....	
<u>5) L'ordre d'injection</u> .....	9
.....	
<u>6) Le diagramme théorique d'un moteur diesel</u>	9
.....	
<u>6-1 Diagramme mixte</u> .....	10
.....	
<u>7) Diagramme réel d'un moteur diesel</u>	11
.....	

<u>8)</u>	<u>Les pièces principales d'un moteur</u>	13
	<u>thermique .....</u>	
<u>Chapitre II : Etude Thermodynamique d'un Moteur SONACOME K66</u>		
<u>1)</u>	<u>Le choix des valeurs caractérisant le</u>	14
	<u>moteur .....</u>	
<u>1-2</u>	<u>Données relatives au moteur</u>	14
	<u>F4L912.....</u>	
<u>2)</u>	<u>Le diagramme réel d'un moteur à quatre</u>	15
	<u>temps .....</u>	
<u>2-1</u>	<u>Admission</u>	15
	<u>.....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>2-2</u>	<u>Compression</u>	19
	<u>.....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>2-3</u>	<u>Combustion et</u>	20
	<u>détente .....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>2-4</u>	<u>Détente .....</u>	25
	<u>.....</u>	
<u>2-5</u>	<u>Echappement .....</u>	27
	<u>.....</u>	
<u>3)</u>	<u>Etablissement du diagramme réel du moteur Fmoteur4CylindresLRefr a l'air 912 (1</u>	30
	<u>mm):.....</u>	
<u>4)</u>	<u>Caractéristiques du</u>	32
	<u>moteur .....</u>	
<u>A</u>	<u>Paramètres indiqués et effectifs d'un moteur</u>	32
	<u>.....</u>	
<u>I</u>	<u>Détermination du cylindre du moteur</u>	37
	<u>Vh .....</u>	

Chapitre III : Etude Cinématique d'un Moteur SONACOME K66

	<u>Données de</u>	41
	<u>départ.....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>1)</u>	<u>Généralités.....</u>	42
	<u>.....</u>	
<u>2)</u>	<u>Fonction de déplacement du piston <math>X =</math></u>	42
	<u><math>f(\varphi)</math>.....</u>	
<u>3)</u>	<u>Fonction de Vitesse du piston <math>V =</math></u>	43
	<u><math>f(\varphi)</math>.....</u>	
<u>4)</u>	<u>Fonction d'Accélération du piston</u>	44
	<u><math>J</math>.....</u>	
<u>5)</u>	<u>Représentation graphique fonctions : <math>X, V, J</math> en fonction de</u>	45
	<u><math>\varphi</math>.....</u>	

---

Chapitre IIV : Etude Dynamique d'un Moteur SONACOME K66

<u>1)</u>	<u>Généralités .....</u>	49
	<u>.....</u>	
<u>2)</u>	<u>Calcul des masses</u>	49
	<u>.....</u>	
<u>3)</u>	<u>Forces exercées sur le système bielle-</u>	52
	<u>manivelle.....</u>	
<u>4)</u>	<u>Les efforts agissant sur l'axe du</u>	52
	<u>piston.....</u>	
<u>5)</u>	<u>Effort exercé sur le vilebrequin .....</u>	55
<u>6)</u>	<u>Tracé de la courbe <math>T=f(Q)</math> .....</u>	56

---

Chapitre V : Résultats et discussions

<u>1)</u>	<u>Expression du couple moteur.....</u>	69
<u>2)</u>	<u>Discussion.....</u>	70

Conclusion

générale..... 75

.....

Conclusion et

perspectives..... 76

.....

Références

bibliographiques.....

.....

Annexes.....

.....



**Chapitre I**

**Etude  
Bibliographique**

## Chapitre I : Recherche Bibliographique

	<u>Introduction.....</u>	1
	<u>.....</u>	
<u>I-1)</u>	<u>Historique .....</u>	2
	<u>.....</u>	
<u>I-2)</u>	<u>Généralités .....</u>	3
	<u>.....</u>	
<u>I-3)</u>	<u>Les quatre temps du</u>	4
	<u>moteur :.....</u>	
<u>I-4)</u>	<u>Le cycle d'un moteur diesel à 4</u>	8
	<u>temps .....</u>	
<u>I-5)</u>	<u>L'ordre</u>	9
	<u>d'injection.....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>I-6)</u>	<u>Le diagramme théorique d'un moteur diesel</u>	9
	<u>.....</u>	
<u>I-7)</u>	<u>Diagramme réel d'un moteur diesel</u>	11
	<u>.....</u>	
<u>I-8)</u>	<u>Les pièces principales d'un moteur</u>	13
	<u>thermique .....</u>	

**I-1) Historique :**

L'entreprise Nationale des véhicules Industriels (SNVI) est née par décret 81 – 342 du 12/12/1981 ; Elle a hérité des structures, moyens, biens, activité, monopole à l'importation et le personnel détenus ou gérés par la **Société Nationale de Construction Mécanique (SONACOME)** par décret n° 81 – 345 du 12/12/1981.

La **Société Nationale de Construction Mécanique (SONACOME)** a été créée par ordonnance n° 67 – 150 du 09/08/1967 avant pour vocation d'exploiter et de gérer les usines de construction mécanique du secteur public ; Son schéma d'organisation regroupe dix divisions dont la D V I future SNVI.

La SONACOME a hérité du patrimoine de la société africaine des automobiles BERLIET (S.A.A.B /S.A). après sa dissolution par décret n° 73-764 du 01/10/1973 suivant les conventions conclus à ALGER la 24/06/1964 entre l'état Algérien et la S.A.A.B/S.A le 06/08/1964 entre la Caisse Algérienne du Développement (C.A.D) et la S.A.A.B/S.A et le contrat du 30/07/1970 entre la SONACOME et la S.A.A.B/S.A .

L'installation de la société africaine des automobiles BERLIET (S.A.A.B/S.A) en Algérie remonte à 1957.Son siège se situe à ALGER immeuble«MAURITANIA» ; Elle est dotée d'une usine de montage de véhicules «poids lourds» à 30 KM à l'est d'ALGER plus exactement à ROUIBA avec des succursales implantées à : HUSSEIN DEY, CONSTANTINE, ORAN et **OUARGLA** ; Le 09/05/1995, transformation de la SNVI en Société Par Action au capital social de 2.2 Milliards de dinars.

Mission de l'entreprise nationale des véhicules industriels (**SNVI**) :

- ✓ La recherche
- ✓ Le développement
- ✓ L'importation;
- ✓ La distribution

Elle se spécialise dans le secteur des véhicules industriels et leurs composants dont :

- ✓ Les camions
- ✓ Les autocars, autobus, minicars, minibus
- ✓ Les matériels tractés (remorques, semi-remorques, et autres.....).
- ✓ Les pièces brutes de fonderie.

Tier de personnes d'une manière générale, tous véhicules destinés au transport roues et marchandises d'une charge utile supérieure à 1.5 tonne.

**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.<sup>(1)</sup>

*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).<sup>(2)</sup>

**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

**2-1) 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. <sup>(7)</sup>

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

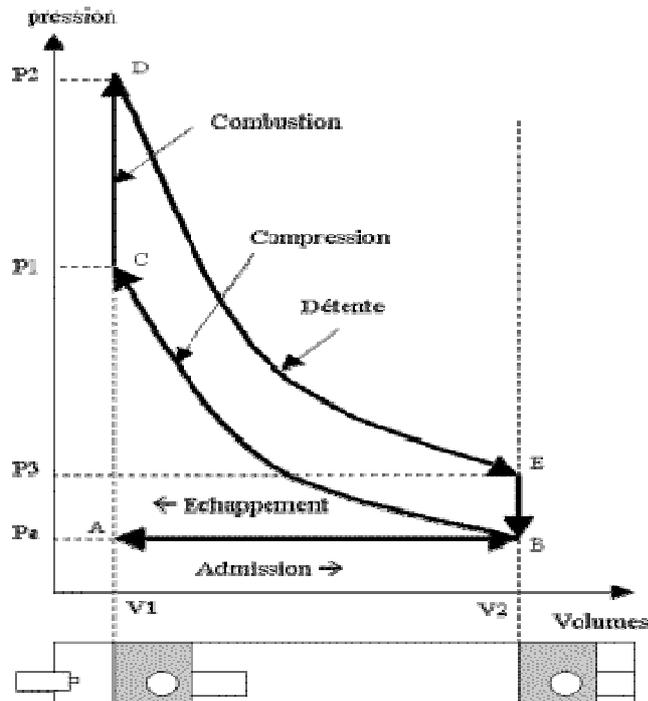


Figure n° 01: Diagramme d'un moteur à explosion

**I-3) Les quatre temps du moteur :**

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

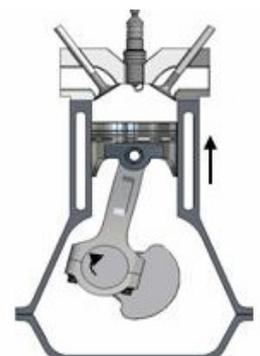
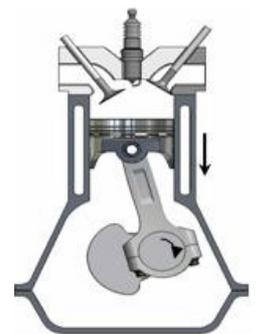
**1er temps : l'admission**

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 l

**2ème temps : la compression**

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

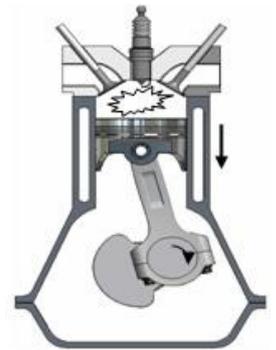


Pendant le temps de compression, les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées hermétiquement et le piston monte en comprimant le mélange air essence emprisonné dans la chambre de combustion.

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.

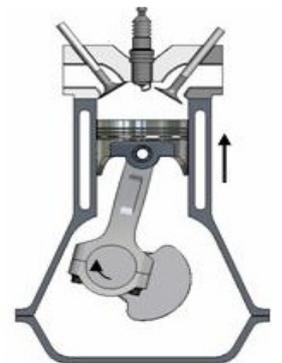
### ***3ème temps : la combustion détente***

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.



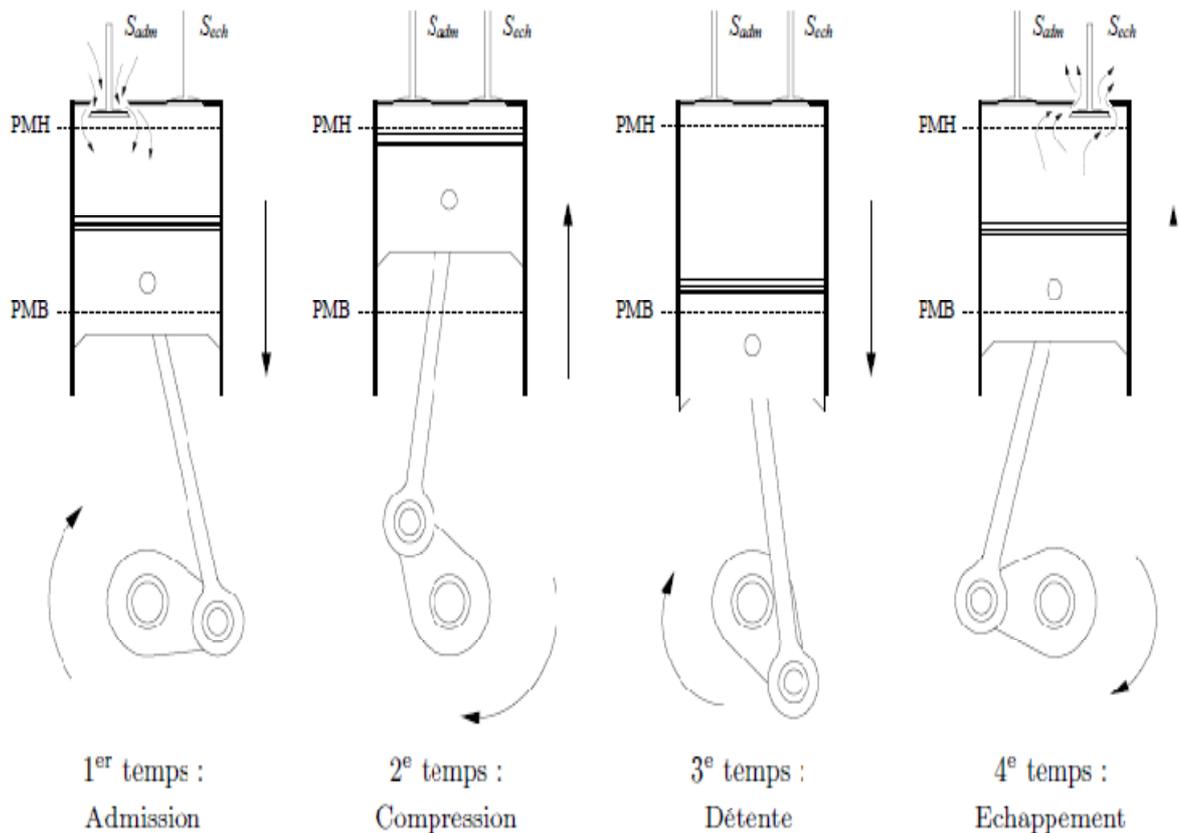
#### ***a) Avantages :***

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 referment brutalement lors de l'échappement pour éviter que cet air reparte vers l'extérieur.<sup>(7)</sup>



**Figure n°02 : 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  $S_{adm}$  et  $S_{ech}$  (l'injecteur n'est pas représenté). (9)**

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). (9)

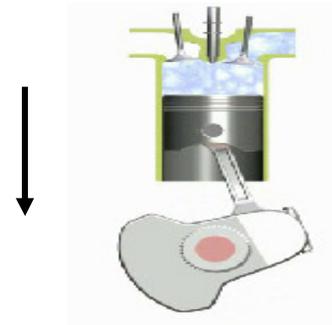
### **3-2) Les quatre temps du moteur diesel :**

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

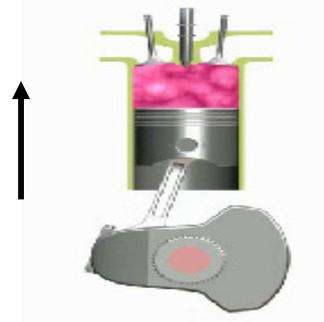
Le cycle débute avec le piston au point mort haut PMH et se réalise en 2 tours de manivelle c'est-à-dire en 4 courses de piston.

**Premier temps: Admission;**

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

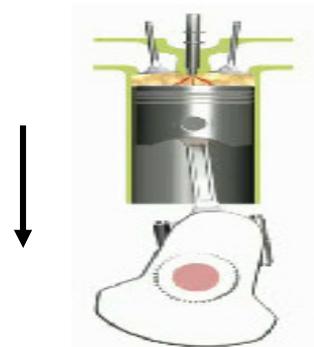
**Deuxième temps: Compression;**

- 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 :**

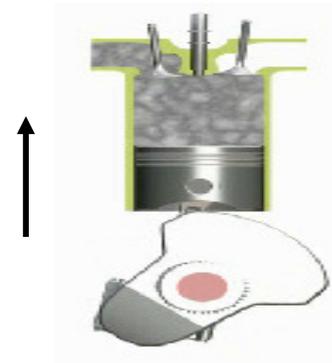
Si on laisse tomber goutte à goutte un combustible de liquide tel que le gasoil, sur une taque suffisamment chauffée, le combustible s'enflamme au contact de la taque. Lorsqu'on comprime de l'air, celui-ci s'échauffe d'autant plus que la compression soit forte. Pour assurer la combustion complète d'un 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 prêt de recommencer. Sur les automobiles, on utilise surtout les moteurs à 4 temps dont lesquels la combustion du gasoil se déroule en 4 phases ; **Ces 4 temps sont:**

- L'admission.
- La compression.
- La 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-5) 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 :

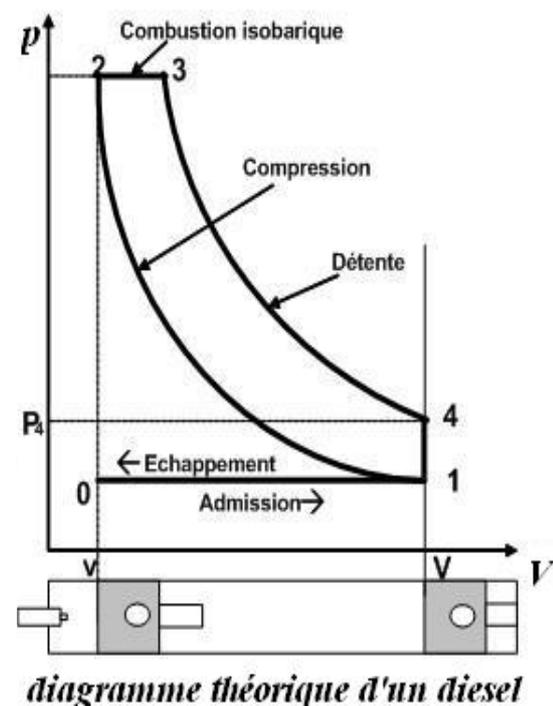
<b>CYL 1</b>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>
<b>CYL 2</b>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>
<b>CYL 3</b>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>
<b>CYL 4</b>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement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

**I-6) 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).



**Figure n° 03 :****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) :**

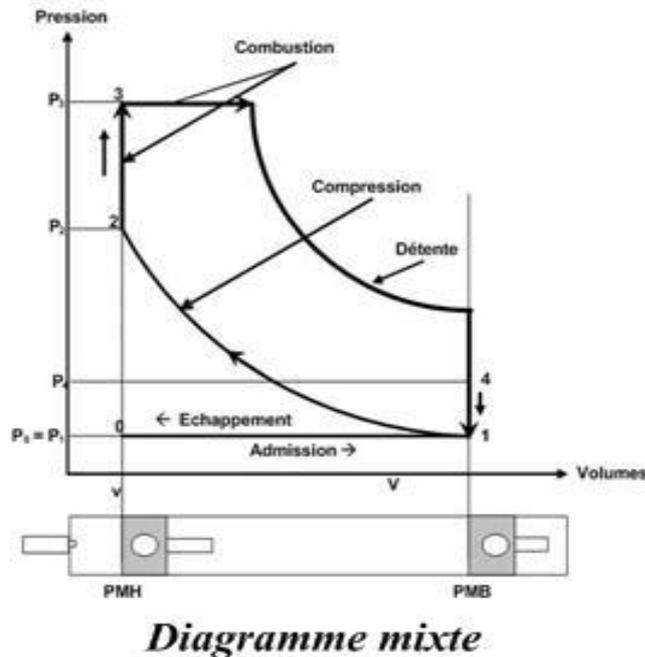
Au point 4, la soupape d'échappement s'ouvre pour que les gaz brûlés sortent à l'extérieur du cylindre (début d'échappement). La pression chute de  $P_4$  à  $P_1$  (droites (4-1)). Le piston se déplace du P.M.B au P.M.H (droites (1-0)), c'est son premier point de départ, pour chasser les gaz brûlés et permettre le commencement d'un nouveau cycle.<sup>(7)</sup>

**6-1) 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 suivante :

- 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 n° 04 :**

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

**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.

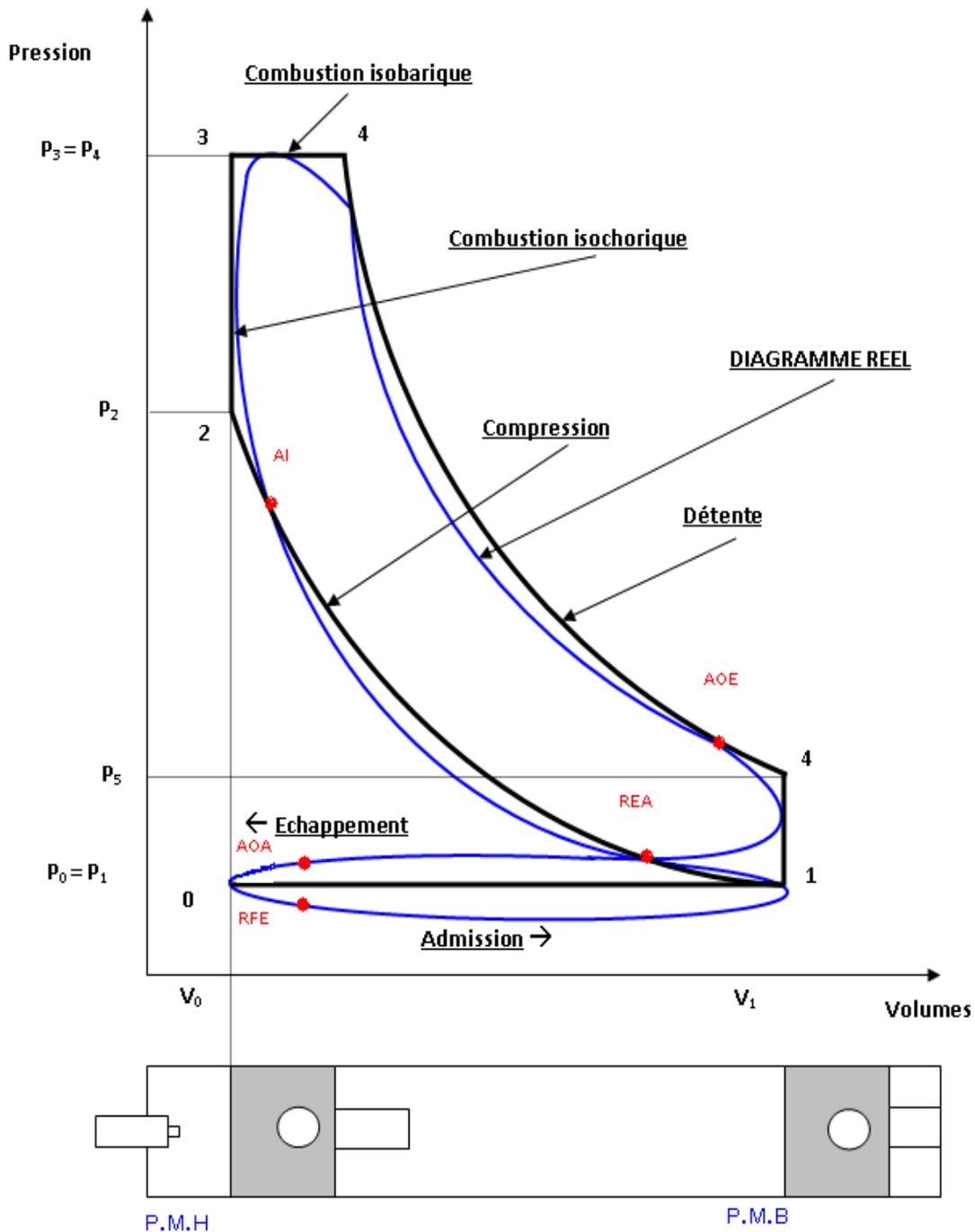


Figure n°14 : Diagramme théorique d'un moteur diesel  
(Cycle mixte)

AOA = 32° , RFA = 60° , AOE = 70° , RFE = 32° , AI = 22°

**I-8) Les pièces principales d'un moteur thermique :**

Les éléments principaux d'un moteur thermique sont :

**8-1) Le piston :**

C'est une pièce ouverte à sa partie inférieure, il coulisse à l'intérieur du cylindre, sa face supérieure est soumise à la poussée des gaz et la transmet à la bielle à laquelle il est relié par un axe. (4)



Autrement dit paroi mobile du cylindre, il réalise les variations de volume nécessaires à la réalisation du cycle, transformation de la pression en force motrice, son déplacement sous une force permet d'accomplir un travail. (5)

**8-2) La bielle :**

C'est une pièce de forme rectiligne allongée(4), elle de liaison entre le mouvement rectiligne alternatif du piston et le mouvement circulaire du vilebrequin. (5)

**8-3) Le vilebrequin :**

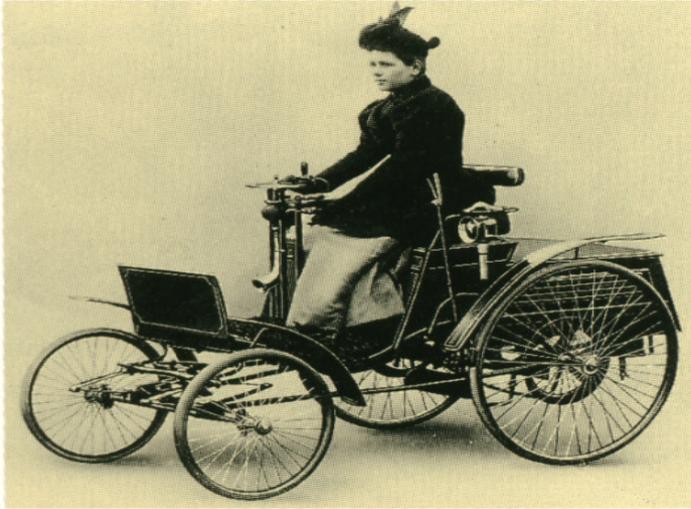
Transformation de la force transmise par la bielle en un couple moteur, entraînement en rotation des organes annexes et des accessoires, liaison avec la transmission. L'ensemble bielle-manivelle transforme le mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement circulaire.(5)

**8-4) Le cylindre :**

C'est tube cylindrique ouvert à sa partie inférieure, il peut être mis en communication par des ouvertures appropriées (soupapes), soit avec la source d'énergie, soit avec l'atmosphère.

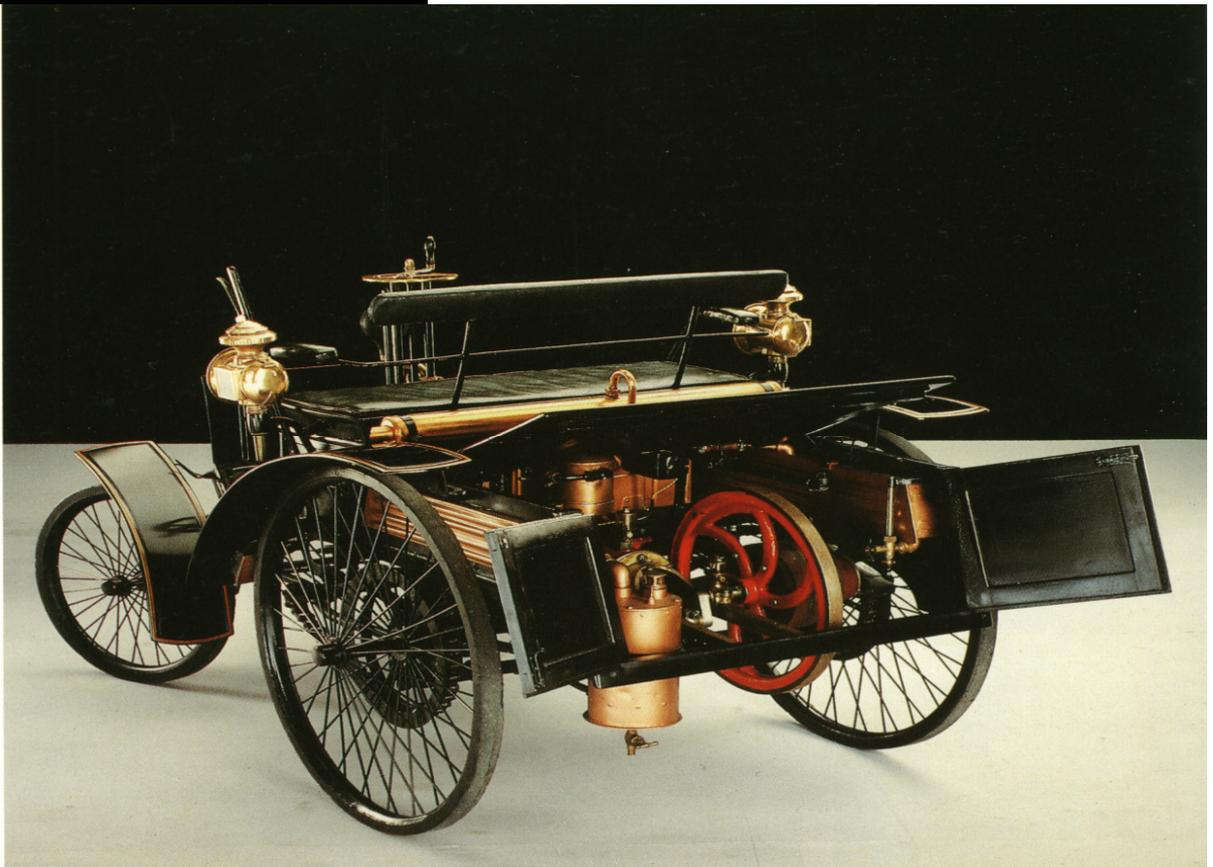
Son rôle est de servir d'enceinte aux gaz provenant de la source d'énergie(4), aussi support des organes principaux (vilebrequin, piston), des organes annexes (démarreur, alternateur, etc.) (5).





# CHAPITRE I I:

# Etude Thermodynamique



Chapitre II : Etude Thermodynamique d'un Moteur SONACOME K66

<u>II- 1</u>	<u>Le choix des valeurs caractérisant le</u> <u>moteur .....</u>	14
<u>II- 2</u>	<u>Le diagramme réel d'un moteur à quatre</u> <u>temps .....</u>	15
<u>II- 3</u>	<u>Etablissement du diagramme reel du moteur Fmoteur4CylindresLRefr a l'air 912 (1</u> <u>mm):.....</u>	30
<u>II- 4</u>	<u>Caractéristiques du</u> <u>moteur .....</u>	32

**II-1) Le choix des valeurs caractérisant le moteur :**

Les paramètres thermodynamiques caractérisant les moteurs diesel sont données dans des intervalles ; Les valeurs choisies doivent correspondre aux dimensions caractéristiques du moteur en question (la course et l'alésage), c'est-à-dire quelles sont déterminées par le calcul.

**1-2) Données relatives au moteur F4L912 :****1- Pression Temperature ambiantes :**

$$P_o = 0.1 \text{ M Pa} \quad \longrightarrow \quad T_o = 290 \text{ }^\circ\text{K}$$

**2- Pression et Température des gaz résiduels :**

$$P_r = 1.05 P_o \quad \longrightarrow \quad P_r = 0.112 \text{ M Pa}$$

$$T_r = 700 \text{ à } 900 \text{ }^\circ\text{K} \quad \longrightarrow \quad T_r = 850 \text{ }^\circ\text{K}$$

**3- L'exposants poly tropique :**

$$\text{3-a/ Phase de compression : } n_1 = 1.34 \text{ à } 1.39 \quad \longrightarrow \quad n_1 = 1.37$$

$$\text{3-b/ Phase de détente : } n_2 = 1.14 \text{ à } 1.23 \quad \longrightarrow \quad n_2 = 1.19$$

**4- Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les parois  $\Delta T$  :**

$$\Delta T = 20 \text{ à } 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad \longrightarrow \quad \Delta T = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

**5- Coefficient d'admission supplémentaire :**

$$\lambda_1 = 1.02 \text{ à } 1.07 \quad \longrightarrow \quad \lambda_1 = 1.05$$

**6- Coefficient de balayage de la chambre de combustion :**

$$\lambda_2 = 0 \text{ à } 1 \quad \longrightarrow \quad \lambda_2 = 1$$

**7- Coefficient de correction de la chaleur spécifique  $\lambda_t$  en fonction de  $\alpha$  :**

$$\alpha = 1.7 \quad \lambda_t = 1.1$$

**8- Exposant polytropique  $m$  :**

$$m = 1.5$$

**9- Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z :**

$$\xi_z = 0.65 \text{ à } 0.85 \quad \longrightarrow \quad \xi_z = 0.81$$

**10- Coefficient d'utilisation au point B :**

$$\xi_b = 0.85 \text{ à } 0.90 \quad \longrightarrow \quad \xi_b = 0.88$$

## II-2) Le diagramme réel d'un moteur à quatre temps :

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur<sup>(5)</sup> ; En portant les valeurs de pression du gaz à chaque instant sur l'axe des ordonnées, et les volumes qu'ils ont causés ces pressions, sur l'axe des abscisses ; pendant un cycle on peut obtenir le diagramme théorique d'un moteur qui se compose de quatre parties qui se succèdent dans l'ordre ci-après :<sup>(4)</sup>

- 1- **Admission** : le premier temps ;
- 2- **Compression** : le deuxième temps ;
- 3- **Combustion-détente** : le troisième temps ;
- 4- **Echappement** : le quatrième temps. <sup>(4)</sup>

### 2-1) Admission :

Le piston décrit une course descendante du PMH au PMB ; la soupape d'admission est ouverte ; le mélange air + carburant préalablement dosé pénètre dans le cylindre ; l'énergie nécessaire pour effectuer ce temps est fournie au piston par le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. <sup>(5)</sup>

Dans cette phase on cherche à remplir au maximum le cylindre dans le minimum de temps pour augmenter la puissance du moteur.

### a) Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible :

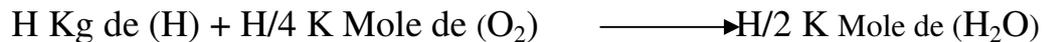
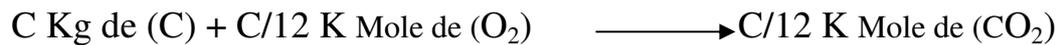
C'est la quantité théorique d'oxygène  $O_{th}$  ; minimale qui peut être importé pour l'oxydation complète d'1 Kg de combustible liquide composé essentiellement de C Kg de carbone, H Kg de hydrogène et de O Kg d'oxygène ; Elle est décrite par les réactions chimiques :



Nous savons que le combustible renferme par Kg :



On peut écrire :



Alors pour la combustion complète d'un Kg de combustible il faut :

$(C/12 + H/4)$  K Mole de  $(O_2)$  mais comme une partie de  $(O_2)$  existe déjà dans le combustible soit  $(O/32)$  K Mole donc l'oxygène demandé sera :

$(C/12 + H/4 - O/32)$  K Mole et comme l'air contient 21% de  $(O_2)$  c'est-à-dire  $1 \text{ m}^3$  de  $(O_2)$  correspond à  $4.76 \text{ m}^3$  d'air donc la quantité théorique d'air nécessaire est :

$$M_o = 4.76 (C/12 + H/4 - O/32) \text{ K Mole}$$

Donc:  **$M_o = 0.494445 \text{ K Mole/ Kg}$**

**b) La quantité réelle d'air admise dans le cylindre:**

Dans la combustion la quantité d'air réellement utile ( $M_1$ ) est un peut supérieur à la quantité théorique pour une combustion complète; c'est-à-dire avec un excès d'air symbolisé par un coefficient  $\alpha$  ; telle que ( $\alpha > 1$ ).

On a :  $M_1 = \alpha \cdot M_o$

$\alpha = 1.7$  et  $M_o = 0.494445 \text{ K Mole/ Kg}$

A.N:  **$M_1 = 0.840556 \text{ K Mole}$**

**c) Détermination des paramètres d'admission :**

**Détermination de Pa :**

Pendant le corse d'admission, l'air introduit dans le cylindre est lié aux paramètres suivant:

- ✓ La température ambiante supposée égale à  $17 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- ✓ La pression atmosphérique qui est égale à  $P_o = 0.1 \text{ M pa}$ .
- ✓ L'augmentation de la température de l'air en contact avec les parois du cylindre

$\Delta T = 31 \text{ }^\circ\text{K}$ .

- ✓ La pression des gaz résiduels  $P_r$  qui est choisie égale à  $0.112 \text{ M pa}$ .
- ✓ La température des gaz résiduels  $T_r = 850 \text{ }^\circ\text{K}$ .

On a :  $P_a = P_o + \Delta Pa$  avec  $\Delta Pa = (10 \text{ à } 20) \% P_o$

A.N:  $P_a = 0.085 \text{ M Pa}$

**d) Détermination des coefficients d'admission et des gaz résiduels: ( $\eta_v, \gamma_r$ )**

On a :  $\gamma_r = M_r/M_1$

ET:  $M_r = (P_r.V_c)/(8314.T_r) = (P_r.V_h)/(8314.(\epsilon - 1).T_r)$

Dont:  $M_1 = P_o.V_o/8314.T_o$

$V_o =$  le volume occupé par l'air aspiré.  $V_o = \eta_v.V_h$

Tel que :  $\eta_v =$  coefficient d'admission.

Donc:  $\gamma_r = M_r/M_1 = (P_r.T_o)/P_o.(\epsilon - 1).T_r. \eta_v$

**Coefficients d'admission (de remplissage)  $\eta_v$  :**

On a :  $\eta_v = V_o/V_h$

Tel que :  $V_h$  est le volume décrit par la course du piston et  $V_o$  est le volume occupé par l'air.

Au point à du cycle on a :  $P_a.V_a = R.(M_{1a} + M_r).T_a$

Et pour la quantité totale d'air  $M_1$  :  $P_o.V_o = R.M_1.T_o$

Dans le cas général, la valeur de  $M_1$  est grande par rapport à  $M_{1a}$

Soit:  $\lambda = (M_1 + M_r) / (M_{1a} + M_r)$

Et on a: le coefficient supplémentaire  $\lambda_1 = 1.02$  à  $1.07$  on a choisi  $\lambda_1 = 1.05$

Alors:  $M_{1a} + M_r = (M_1 + M_r) / \lambda_1 = (P_a.V_a) / (R.T_a)$

Ou :  $M_{1a} + M_r = \lambda_1.P_a.V_a / (R.T_a)$

Et :  $M_1 = (P_o.V_h). \eta_v / (R.T_o)$

Donc:  $(M_{1a} + M_r) / M_1 = (\lambda_1.P_a.V_a.T_o) / (T_a.P_o.V_h. \eta_v) = 1 + \gamma_r$

Avec:  $V_a/V_h = \epsilon.V_c / ((\epsilon-1).V_c) = \epsilon / (\epsilon-1)$  et :  $\epsilon = V_a/V_c$

**Donc :**  $\eta_v = (\lambda_1. \epsilon.P_a.T_o) / (\epsilon-1). P_o.T_a. (1 + \gamma_r)$

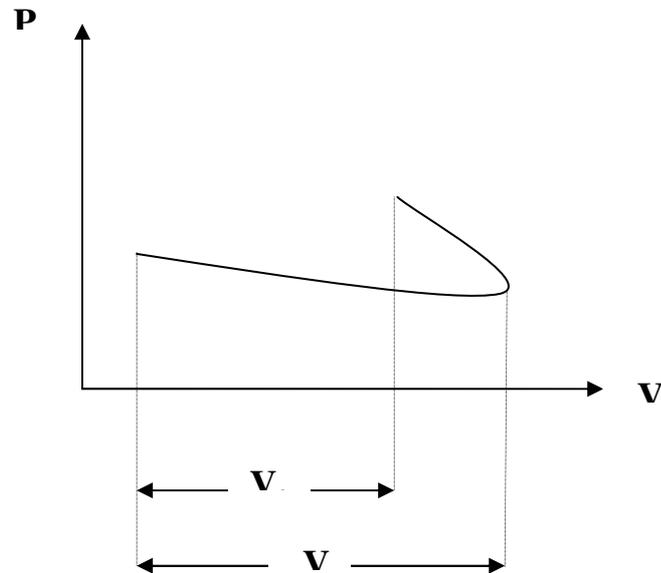


Figure n° 06 : la courbe d'admission

**Détermination de Ta :****Calcul de Ta :**

La température de fin d'admission  $T_a$  peut être déterminée en écrivant l'équation d'équilibre d'énergie entre l'air admis et le mélange air + gaz résiduels :

On définit :  $C_p$  : la chaleur spécifique de l'air frais.  
 $C_p'$  : la chaleur spécifique du mélange (air + gaz résiduelles)  
 $C_p''$  : la chaleur spécifique des gaz résiduelles.

On pose :  $C_p'' = \lambda t \cdot C_p$

Donc l'équation d'équilibre devient :

$$M_1 \cdot C_p \cdot (T_k + \Delta T) + \lambda t \cdot M_r \cdot C_p'' \cdot T_r' = (M_1 + M_r) C_p \cdot T_a$$

Avec  $\lambda t$  est le coefficient du balayage choisi :  $\lambda t = 1$

Et :  $M_1 + M_r = M_1 (1 + M_r/M_1)$

Donc :  $T_a = [M_1 \cdot C_p \cdot (T_o + \Delta T) + M_r \cdot T_r' \cdot \lambda t \cdot C_p] / [C_p \cdot (M_1 + M_r)]$

Et :  $T_r' = T_r \cdot (P_a/P_r)^{(m-1)/m}$   $m$  : est l'exposant poly tropique de la détente des gaz résiduels pendant la phase d'admission :  $m = 1.5$

$T_a$  : devient alors :  $T_a = C_p \cdot [M_1 \cdot C_p \cdot (T_o + \Delta T) + M_r \cdot T_r \cdot \lambda t \cdot (P_a/P_r)^{(m-1)/m}] / [C_p \cdot (M_1 + M_r)]$

Et comme:  $\gamma_r = M_r/M_1$

$T_a$  : exprime en fonction de  $\gamma_r$  :  $T_a = [\Delta T + T_o + \gamma_r \cdot T_r \cdot \lambda t \cdot (P_a/P_r)^{(m-1)/m}] / (\gamma_r + 1)$

En remplaçant  $\gamma_r$  par :  $(P_r \cdot T_o) / P_o \cdot (\epsilon - 1) \cdot T_r \cdot \eta_v$

Et :  $\eta_v$  par :  $(\lambda_1 \cdot \epsilon \cdot P_a \cdot T_o) / (\epsilon - 1) \cdot P_o \cdot T_a \cdot (1 + \gamma_r)$

On obtient une équation à partir de laquelle on peut déterminer  $\eta_v$  :

$$\eta_v = (1/(\epsilon - 1)) \cdot [ T_o / (T_o + \Delta T) \cdot (P_a / P_o) \cdot [\epsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r / P_a)^{(1/m)}] ]$$

$$\text{Et : } \gamma_r = (P_r / P_a) \cdot (T_o + \Delta T) / T_r \cdot [\epsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r / P_a)^{(1/m)}]$$

Avec :  $P_a = 0.085 \text{ M Pa}$  et  $P_o = 0.1 \text{ M Pa}$

A.N :  $\eta_v = 0.932$

$\gamma_r = 0.030$

Et :  $T_a = 316.43569$  ou  $t_a = 43.43569 \text{ }^\circ\text{C}$

**2-2) Compression :**

Après son arrivé au **PMB**, le piston revient en comprimant l'air dans le cylindre, les soupapes d'admission et d'échappement étant fermées ; Dans cette phase la température et la pression doivent s'augmenter d'une manière à permettre à la fin la combustion du mélange.

En réalité la phase de compression n'est pas une transformation adiabatique, car il existe un échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre ; au début de la compression la température de l'air admis était inférieure à celle des parois ce qui favorise le transfert de chaleur des parois vers les gaz admis.

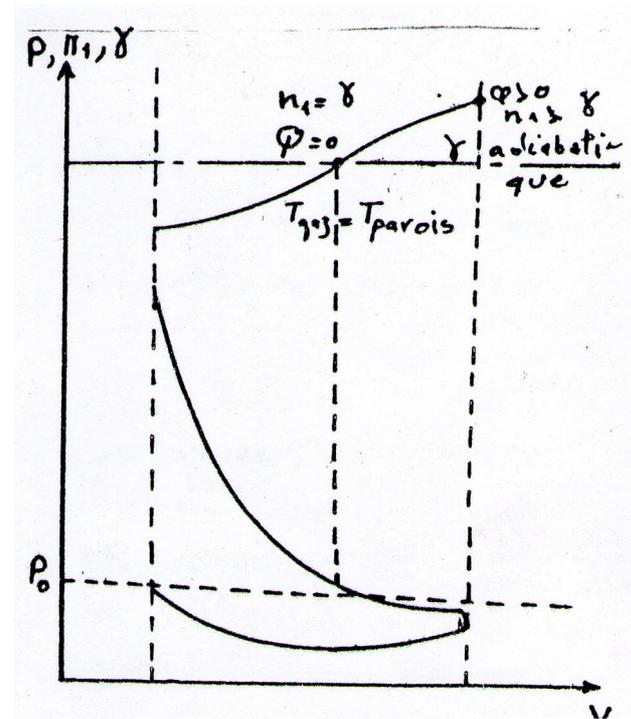


Figure n° 07 : la courbe de la compression

**(Q > 0 , n1 > γ)**

Avec : Q : quantité de chaleur transférée.

n1 : coefficient polytropique de compression.

γ : coefficient de l'adibate.

A la fin de la compression, la température des gaz sera plus élevée (pour qu'elle permette la combustion des gaz), alors dans ce cas il y a un transfert de chaleur des gaz vers les parois.

$$(Q > 0 \text{ , } n1 > \gamma)$$

Entre les deux étapes où la température des gaz passe d'une valeur faible à une valeur élevée, il existe un moment où celle-ci sera égale à la température des parois, à ce moment là on n'a pas de transfert de chaleur (instant adiabatique  $Q = 0 \text{ , } n1 = \gamma$ ).

Pour simplifier le calcul on fixe un exposant poly tropique moyen calculé à partir de la conservation de l'énergie avant et après que la température des gaz soit égale à celle des parois.

La valeur du coefficient déterminée pratiquement est :  $n1 = (1.34 \text{ à } 1.39)$   
 $n1=1.37$

### a) Calcule des paramètres de la compression (Pc et Tc) :

$$\text{On a : } Pa \cdot Va = 8314 \cdot Ma \cdot Ta \quad \text{et} \quad Pc \cdot Vc = 8314 \cdot Mc \cdot Tc$$

$$\text{Donc : } Tc = Ta \cdot (Vc/Va) \cdot (Pc/Pa)^{n1}$$

$$\text{Avec : } Pc/Pa = \varepsilon^{n1} \quad \text{et} \quad Vc/Va = 1/\varepsilon$$

$$\text{Donc : } Tc = Ta \cdot \varepsilon^{n1-1} \quad \text{et} \quad Pc = Pa \cdot \varepsilon^{n1}$$

$$\text{A.N: } Pc = 4.1222 \text{ M Pa} \quad ; \quad Pc = 41 \text{ Bar} \quad ; \quad Tc = 902.71687 \text{ °K}; \quad tc = 625.71 \text{ °C}$$

### 2-3) combustion et détente :

La combustion est l'ensemble des phénomènes physiques, chimiques et thermodynamiques qui accompagnent la combinaison d'un combustible avec l'oxygène.

Le mélange gazeux formé d'un liquide à l'état vapeur ou d'un gaz et d'air ambiant porte le nom de mélange carburé ; L'air apporte l'O<sub>2</sub> nécessaire à la combustion, appelé comburant. <sup>(6)</sup>

C'est la phase essentielle du cycle puisque c'est pendant cette phase que l'énergie contenue dans le combustible est libérée par la combustion, elle transforme dans les meilleurs conditions l'énergie calorifique libérée par la combustion, en travail cette transformation se fait dans un temps très court avec des conditions thermique très dures.

Lorsque le piston atteint le PMH on injecte dans l'air comprimé le combustible à une pression supérieur à celle de ce dernier et sous forme de très fines gouttelettes, ce contact

provoque la combustion qui tend à augmenter la pression, ce qui pousse le piston du PMH au PMB.

Pratiquement le combustible est injecté avant le PMH et se termine après ce point, pour donner au combustible le temps de se brûler, le décalage entre le début d'injection et le PMH s'appelle l'avance d'injection correspondant à un angle qui varie entre  $14^\circ$  et  $18^\circ$ .

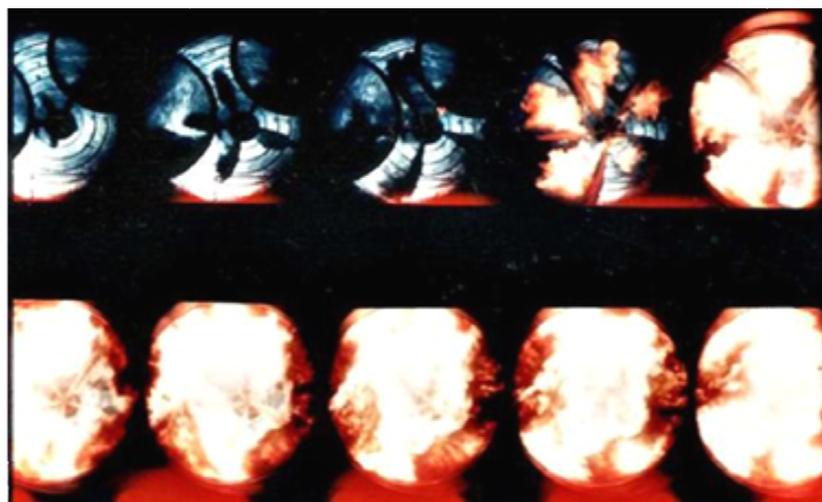
#### **a) Les contraintes influant sur la combustion sont :**

La combustion dépend de la forme et la vitesse de la réaction chimique.

- ✓ Le rapport de compression ( $\epsilon$ ).
- ✓ L'angle d'avance d'injection (AI).
- ✓ La forme de la chambre de combustion.
- ✓ La vitesse de rotation du moteur.
- ✓ La méthode d'alimentation.

#### **d) Le processus thermodynamique de la combustion :**

Dans le moteur diesel la combustion est la conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à température élevée par la compression. L'obtention d'une température suffisante pour créer l'auto-inflammation ( $\approx 600^\circ\text{C}$ ) nécessite un rapport volumétrique plus grand que celui du moteur à allumage commandé. <sup>(6)</sup>



*processus de la combustion diesel*

Lorsque le mélange gazoil- air se brule dans le cylindre moteur, une partie de la chaleur dégagée est transmise aux parois pendant la détente et une autre partie de cette chaleur est utilisée pour la dissociation des molécules produites par la combustion à une haute température.

Le processus de dissociation consiste essentiellement de détruire les liaisons des molécules de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O à des simples molécules en formant simultanément O et H atome et OH, NO ; aussi c'est une des causes qui s'opposent à la transformation intégrale du pouvoir calorifique du combustible en travail.

Le calcul et l'expérience montrent qu'en réalité l'influence de la dissociation est négligeable pour les moteurs Diesels, ainsi que pour les moteurs à explosion.

Les pertes totales de la chaleur de combustion (dues à l'incomplète combustion et aussi à la dissociation et au transfert de la chaleur aux parois du cylindre), sont caractérisées par un coefficient d'utilisation de chaleur de combustion  $\xi_z$  déterminé expérimentalement ; La combustion se déroule à volume constant, puis à une pression constante.

**e) Calcule des paramètres de combustion :**

Quantité de gaz brûlé (M<sub>2</sub>) on a :

$$M_2 = M(\text{CO}_2) + M(\text{H}_2\text{O}) + M(\text{O}_2) + M(\text{N}_2) \quad \text{K Mole}$$

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot M_0 + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0$$

A.N:  $M_2 = 0.872 \text{ K Mole}$

**3-a) Variation du volume après la combustion ( $\Delta M$ ) :**

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

A.N:  $\Delta M = 0.03162 \text{ K Mole}$

**3-b) Coefficient de variation du volume après la combustion ( $\beta_0$ ) :**

$$\beta_0 = M_2/M_1 = (1 + \Delta M)/M_1 = 1 + (H/4 + O/32) / (\alpha \cdot M_0)$$

A.N:  $\beta_0 = 1.03762$

**3-c) Coefficient de variation réelle ( $\beta$ ) :**

$$\beta = (M_2 + M_r) / (M_1 + M_r) = (\beta_0 + \gamma r) / (1 + \gamma r)$$

A.N:  $\beta = 1.03708$

**3-d) Coefficient de variation au point Z ( $\beta_z$ ) :**

$$\beta_z = (M_c + \Delta M_z) / M_c$$

$$\beta_z = [(1 + \gamma r) \cdot M_1 + X \cdot \Delta M] / [(1 + \gamma r) + M_r] = 1 + X \cdot (\beta_0 - 1) / (1 + \gamma r)$$

Avec:  $X = \xi_z / \xi_b$

A.N:  $\beta_z = 1.03413$

**e) Détermination de la température maximale du cycle ( $T_z$ ) :**

D'après la première loi de la thermodynamique (loi de la conservation de l'énergie) on a :

$$\xi_z \cdot Q_h = U_z - U_c + W_{zz}'$$

$$\xi_z \cdot Q_h = (M_2 + M_r) \cdot U_z'' - M_1 \cdot U_c - M_r \cdot U_c'' + W_z''$$

Avec :  $Q_h$  : est le pouvoir calorifique du combustible : ( $Q_h = 42.5 \text{ MJ /K Mole}$ )

$$W_{zz}' = P_z \cdot (V_z - V_c)$$

**Détermination de  $T_z$  :**

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$W_{zz}' = P_z \cdot V_z - \lambda \cdot P_c \cdot V_c = 8314 \cdot [(M_1 + M_r) \cdot T_z - \lambda \cdot (M_1 + M_r) \cdot T_c]$$

Donc on aura :

$$\xi_z \cdot Q_h + M_1 \cdot U_c + M_r \cdot U_c'' + 8314 \cdot (M_1 + M_r) \cdot \lambda \cdot T_c = (M_2 + M_r) \cdot U_z'' + 8314 \cdot [(M_2 + M_r) \cdot T_z]$$

Finalement on obtient l'équation qui nous permet de déterminer  $T_z$  :

$$[(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot M_1 \cdot \gamma r)] + [(U_c + U_c'' \cdot \gamma r) / (1 + \gamma r)] + 8314 \cdot \lambda \cdot T_c = \beta_z (U_z'' + 8314 \cdot T_z)$$

On a :  $\lambda = 1.6 \text{ à } 1.8$                       on prend :  $\lambda = 1.8$

Donc :  $8314 \cdot T_c \cdot \lambda \cdot 10^{-6} = 13.5093$                       et  $(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot (1 + \gamma r)) = 40.3708$

**F) Calcule de  $U_c$  et  $U_c''$  :      Voir tableaux II-1 et II-2**

On a :  $T_c = 902.71687 \text{ °K} \quad \longleftrightarrow \quad t_c = 625.71687 \text{ °C}$

On remarque que :  $700 > t_c > 600 \text{ °C}$

Donc on doit faire une approximation pour calculer  $U_c$  et  $U_c''$

$$U_{vc} = C_{vc} \cdot T_c$$

On a:  $C_{vc} = (C_{vc2} - C_{vc1}) \cdot (T_c - T_1) / (T_c - T_1) + C_{vc1}$

A.N:  $C_{vc} = 22.271 \text{ KJ /K Mole}$

$$U_c(\alpha=1) = 13.8726 \text{ K J}$$

$$U_c(\text{air}) = 13.8726 \text{ K J}$$

$$U_c(\alpha=1.7) = U_c(\alpha=1) \cdot r \cdot M_2(\alpha=1) + U_c(\text{air}) \cdot r \text{ (exc.d'air)}$$

$$U_c(\alpha=1.7) = U_c(\alpha=1) \cdot (C/12 + H/2 + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0) / M_2 + U_{c\text{air}} \cdot (\alpha-1) \cdot M_0/M_2$$

A.N:  $U_c(\alpha=1.7) = 13.8754 \text{ M Jole/ K Mole}$

$$U_c'' \cdot t_c$$

On a:  $C_{vc}'' = \sum r_i \cdot C_{vci}''$  et  $r_i = M_i/M_2$

Donc :  $U_c'' = \sum (M_i/M_2) \cdot C_{vci}'' \cdot t_c$

L'énergie interne d'un Kilo Mole de produit de la combustion à une ( $t_c = 629.71687 \text{ °C}$ ) contient l'énergie interne produits de combustion pour les deux cas : ( $\alpha=1$ ) et  $\alpha > 1$  (excès d'air).

$$\underline{\alpha = 1} : \mu_c''(\alpha = 1) = (\mu_c^{2''} - \mu_c^{1''}) * (T_c - T_1) / 100 + \mu_c^{1''}$$

A.N :  $\mu_c''(\alpha = 1) = 24.736554$

Donc :  $U_c''(\alpha = 1) = 22.3301 \text{ M J/K Mole}$

$$U_c(\alpha = 1) = 13.87276 \text{ M J/K Mole}$$

$\alpha = 1.7$  :  $U_c(\alpha = 1.7) = 13.8754 \text{ M J/K Mole}$

Donc:  $U_c''(\alpha = 1.7) = 17.23299 \text{ M J/K Mole}$

Donc on aura l'équation finale comme suit :

$$\beta_z \cdot (U_z'' + 8314 \cdot T_z) = 67.803865 \text{ M J/K Mole}$$

Ou :  $U_z'' + 8314 \cdot T_z = 65.5660147 \text{ M J/K Mole}$

Pour résoudre cette équation nous devons choisir une valeur de  $T_z$  de telle façon qu'elle vérifie notre équation.

Après plusieurs essais de différentes valeurs de  $T_z$  on a choisi la valeur suivante :

$$T_z = 2057.3 \text{ °K} \quad \text{c'est-à-dire : } t_z = 1784.3 \text{ °K}$$

On remarque que :  $1800 \text{ °C} > t_z > 1700 \text{ °C}$

Donc pour avoir la valeur de  $U_z''$  nous devons faire des approximations et après lesquelles nous aurons les résultats suivantes :

$$\mu_z''(\alpha = 1) = 51.0237 \text{ M J/K Mole } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{\text{zaire}} = 44.5676 \text{ M J/K Mole } ^\circ\text{C}$$

Donc :  $U_z(\alpha = 1.7) = 44.5676 \text{ M J/K Mole}$

Nous obtenons l'équation suivante :

$$U_z'' + 8314. T_z = 65.565903 \text{ MJ/ K Mole}$$

### 3-J) Calcul de l'erreur relative au choix de $T_z$ :

$$\varepsilon = (65.5659603 - 65.5660147) \cdot 100 / 65.5659603 = 0.000082965 \%$$

Donc la valeur de  $T_z$  que nous avons choisi est acceptable ; finalement la valeur de  $T_z$  qui vérifie tous les conditions est :

$$T_z = 2057.3 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Détermination de  $P_z$  :

On a :  $P_z = \lambda \cdot P_c$

Avec :  $\lambda = 1.8$

A.N:  $P_z = 7.42 \text{ MPa}$        $P_z = 74 \text{ Bar}$

### 3-K) Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion $\rho$ :

$$\rho = (\beta_z \cdot T_z) / (\lambda \cdot T_c)$$

A.N :  $\rho = 1.3$

### 2-4) Détente :

En ce qui concerne la détente, elle devra être la plus longue que possible, puisque elle conditionne le rendement du cycle, c'est durant laquelle la chaleur dégagée par la combustion est convertie au travail mécanique.

Dans le cycle réel, la course motrice commence avec la combustion (point C) et se termine au **PMB**.

La phase de détente est une évolution poly tropique, on peut déterminer les paramètres à la fin de cette phase en choisissant une valeur moyenne de l'exposant poly tropique  $n_2$ , puisque

pratiquement il est impossible de déterminer  $n_2$  d'après le diagramme indiqué à cause de sa variation pendant la détente, elle commence par une valeur négative au début de la détente jusqu'au  $P_{max}$ , où sa valeur devient nulle, et positive à partir de  $P_{max}$  jusqu'à  $T_{max}$ .

Au début on a :  $Q < 0$  ;  $n_2 > \gamma$

A un certain temps on a :  $Q = 0$  ;  $n_2 = \gamma$

A la fin on a :  $Q > 0$  ;  $n_2 < \gamma$

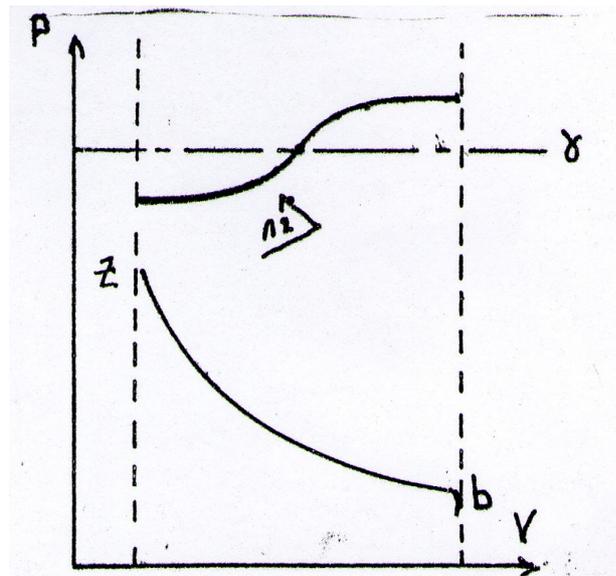


Figure n° 08 : la courbe de la détente

Donc pour une évolution poly tropique et de même que  $n_1$  ; on utilise un coefficient  $n_2$  poly tropique moyen soit  $n_2 = 1.14$  on prend  $n_2 = 1.19$ .

**a) Détermination des paramètres de la détente ( $P_b$  ;  $T_b$ ) :**

**Calcul du  $P_b$  :**

Nous avons :  $P_b \cdot V_b^{n_2} = P_z \cdot V_z^{n_2} \longrightarrow P_b = P_z \cdot (V_z/V_b)^{n_2}$

Et on a :  $V_a = V_b$  et  $V_b/V_z = V_a/V_z = (V_a/V_c) / (V_z/V_c) = \epsilon / \rho = \delta$

Donc :  $P_b = P_z / \delta^{n_2}$

A.N :  $\delta = 22,1$  et  $P_b = 0,186 \text{ Mpa}$   $P_b = 1,86 \text{ Bar}$

**Calcul du  $T_b$  :**

Nous pouvons écrire les trois équations suivantes à condition qu'il n'y a pas de fuite des gaz :

$$P_b.V_b=8314.T_b.M_b \quad (1)$$

$$P_z.V_z=8314.T_z.M_z \quad (2)$$

$$M_b =M_z \quad (3)$$

De : 1 ; 2 et 3 nous obtenons :  $T_b = T_z.(P_b .V_b) / (P_z .V_z)$  et  $T_b =T_z/ \delta n^{2-1}$

AN :  $T_b=1142,35 \text{ }^\circ\text{k}$   $T_b=869 \text{ }^\circ\text{C}$

**2-5) ECHAPPEMENT :**

Au commencement de l'échappement, le piston est au **PMB** et le volume occupé par le gaz est égal au volume total du cylindre. La courbe commence du point **e**, à ce moment la soupape d'échappement s'ouvre, la pression diminue instantanément jusqu'à la valeur  $P_a$  voisine de la pression atmosphérique  $P_0$ .

Cette évacuation est supposée s'effectuée à volume constant ; Le piston remonte en évacuant les gaz à l'extérieur jusqu'au **PMH** ; la courbe représentant cette transformation est une droite parallèle à l'axe de volumes.

Les paramètres qui caractérisent cette transformation sont  $P_r$  et  $T_r$  déterminés expérimentalement :

$P_r = 1,12 . P_0 = 0,112 \text{ MPa}$  et  $T_r = 850 \text{ }^\circ\text{K}$

**2-5-1) Traçage de diagramme théorique :**

**Calcul des volumes V :**

**a/ calcul de : Vc et Vz**

Nous savons que :

$$V_z=V_c=V_h/(\epsilon -1)$$

Donc :

$$V_c=0,058874 \text{ litre}$$

**b/Calcul de : Vz'**

On a :

$$V_c=V_z'$$

Donc :

$$V_z'=0,058874 \text{ litre}$$

**c/ Calcul de : Vz**

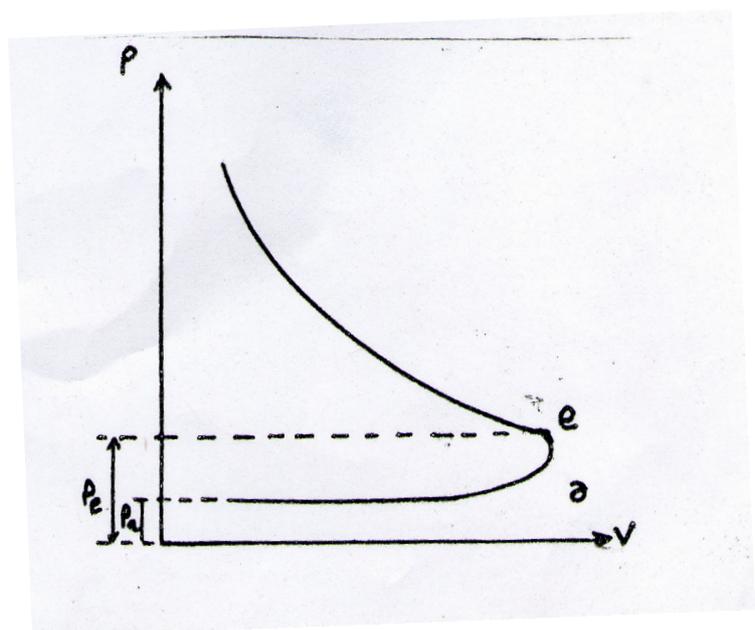


Figure n° 08 : la courbe d'échappement

on a :

$$V_z = \rho \cdot V_c$$

Donc :  $V_z = 0,060110$  litre

**d/ calcul de : Vb**

Nous avons :

$$V_b = \delta \cdot V_z$$

Donc :  $V_b = 1,6914$  litre

**e/ Calcul de : Tz'**

On a :  $T_{z'} = T_z / \rho$

Donc :  $T_{z'} = 2014,985$  °K

**2-5-2) Tableau n° 02 : récapitulatif :**

<i>Etat</i>	<i>Pression (Mpa)</i>	<i>Volume (l)</i>	<i>Température (°K)</i>
<i>A</i>	<i>0,085</i>	<i>1,6914</i>	<i>316</i>
<i>C</i>	<i>4,12</i>	<i>0,0588</i>	<i>902</i>
<i>Z'</i>	<i>7,42</i>	<i>0,0588</i>	<i>1582</i>
<i>Z</i>	<i>7,42</i>	<i>0,0601</i>	<i>2014</i>
<i>b</i>	<i>0,186</i>	<i>1,6914</i>	<i>1142</i>

**2-5-3) Traçage des cycles théoriques :**

**a -courbe de compression :**

On choisit  $P_x$  et  $V_x$  variables alors.

$$P_x \cdot V_x^{n1} = P_c \cdot V_c^{n1} \longrightarrow P_x = P_c \cdot (V_c / V_x)^{n1}$$

Avec :  $V_x = i \cdot V_c$  et :  $n1 = 1,37$  et  $i = 1, \rho, 2, 3, \dots, \epsilon = 17$

Donc :  $P_x = P_c / i^{n1}$

**b- Courbe de détente :**

**Tableau n° 03 : des courbes de compression et de détente :**

<i>i</i>	<i>i . Vc</i>	<i>Course de compression</i>		<i>Course de détente</i>	
		$a = i^{n1}$	$Px = Pc / a$	$b = (\rho / i)^{n2}$	$Px = Pz . b$
1	0,058874	1,000000	4,1222400		
1,3	0,0765	1,432	2,8774	1	7,421
2	0,117748	2,584700	1,6384	0,5989	4,4443
3	0,17662	4,504598	0,9401	0,3696	2,7427
4	0,235496	6,680700	0,6338	0,2625	1,9479
5	0,29437	9,069616	0,4669	0,2012	1,4930
6	0,353544	11,643062	0,3636	0,1620	1,2022
7	0,412118	14,380842	0,2944	0,1348	1,00025
8	0,470998	17,26765	0,2452	0,1150	0,8533
9	0,529866	20,29141	0,2085	0,1000	0,7421
10	0,58874	23,442288	0,1806	0,0882	0,6544
11	0,647614	26,71209	0,1585	0,0787	0,5840
12	0,706488	30,093888	0,1406	0,0710	0,5267
13	0,705362	33,581677	0,1260	0,0645	0,4785
14	0,824236	37,17024	0,1139	0,0591	0,4385
15	0,88311	40,85498	0,1118	0,0544	0,4036
16	0,941984	44,631797	0,09225	0,0504	0,3739
17	1,000858	48,497016	0,08731	0,0469	0,3479

$$Px = Pz . ( Vz / ( i . Vc ) )^{n2} \quad \text{et} \quad n2 = 1,19 ; Vz = \rho . Vc$$

Donc :  $Px = Pz . (\rho / i)^{n2}$  ( voire les résultats au tableau )

D' après la variation de  $Px$  en fonction  $Vx$  et pour les différentes valeurs de  $i$ , on peut tracer les courbes de compression et de détente , la première commence du point **a** (  $Pa$  ,  $Va$  ) et se termine au point **c** (  $Pc$  ,  $Vc$  ) , par contre la deuxième courbe commence du point **z** (  $Pz$  ,  $Vz = \rho . Vc$  ) et se termine au point **b** (  $Pb$  ,  $Vb = Va$  ).

**II-3) Etablissement du diagramme reel du moteur (F4L912) :**

L'étude du cycle réel théorique a été conduite d'une façon statique, c'est à dire que l'évolution des gaz a été tracée sans tenir compte de la matérialité des organes et des fluides en mouvement cette réalité nous conduit à concevoir leur masse, donc leur inertie.

Pour lutter contre ces phénomènes parasites qui nous éloignent du cycle théorique, donc qui diminuent son rendement on a procédé un certain nombre de réglages sur le moteur qui cherchent à minimiser les difficultés ;

**3-1) Admission :**

Les difficultés rencontrées dans cette phase proviennent de l'ouverture de la soupape d'admission à cause de son inertie, et provoque l'étranglement de l'air ce qui diminue sa vitesse, donc on est amené à l'ouvrir un peu plus tôt de façon que l'air puisse s'introduire au maximum et chasse les gaz brûlés, c'est l'avance à l'ouverture à l'admission **AOA**.

D'autre part on donne un retard à la fermeture de la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage. En effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course descendante du piston, continue à pénétrer dans le cylindre, C'est le **RFA**.

**3-2) Compression :**

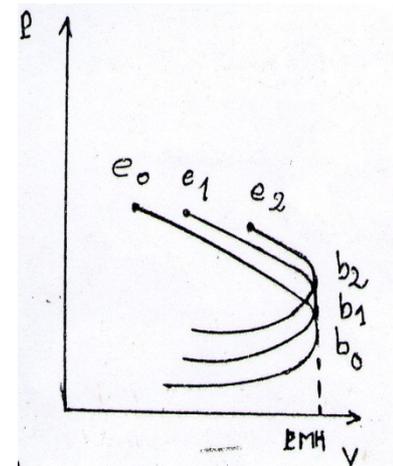
Pour que cette compression soit maximal il faut la commencer au point plus près du **PMB**, mais nous avons vu que pour avoir un remplissage correct l'admission devait se prolonger, la compression ne commence donc qu'après la fermeture de soupape d'admission avec un retard de 30° à 60° environ après le **PMB**, ce retard nous oblige de respecter le coefficient de remplissage  $\eta_v$ .

Comme on ne peut plus agir sur le réglage imposé par la fin de l'admission il y'a tout intérêt à ce que le point **B** soit le plus haut possible, ce qui élève le point **C**, et permet également d'agir sur l'étanchéité (une bonne segmentation).

**3-3) Combustion et détente :**

Dans le double but d'augmenter le temps de combustion et de diminuer la pression maximale ; L'injection du combustible se fait avant le **PMH** de quelques degrés, ce réglage s'appelle l'avance à l'injection **AI**.

Il ne faut pas négliger cette avance, mais ne pas l'exagérer puisqu'elle a une influence Considérable sur la pression maximale, pour une forte avance on remarque une montée de Pression, par contre pour une faible avance la montée en pression est moins faible.



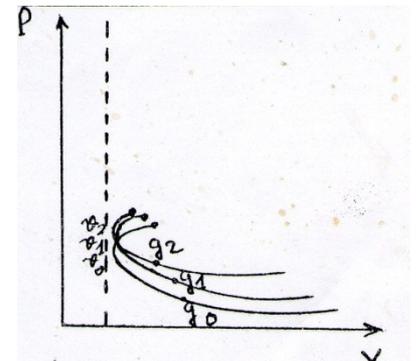
**3-4) Echappement :**

Pendant la détente, le piston ne doit pas dépasser le **PMB** puisque à ce moment la pression dans le cylindre agirait comme un frein, pour éviter cette diminution de pression, on est naturellement

Conduit à faire échapper plutôt les gaz brûlés, par une avance d'ouverture à l'échappement **AOE**.

Mais cette ouverture a une influence sur le travail moteur (figure ci-contre).

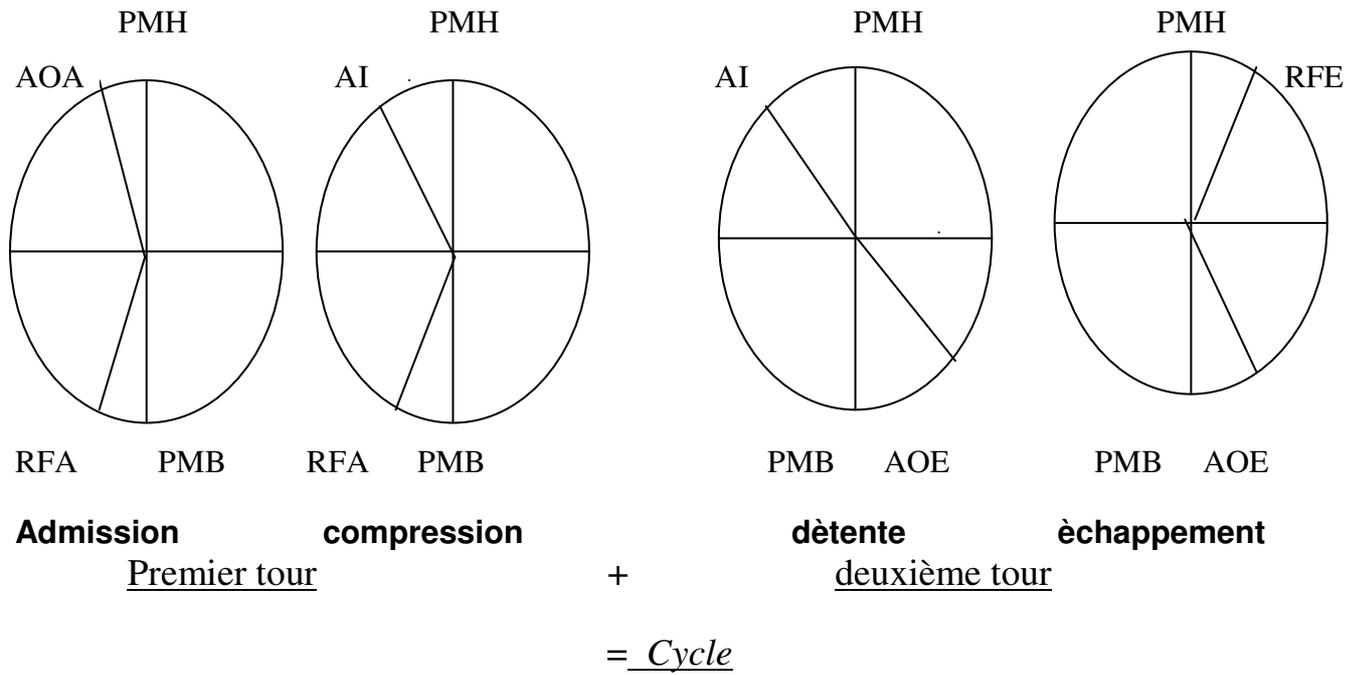
Si l'ouverture s'effectue trop tôt ou point **e<sub>0</sub>**, on obtient une grand perte de travail **e<sub>0</sub> bb<sub>0</sub>**, c'est-à-dire le travail moteur diminué, par contre si l'ouverture se fait trop tard, point **e<sub>2</sub>** alors l'aire **e<sub>2</sub> bb<sub>2</sub>** est petite mais près augmente, c'est pourquoi le travail perdu pendant la course d'échappement et l'admission est grand.



Alors il faut faire un choix judicieux, basé sur l'expérience, correspond à l'**e<sub>1</sub>** qui conduit à un travail élevé.

D'autre par on fait un retard de fermeture de la soupape d'échappement **RFE** pour que l'air pénétrant dans le cylindre chasse les gaz brûlés ; Si la fermeture se fait trop tard, les pertes par laminage seront faibles ainsi que **Pr** diminue, si **RFE** se fait trop tôt, alors les pertes par laminage augmentent que **Pr**, d'où l'existence d'une grande quantité des gaz résiduels.

Alors le choix est fait expérimentalement pour conduire à un meilleur travail moteur.



**II-4) Caractéristiques du moteur :**

**A) Paramètres indiqués et effectifs d'un moteur :**

Les paramètres indiqués à savoir (le travail  $W_i$  ; la pression  $P_i$  ; la puissance  $N_i$ ) sont les paramètres du gaz à l'intérieure de la cylindre du moteur, par contre les paramètres effectifs sont ceux recueillis sur l'arbre moteur à la sortie.

**1) Détermination des pressions :**

**a) Calcul de pression indiquée théorique moyenne ( $P_i$ ) :**

Nous pouvons la déterminer d'après la relation suivante :

$$P_i = w_i / v_h$$

$W_i$  est le travail indiqué théorique est définie par :

$$W_i = w_{z'z} + w_{zb} - w_{ac}$$

$$W_{z'z} = P_z \cdot V_z - P_z \cdot V_c = P_z \cdot (\rho - 1) = \lambda \cdot P_c \cdot V_c \cdot (\rho - 1)$$

(Le travail de l'évolution isobarique z'z)

$$W_{zb} = ((P_z \cdot V_z) / (n_2 - 1)) \cdot [1 - (V_z / V_b)^{n_2 - 1}]$$

(le travail de l'évolution poly tropique de la détente)

Après multiplication puis division par  $V_c$  et en posant  $P = V_z / V_c$  ;  $\delta = V_b/V_z$  on aura :

$$W_{zb} = P_c \cdot V_c \cdot \lambda \cdot \rho / (1 - 1/\delta^{n_2-1})$$

$$W_{ac} = P_c \cdot V_c \cdot (1 - (V_c/V_a)^{n_1-1}) / (n_1-1) = P_c \cdot V_c \cdot (1 - 1/\epsilon^{n_1-1}) / (n_1-1)$$

On peut déterminer le travail du cycle par unité de volume  $J/m^3$

$$W_i = P_c \cdot V_c \cdot [ \lambda \cdot (\rho - 1) + \lambda \cdot \rho \cdot (1 - 1/\delta^{n_2-1}) / (n_2 - 1) - (1 - 1/\delta^{n_1-1}) / (n_1 - 1) ]$$

Pi définie la pression moyenne indiquée :

$$P_i = W_i/V_h \quad \text{ou} \quad P_i = 10^{-6} W_i/V_h \quad [\text{Mpa}]$$

Devisons l'expression du  $W_i$  par  $V_h$  en tenant compte que  $V_c/V_h = 1/\epsilon^{n_1-1}$  nous obtenons :

$$P_i = [ (P_c / (\epsilon - 1)) ] \cdot [ \lambda \cdot (\rho - 1) + \lambda \cdot \rho \cdot (1 - 1/\delta^{n_2-1}) / (n_2 - 1) - (1 - 1/\delta^{n_1-1}) / (n_1 - 1) ]$$

A.N :  **$P_i = 1,0743 \text{ M Pa}$**

**b) Calcul de la pression indiquée réelle moyenne  $P_i'$  :**

Sur le diagramme on remarque que l'air correspondant au travail indiqué est inférieur à celui du diagramme théorique. Cette différence est due à la nature de la combustion et au paramètre de réglage du moteur.

Donc on prévoit un coefficient de correction du diagramme indiqué  $\phi$  pour corriger la pression moyenne indiquée, on obtient la pression indiquée  **$P_i'$**  :

$$P_i' = \phi \cdot P_i$$

Avec :  $\phi = 0.92 \text{ à } 0.97$  Nous prenons :  **$\phi = 0.9604$**

Donc :  **$P_i' = 1,031 \text{ M Pa}$**

**c) Pression correspondante à la perte mécanique  $P_m$  :**

On a la formule empirique la suivante :

$$P_m = a + b \cdot V_p$$

Telle que pour le moteur diesel à quatre temps on a :

$$a = 0,09 \quad , \quad b = 0,012 \quad \text{et} \quad V_p = (2 \cdot S \cdot n) / 60 \quad \text{m/s}$$

Avec :

S : est la cours du piston ( $S = 0,12\text{m}$ )

n : est le nombre de tour par minute ( $n = 2800 \text{ tr /mn}$ )

AN :  $P_m = 0,2244 \text{ MPa}$

**d) Calcul de la pression effective  $P_e$  :**

La pression effective moyenne est donnée par la formule suivante :

$$P_e = P_i' - P_m$$

$P_i'$  : est la pression indiquée réelle moyenne.

$P_m$  : est la pression correspond au perte mécanique.

AN :  $P_e = 0,806 \text{ MPa}$

**2) Détermination des puissances :**

**a) Puissance indiquée :**

Le travail indiqué fourni par le moteur durant un cycle et donné par :

$$W_i = P_i' \cdot V_h \quad \text{et} \quad V_h = \pi \cdot S \cdot D^2 / 4 \quad \text{le nombre de cycle par seconde} = 2 \cdot n / \tau$$

On a :  $2 \cdot n$  : est le nombre de course de piston par seconde.

$\tau$  : est le nombre de course de piston par cycle, ( $\tau = 4$ )

On désigne par  $N_{ic}$  : la puissance indiquée pour un seul cylindre et pour quatre cylindres  $N_i$  :

$$N_{ic} = 2 \cdot P_i' \cdot V_h \cdot n / \tau \quad \text{en Watt}$$

Si on exprime  $P_i'$  en Mpa,  $V_h$  en litre, et  $n$  en tr /mn

La puissance du moteur à quatre cylindres et ( $\tau = 4$ ) et :

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot N / 30 \quad (\text{en K watt})$$

**b) Puissance effective  $N_e$  :**

C'est la puissance recueillie sur l'arbre moteur.

$$N_e = N_i - N_m \quad N_m = P_m \cdot V_h \cdot n / 30$$

$$\text{Et :} \quad P_m = 30 \cdot N_m / (V_h \cdot n)$$

$P_m$  : c'est la pression mécanique moyenne (Mpa)

$$N_e = P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i / 30\tau$$

**3) Détermination des rendements :**

Comme toutes les machines, en particulier les machines thermiques, le moteur Diesel ne restitue pas intégralement en travail mécanique l'énergie fournie par le carburant. En premier

lieu, le moteur ne fonctionne pas suivant le cycle thermodynamique théorique. De plus, une partie de l'énergie chimique disponible est perdue par frottement des ensembles mécaniques alors qu'une autre partie de cette énergie est perdue par dissipation thermique (liquide de refroidissement, l'huile, gaz d'échappement).<sup>(9)</sup>

**a) Rendement indiqué ( $\eta_i$ ) :**

Afin de comparer les performances de moteurs différents il est utile d'isoler les pertes d'origines mécaniques. Ce qui mène à définir le rendement indiqué,  $\eta_i$ , qui renseigne uniquement sur la qualité de conversion du carburant. Son expression est donnée par le rapport <sup>(9)</sup>:

$$\text{On a : } \eta_i = P_i \cdot V_h / Q_h = 8314 \cdot M_1 \cdot T_0 \cdot P_i / (Q_h \cdot \eta_v \cdot P_0)$$

$$\text{Donc : } \eta_i = 0,85$$

**b) Rendement mécanique ( $\eta_m$ ) :**

C'est le rapport entre le travail disponible sur le vilebrequin  $P_e$  et le travail des gaz sur le piston  $P_i$  <sup>(9)</sup>:

$$\text{On a : } \eta_m = P_e / P_i$$

$$\text{An : } \eta_m = 0,78$$

**c) Rendement effectif (global)  $\eta_e$  :**

On l'appelle aussi le rendement global  $\eta_e$ : il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique, susceptible d'être générée par la combustion complète du carburant introduit dans le cylindre <sup>(9)</sup>:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad \eta_e = 0,66$$

**d) Rendement théorique :**

C'est le rendement du cycle thermodynamique idéal. Il caractérise la différence entre l'énergie introduite et le travail du cycle thermodynamique de référence. <sup>(9)</sup>

e) Rendement thermodynamique :

On l'appelle aussi rendement de cycle ou rendement de diagramme, introduit l'écart entre le cycle réel et son cycle de référence. <sup>(9)</sup>

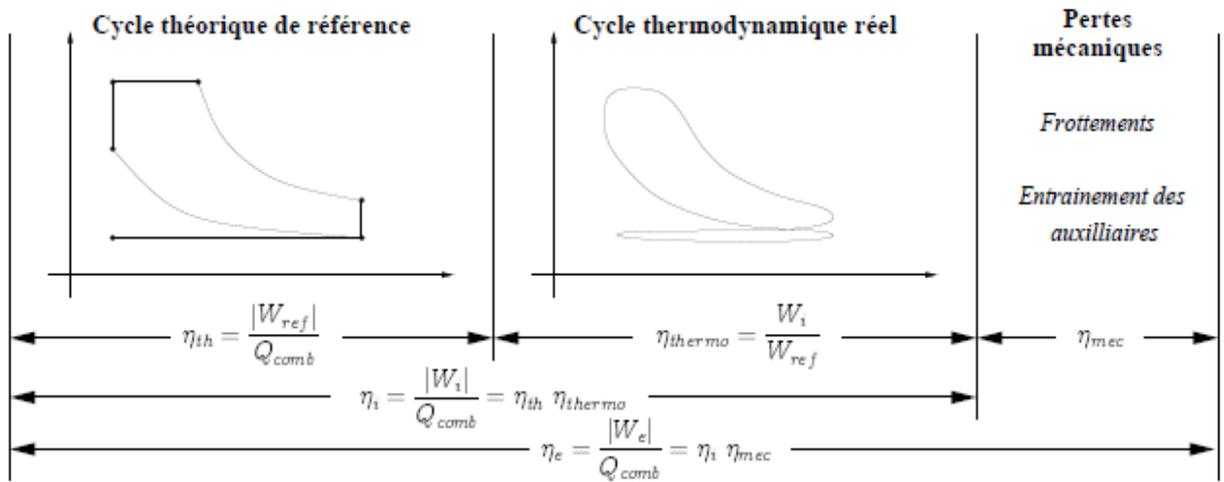


Figure n°09 : Représentation de la chaîne du rendement du moteur à combustion interne.

Dont :

$\eta_{th}$  : rendement théorique.

$\eta_{thermo}$  : rendement thermodynamique.

$\eta_i$  : rendement indiqué.

$\eta_{mec}$  : rendement mécanique.

$\eta_e$  : rendement effectif.

$W_{ref}$  : travail de référence.

$W_i$  : travail de référence.

$W_e$  : travail de référence.

$Q_{comb}$  : chaleur de combustion.

**4) Calcul des consommations :****a) La consommation spécifique indiquée moyenne  $g_i$  :**

$$g_i = 3600 / (Q_H \cdot \eta_i)$$

A.N :  $g_i = 99.6539 \text{ g/kwh}$

**b) La consommation effective moyenne  $g_e$  :**

$$g_e = g_i / \eta_m$$

$$g_e = 127.76 \text{ g/kwh}$$

**B) Détermination du cylindre du moteur  $V_h$  :**

De l'expression de la puissance effective  $N_e = (P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i) / (30 \cdot \tau)$

On obtient l'expression de la cylindrée :  $V_h = (30 \cdot \tau \cdot N_e) / (P_e \cdot n \cdot i)$

Avec :  $\tau$  : le nombre de temps ( $\tau = 4$  [ temps ] ) .

$N_e$  : la puissance effective ( $N_e = 54$  [ kw ] )

$i$  : le nombre des cylindres ( $i = 4$  [ cylindre ] ) .

$n$  : la vitesse de rotation ( $n = 2800$  [ tr / min ] )

On a aussi  $V_h = (J_l \cdot S \cdot D^2) / 4$  on  $V_h = ((J_l / 4) \cdot D^2) \cdot (S / D) \cdot D$

On pose :  $K = S / D$  An :  $k = 1,2$

Alors :  $V_h = (J_l \cdot K \cdot D^3) / 4$

AN :  $V_h = 0,9419972$  litres

**1) Vérification du diamètre du cylindre  $\emptyset$  :**

On a :  $V_h = (J_l \cdot K \cdot D^3) / 4$

Donc :  $D = \sqrt[3]{(4 \cdot V_h) / (J_l \cdot K)}$

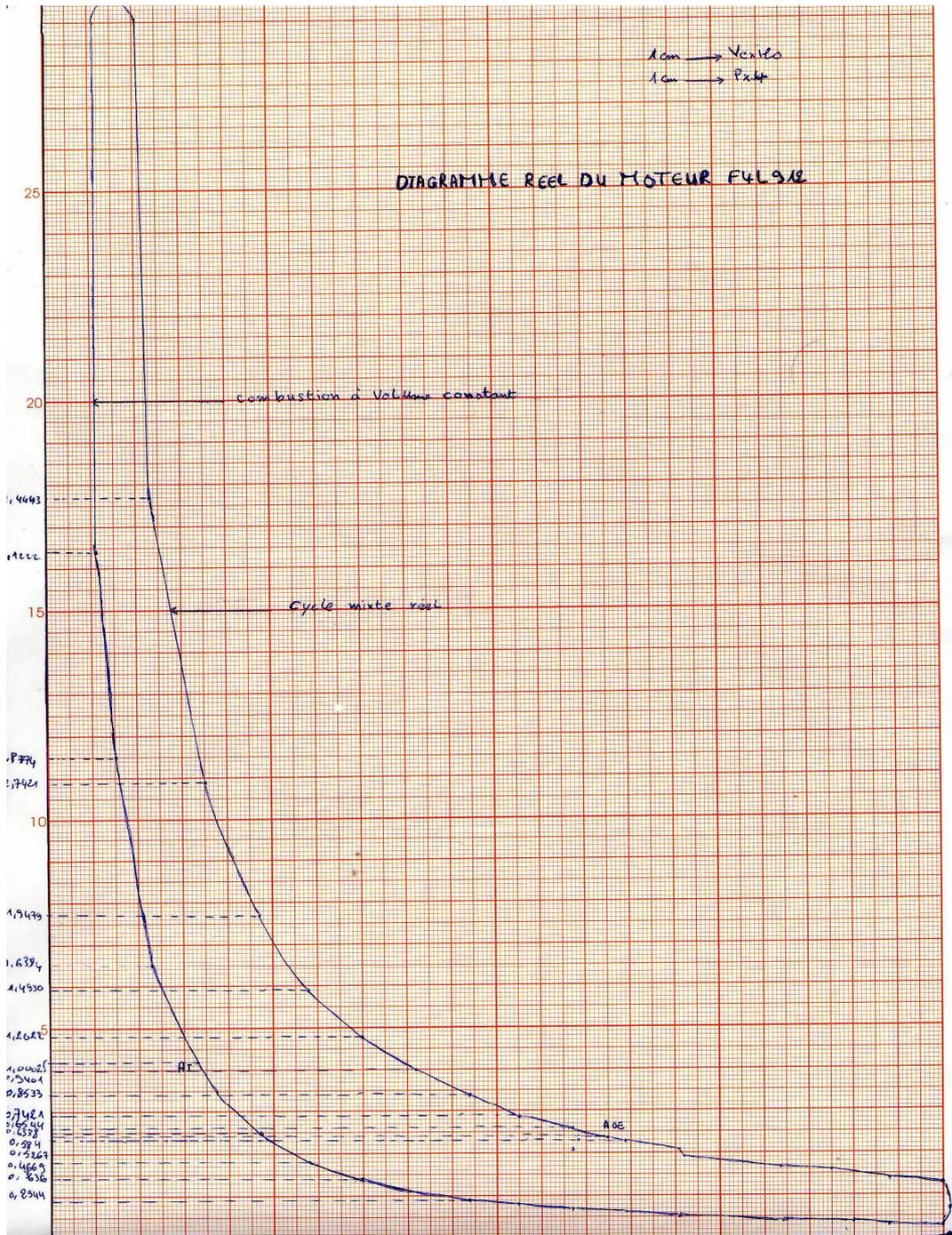
AN :  $D = 0.099999851 \text{ m}$

2) Calcul d'erreur relative  $\Delta D$  :

On a :  $\Delta D = ( |D_c - D_d| / D_d ) \cdot 100$

On :  $D_c$  : est le diamètre calculé et  $D_d$  : est le diamètre donné

A.N :  $\Delta D = 0.000149$



Graphe n°1: Diagramme réel du moteur F4L912

Tableau I.1

Température $T$ , °C	Mean Molar Heat Capacity of Gases $\mu C_p$ at Constant Volume [in kJ/(kmole·°C)]						
	Air	Oxygen $O_2$	Nitrogen (atmospheric) $N_2$	Carbon dioxide $CO_2$	Water vapour $H_2O$	Carbon monoxide $CO$	Hydrogen $H_2$
0*	20.758	20.959	20.704	27.545	25.184	20.808	20.302
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426	20.863	20.620
200	20.984	21.616	20.800	31.744	25.803	20.988	20.758
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.260	21.202	20.808
400	21.474	22.563	21.185	34.935	26.775	21.474	20.871
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315	21.784	20.934
600	22.090	23.446	21.729	37.438	27.880	22.110	21.001
700	22.408	23.834	22.027	38.498	28.474	22.437	21.093
800	22.713	24.187	22.320	39.448	29.077	22.755	21.202
900	23.006	24.510	22.609	40.302	29.693	23.061	21.332
1000	23.283	24.803	22.881	41.077	30.324	23.353	21.474
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.961	23.629	21.629
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510	23.877	21.792
1300	24.018	25.548	23.626	43.007	32.092	24.112	21.972
1400	24.250	25.761	23.848	43.543	32.661	24.338	22.152
1500	24.459	25.967	24.057	44.033	33.210	24.543	22.332
1600	24.652	26.159	24.250	44.485	33.741	24.736	22.517
1700	24.863	26.343	24.434	44.903	34.261	24.916	22.697
1800	25.003	26.519	24.602	45.299	34.755	25.087	22.877
1900	25.167	26.691	24.765	45.644	35.224	25.246	23.057
2000	25.326	26.854	24.916	45.975	35.680	25.393	23.233
2100	25.474	27.013	25.062	46.281	36.120	25.535	23.408
2200	25.611	27.168	25.200	46.566	36.538	25.665	23.576
2300	25.745	27.319	25.326	46.829	36.940	25.791	23.743
2400	25.870	27.470	25.447	47.075	37.330	25.908	23.907
2500	25.992	27.612	25.560	47.302	37.702	26.021	24.070

Tableau I.2

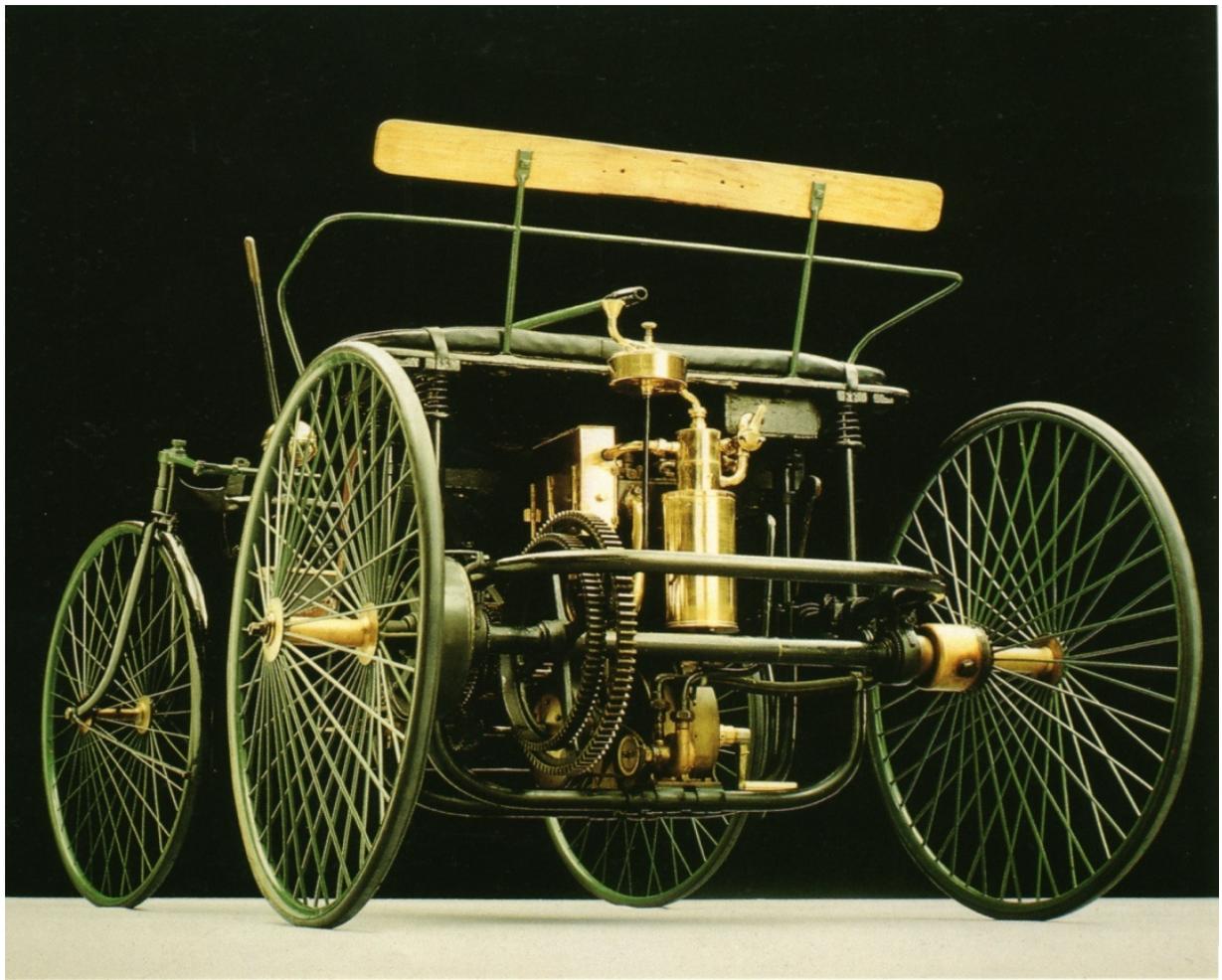
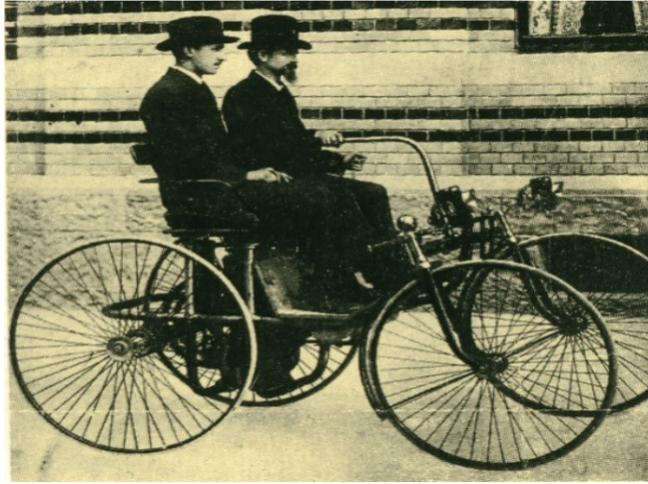
Temperature $T$ , °C	Heat Capacity of Combustion Products [in kJ/(kmole·°C)]				Diesel fuel $\alpha=1$
	Petrol oil				
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
0	22.1849	22.0451	21.8810	21.6845	22.190
100	22.5304	22.3656	22.1502	21.9040	22.525
200	22.8830	22.6762	22.4034	22.1426	22.942
300	23.2899	23.0552	22.7790	22.4480	23.320
400	23.7203	23.4005	23.1459	22.7807	23.729
500	24.1478	23.8772	23.5376	23.1426	24.200
600	24.5828	24.2931	23.9316	23.5095	24.618
700	25.0191	24.7126	24.3315	23.8859	25.079
800	25.4382	25.1173	24.7191	24.2530	25.498
900	25.8439	25.5088	25.0967	24.6122	25.874
1000	26.2261	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	26.5899	26.2355	25.7948	25.2698	26.628
1200	26.9370	26.5726	26.1230	25.5950	27.005
1300	27.2636	26.8896	26.4306	25.8912	27.298
1400	27.5722	27.1808	26.7235	26.1738	27.613
1500	27.7840	27.4646	26.9993	26.4402	27.884
1600	28.1340	27.7300	27.2578	26.6905	28.177
1700	28.3028	27.9833	27.5047	26.9295	28.428
1800	28.6314	28.2180	27.7337	27.1518	28.638
1900	28.8604	28.4420	27.9527	27.3647	28.889
2000	29.0752	28.6526	28.1587	27.5649	29.093
2100	29.2812	28.8516	28.3564	27.7518	29.308
2200	29.4755	29.0435	28.5432	27.9286	29.517
2300	29.6555	29.2299	28.7173	28.1099	29.584
2400	29.8284	29.3930	28.8845	28.2732	29.852
2500	29.9905	29.5528	29.0415	28.4271	30.019

Tableau I.3

Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Petrol oil				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
	0	0	0	0	
100	2.2530	2.2045	2.1881	2.1685	2.252
200	4.5765	4.5322	4.4867	4.4285	4.580
300	6.3569	6.3105	6.2637	6.1944	6.312
400	9.4881	9.3842	9.2854	9.1123	9.483
500	12.0740	11.9386	11.7688	11.5713	12.100
600	14.7500	14.5759	14.3599	14.1657	14.779
700	17.5130	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3090	20.0938	19.7753	19.4024	20.380
900	23.2600	22.9688	22.5970	22.1510	23.237
1000	26.2762	25.8805	25.4548	24.9334	26.293
1100	29.2490	28.8569	28.3743	27.7968	29.308
1200	32.3250	31.8871	31.3476	30.7140	32.405
1300	35.4430	34.9565	34.3598	33.6585	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.656
1500	41.6760	41.1969	40.4990	39.6603	41.858
1600	45.0140	44.3680	43.6125	42.7048	45.008
1700	48.2680	47.5716	46.7580	45.7802	48.358
1800	51.5370	50.7924	49.9207	48.8732	51.498
1900	54.8350	55.0298	53.1101	51.9929	54.931
2000	58.1500	57.3052	56.3174	55.1298	58.197
2100	61.4910	60.5947	59.5484	58.2851	61.576
2200	64.8460	63.9001	62.7955	61.4671	64.979
2300	68.2080	67.2127	66.0498	64.6528	68.287
2400	71.5880	70.5432	69.3228	67.8557	71.594
2500	74.9760	73.8820	72.6038	71.0678	75.027

Tableau I.4

Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Internal Energy of Gases $U$ (in MJ/kmole)						
	Air	Oxygen $\text{O}_2$	Nitrogen (atmospheric) $\text{N}_2$	Carbon dioxide $\text{CO}_2$	Water vapor $\text{H}_2\text{O}$	Carbon monoxide $\text{CO}$	Hydrogen $\text{H}_2$
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2.015	2.123	2.072	2.561	2.541	2.085	2.064
200	4.195	4.325	4.162	6.347	5.162	4.109	4.153
300	6.364	6.628	6.293	10.031	7.879	6.360	6.242
400	8.591	9.027	8.474	13.975	10.710	8.591	8.348
500	10.890	11.509	10.726	18.129	13.657	10.790	10.467
600	13.255	14.068	13.038	22.462	16.726	13.208	12.692
700	15.684	16.684	15.420	26.950	19.933	15.705	14.767
800	18.171	19.347	17.857	31.560	23.262	18.204	16.905
900	20.708	22.060	20.348	36.270	26.724	20.754	19.201
1000	23.983	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	25.899	27.578	25.456	45.971	34.001	25.983	23.793
1200	28.554	30.379	28.068	50.911	37.811	28.654	26.152
1300	31.238	33.241	30.714	55.894	41.721	31.346	28.522
1400	33.951	36.065	33.385	60.960	45.720	34.072	31.011
1500	36.689	38.950	36.086	66.086	49.823	36.814	33.498
1600	39.444	41.855	38.790	71.175	53.758	38.578	36.023
1700	42.203	44.729	41.537	76.325	58.238	42.370	38.585
1800	45.008	47.729	44.296	81.517	62.551	45.175	41.177
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	67.947	47.981	43.794
2000	50.660	53.716	49.823	90.942	71.343	50.786	46.473
2100	53.507	56.731	52.628	97.175	75.665	53.633	49.153
2200	56.354	59.787	55.433	102.541	80.356	56.480	51.879
2300	59.201	62.844	58.100	107.726	84.950	59.327	54.586
2400	62.090	65.942	61.085	113.002	89.507	62.174	57.369
2500	64.979	69.040	63.890	118.277	94.245	65.063	60.104



**CHAPITRE II :**

**ETUDE  
CINEMATIQUE**

## Chapitre III : Etude Cinématique d'un Moteur SONACOME K66

	<u>Données de</u>	41
	<u>départ.....</u>	
	<u>.....</u>	
<u>III-1)</u>	<u>Généralités.....</u>	42
	<u>.....</u>	
<u>III-2)</u>	<u>Fonction de déplacement du piston <math>X =</math></u>	42
	<u><math>f(\varphi)</math>.....</u>	
<u>III-3)</u>	<u>Fonction de Vitesse du piston <math>V =</math></u>	43
	<u><math>f(\varphi)</math>.....</u>	
<u>III-4)</u>	<u>Fonction d'Accélération du piston</u>	44
	<u><math>J</math>.....</u>	
<u>III-5)</u>	<u>Représentation graphique fonctions : <math>X, V, J</math> en fonction de</u>	45
	<u><math>\varphi</math>.....</u>	



**Données de départ :**

- ✓ Longueur de la bielle :  $L = 224$  mm.
- ✓ Course du piston :  $S = 120$  mm.
- ✓ Rayon de la manivelle :  $R = S / 2 = 60$  mm
- ✓ Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :

$$\lambda = R / L = 0.2675$$

- ✓ La vitesse angulaire de la manivelle ( $\omega$ )

$$\omega = \pi \cdot N / 30 = ( 3.14 \cdot 2800 ) / 30 = 293.066 \text{ rad/S}$$

- ✓ Section de piston :  $F_p$

$$F_p = \pi \cdot D / 4 = 7850 \text{ mm}^2$$

- ✓ Masse du groupe piston :  $m_{gp}$

$$m_{gp} = 1759 \text{ g}$$

- ✓ Masse du groupe de la bielle :  $m_{gb}$

$$m_{gb} = 1400 \text{ g}$$



De ces équations on aura la relation la suivante :

$$X = (R + L) - (L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi)$$

Il est préférable d'exprimer la relation précédente seulement en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi$  :

En posant  $\lambda = R/L$

Tel que :  $\lambda$  est appelée le coefficient de construction de la bille-manivelle.

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

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

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

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

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

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

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

On prend seulement les deux premiers termes et on aura donc :

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

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

On a :  $\sin^2\varphi = (1 - \cos 2\varphi) / 2$

Donc :  $X = R [(1 - \cos\varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4]$

### 3) Fonction de 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 :  $V = dX/dt$

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

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

Alors :  $V = R \cdot \omega \cdot [\sin\varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi]$

#### 3-1) Vitesse maximale du piston :

Pour trouver l'angle  $\varphi_1$  ; 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  $\varphi$  et l'égaliser au zéro pour obtenir la ou les valeurs de  $\varphi$  pour la ou lesquelles est la vitesse maximale.

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

Alors :  $dv/d\varphi = R \cdot \omega \cdot [\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi]$

De ces équations on aura la relation la suivante :

$$X = (R + L) - (L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi)$$

Il est préférable d'exprimer la relation précédente seulement en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi$  :

En posant  $\lambda = R/L$

Tel que :  $\lambda$  est appelée le coefficient de construction de la bille-manivelle.

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

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

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

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

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

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

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

On prend seulement les deux premiers termes et on aura donc :

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

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

On a :  $\sin^2\varphi = (1 - \cos 2\varphi) / 2$

Donc :  $X = R [(1 - \cos\varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4]$

**3) Fonction de Vitesse du piston V = f(φ):**

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

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

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

Alors :  $V = R \cdot \omega \cdot [\sin\varphi + (\lambda/2) \cdot \sin 2\varphi]$

**3-1) Vitesse maximale du piston :**

Pour trouver l'angle  $\varphi_1$  ; 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  $\varphi$  et l'égaliser au zéro pour obtenir la ou les valeurs de  $\varphi$  pour la ou lesquelles est la vitesse maximale.

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

Alors :  $dv/d\varphi = R \cdot \omega \cdot [\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi]$

$$\varphi = 519,11^\circ \quad \text{ou} \quad \varphi = 560,89^\circ$$

$$J_{\max} = R \cdot \omega^2 \cdot [1+\lambda] = 6531,7824 \text{ m/s}^2$$

$$J_{\min} = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos 159,11 + \lambda \cdot \cos 318,22] = -3786,784 \text{ m/s}^2$$

## 5) Représentation graphique des fonctions : X , V, J en fonction de $\varphi$

### 5-1) Représentation graphique de X = f ( $\varphi$ ):

### 5-2) Représentation graphique de V = f ( $\varphi$ ):

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

$$\text{Donc :} \quad V = V_1 + V_2$$

$$\text{Ou :} \quad V_1 = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

$$V_2 = (\lambda/2) \cdot R \cdot \omega \cdot \sin 2\varphi$$

On représente graphiquement d'abord la vitesse  $V_1$  et puis  $V_2$  en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ( $\varphi$ ), on obtient ainsi deux graphiques qu'on peut les superposer pour obtenir le graphique désiré de  $V = V_1 + V_2$ .

### A- Méthode de traçage de : V = f ( $\varphi$ ) :

On trace un demi-cercle de centre (O) et de rayon ( $R \cdot \omega$ ) pour la vitesse  $V_1$  :

$$V_1 = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

On trace un petit cercle du même centre (O) et de rayon ( $\lambda \cdot R \cdot \omega / 2$ ) pour la vitesse  $V_2$ :

$$V_2 = (\lambda/2) \cdot R \cdot \omega \cdot \sin 2\varphi$$

On divise le demi-cercle en 8 parties égales.

On trace des points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 des verticales du demi-cercle et des horizontales du cercle.

L'intersections de ces lignes nous donne les points I,II,III,IV,V,VI,VII,VIII ce sont les points qui déterminent la courbe de la vitesse en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi$ .

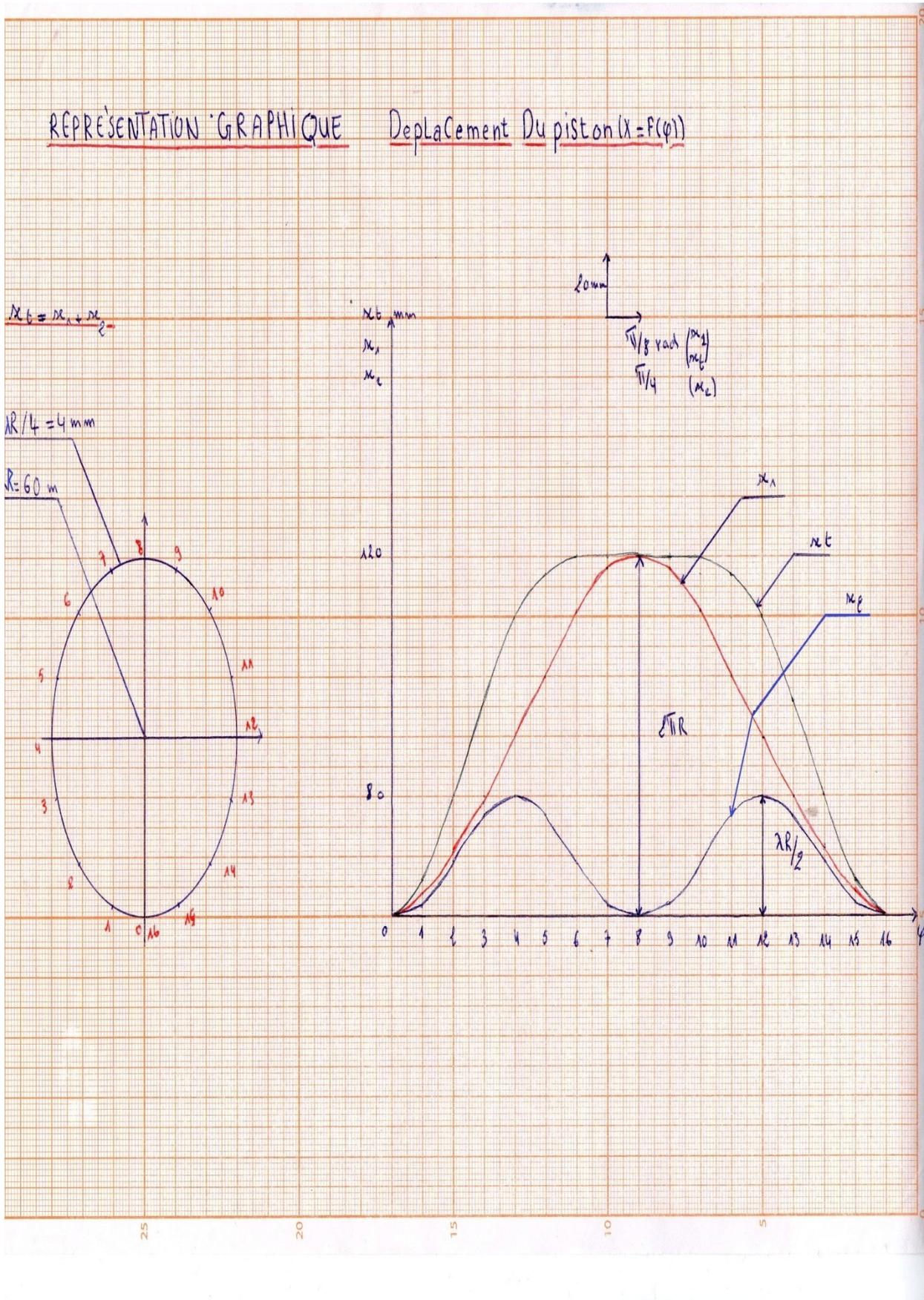
C'est-à-dire :  $V = f(\varphi)$ .

### 5-3) Représentation graphique de J= f ( $\varphi$ ):

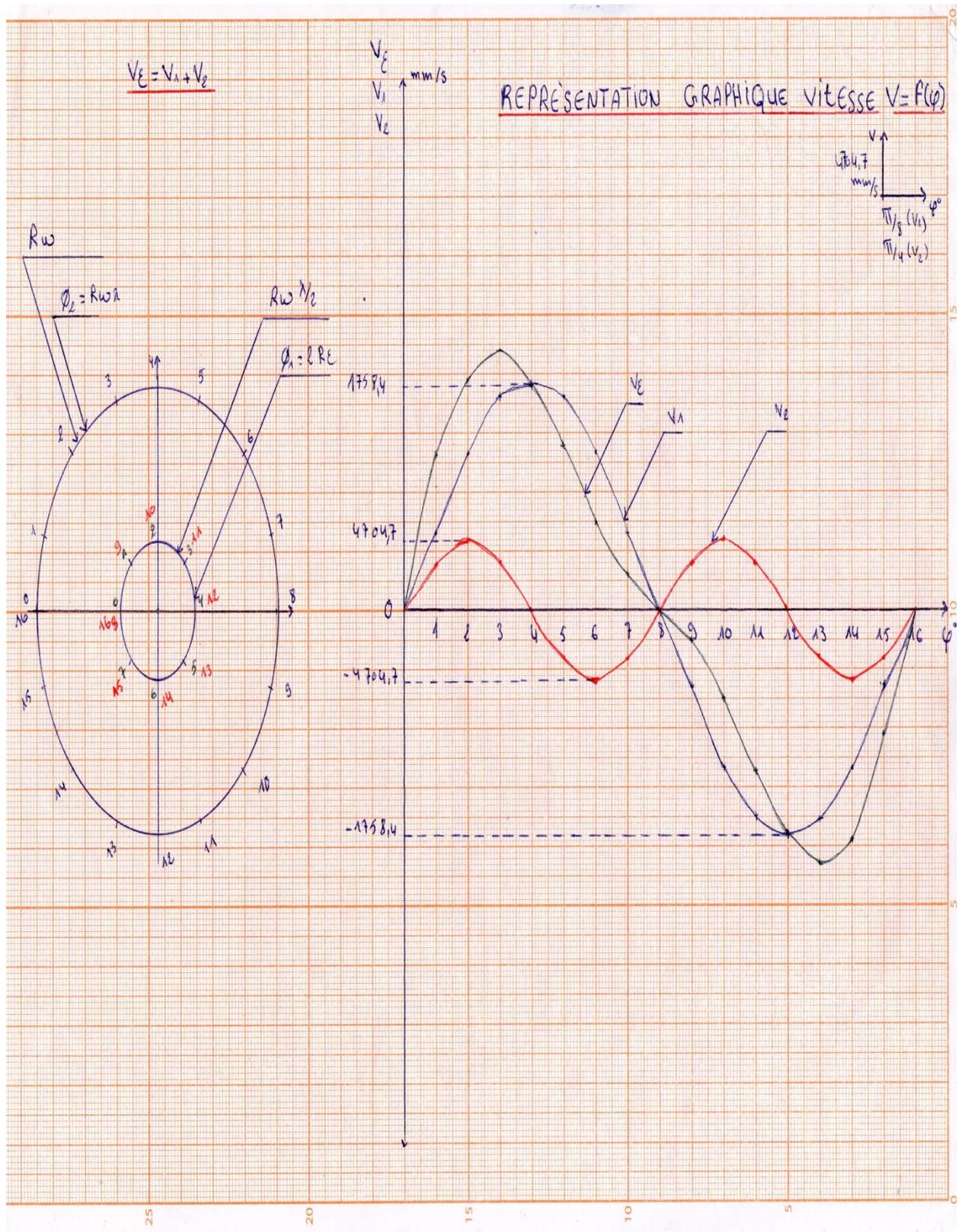
La courbe de l'accélération se trace de la même façon que celle de la vitesse, seulement on divise notre cercle en 16 parties égales.

### Remarque générale :

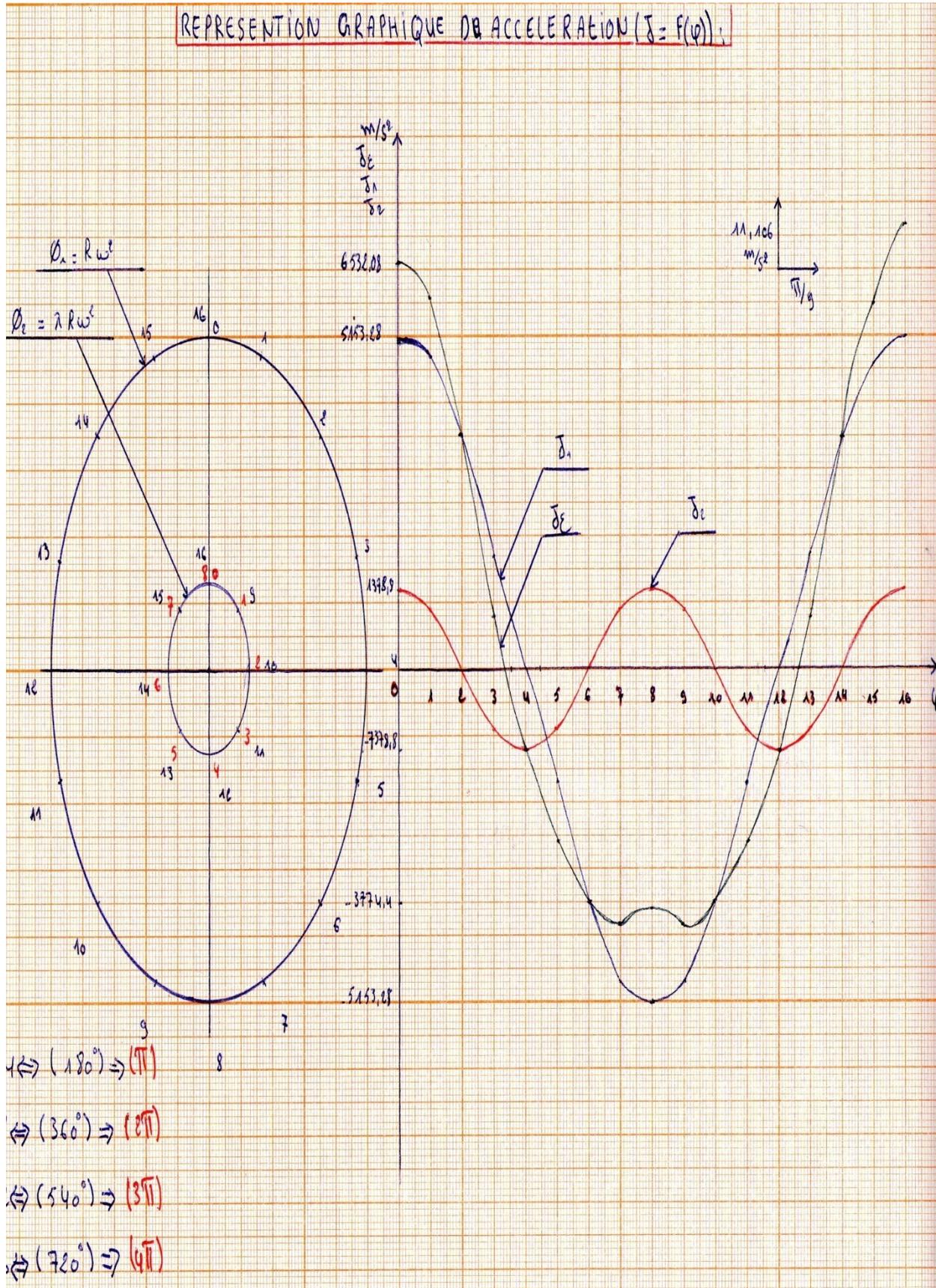
Les fonctions X, V et J sont des fonctions périodiques de période  $2\pi$ .



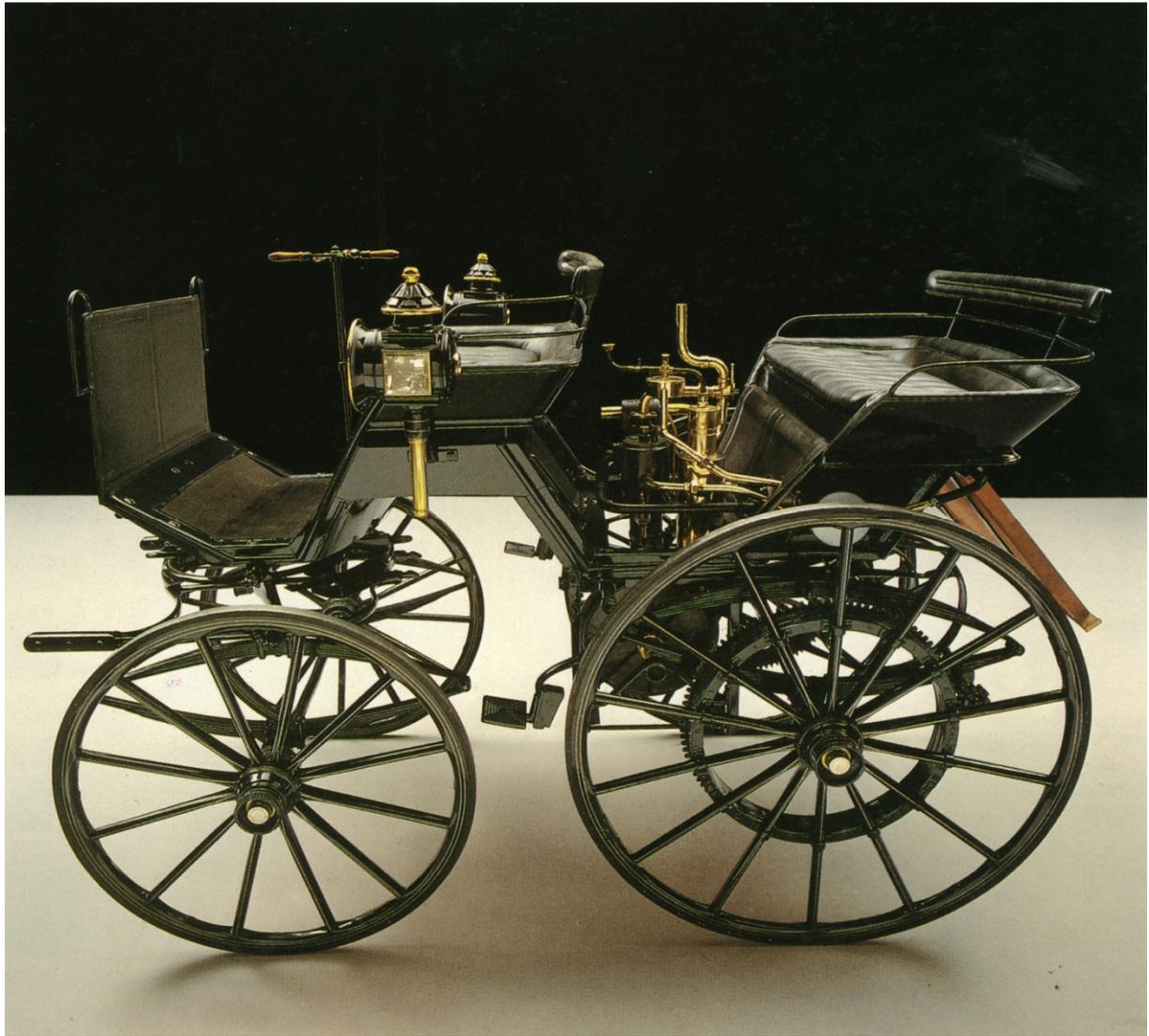
Graphe n°02 : représentation graphique de déplacement du piston



Graphe n°03 : représentation graphique de vitesse  $V=f(\varphi)$



Grphe n°04 : représentation graphique de Accélération  $J=f(\varphi)$



## Chapitre IIV

## ETUDE DYNAMIQUE

Chapitre IIV : Etude Dynamique d'un Moteur SONACOME K66

<u>IIV -1</u>	<u>Généralités .....</u>	49
	<u>.....</u>	
<u>IIV -2</u>	<u>Calcul des masses</u>	49
	<u>.....</u>	
<u>IIV -3</u>	<u>Forces exercées sur le système bielle-</u> <u>manivelle.....</u>	52
	<u>.....</u>	
<u>IIV -4</u>	<u>Les efforts agissant sur l'axe du</u> <u>piston.....</u>	52
<u>IIV -5</u>	<u>Effort exercé sur le vilebrequin .....</u>	55
<u>IIV -6</u>	<u>ge de la courbe <math>T=f(Q)</math> .....</u>	56



**IIV-1) Généralités :**

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

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

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.

**2) Calcul des masses :**

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

**2-1) Masse du groupe piston :  $m_{gp}$** 

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

Donc :  $m_{gp} = m_p + m_c + m_s + m_a$  (Kg)

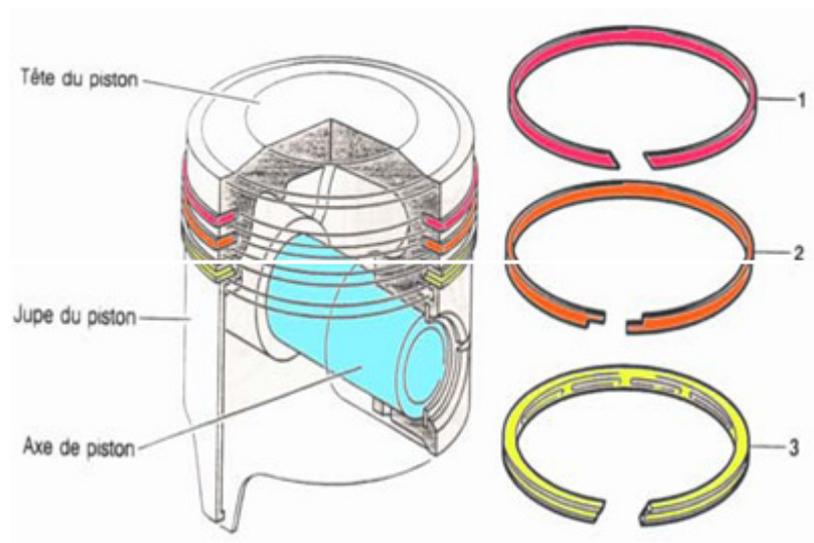


Figure n° 11 : Masse du groupe Piston

### 2-2) Masse de la bielle : $m_b$

Pour simplifier les calculs, on remplace la masse totale de la bielle par deux masses fictives concentrées, il existe plusieurs méthodes de remplacement dont la plus utilisée est le remplacement par deux masses c'est-à-dire :

$$m_b = m_1 + m_2 \text{ (kg)}$$

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

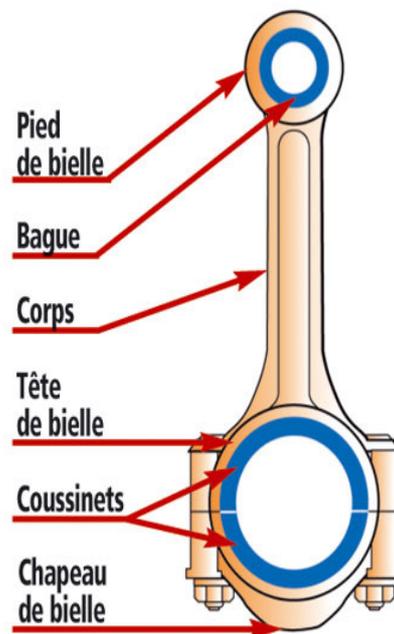


Figure n° 12: Masse de la bielle

### 2-3) Masse du coude du Vilebrequin: $m_c$

$$m_c = m_m + 2.m_{bras(R)} + 2.m_{bras(\rho)} \text{ (kg)}$$

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

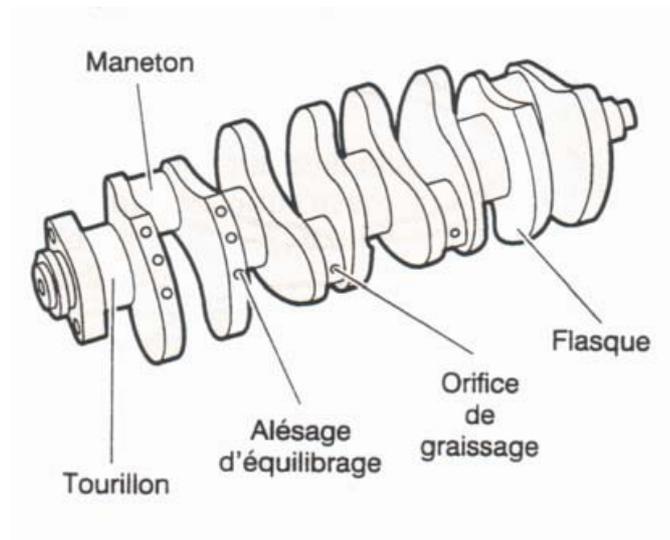


Figure n° 12 : Masse du coude du vilebrequin

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

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

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

#### 2-4) Masses en mouvement de translation : m

$$m = m_{\text{gp}} + m_1$$

#### 2-5) Masses en mouvement de rotation : mr

$$mr = mc + m_2$$

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.

**IIV-3) Forces exercés sur le système bielle-manivelle :**

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

- ✓ L'effort n<sup>e</sup> de la pression des gaz brulés.
- ✓ 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.

**IIV-4) Les efforts agissant sur l'axe du piston :**

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

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

Donc : 
$$P_{\Sigma} = P_g + P_j \quad [MN]$$

On :

$P_g$  : force provoquée par la pression des gaz brulés.

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

**4-1) forces d'inertie :  $P_j$** 

$$\begin{aligned} P_j &= -m \cdot J = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \\ &= -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \\ &= P_{j1} + P_{j2} \end{aligned}$$

Et : 
$$m = m_{gp} + m_1$$

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  $m$  :**

On : 
$$m_1 + m_2 = m_b$$

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

$$m_2 = m_b \cdot I / L$$

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

Avec:  $I = 164.5 \text{ mm}$  (donnée du PMA) et  $L = 224.25 \text{ mm}$

Donc :  $m_1 = 0.373021 \text{ [kg]}$

$$m_2 = 1.026979 \text{ [kg]}$$

$$m = 2.132021 \text{ [kg]}$$

Alors :  $P_j = -2.132021 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\text{Cos}\varphi + \lambda \cdot \text{Cos}2\varphi)$

On :  $P_j = -2.132021 \cdot (J_1 + J_2) \cdot \omega^2 \cdot \text{Cos}\varphi - 2.132021 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \text{Cos}2\varphi$

#### 4-2) forces centrifuge : Pc

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

$$P_c = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \text{ [kg]}$$

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

#### 4-3) forces des gaz : Pg

$$P_g = F - P_0 \text{ [kg]}$$

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.

Ou :  $P_g = P \cdot F_p$

Avec :

P : pression des gaz  $[\text{MN}/\text{m}^2]$

$F_p$ : surface de la tête du piston.

Tel que :  $F_p = \pi \cdot D^2 / 4$

An :  $F_p = 0.00785 \text{ m}^2$

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

#### 4-4) Analyse des forces :

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure n°13:

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.

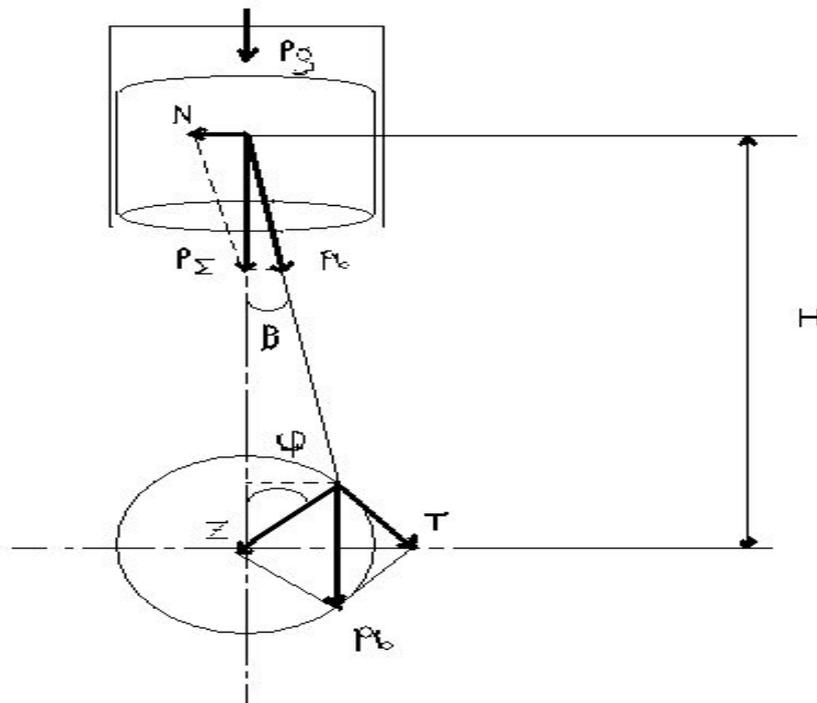


Figure n°13 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle

D'après la figure on peut déterminer ces efforts :

$$P_b = P_\Sigma \cdot (1 / \cos \beta)$$

$$T \operatorname{tg} \beta = N / P_{\Sigma} \longrightarrow N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Et on a aussi :  $\operatorname{Sin}(Q + \beta) = T / P_b \longrightarrow T = P_b \cdot \operatorname{Sin}(Q + \beta)$

$$T = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{Sin}(Q + \beta) / \operatorname{Cos} \beta$$

$$\operatorname{Cos}(Q + \beta) = Z / P_b \longrightarrow Z = P_b \cdot \operatorname{Cos}(Q + \beta)$$

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{Cos}(Q + \beta) / \operatorname{Cos} \beta$$

Les valeurs de  $\beta$  seront déterminées on fonction de  $Q$  :

$$\operatorname{Sin} \beta = Y / L \longrightarrow Y = L \cdot \operatorname{Sin} \beta \longrightarrow 1$$

$$\operatorname{Sin} Q = Y / R \longrightarrow Y = R \cdot \operatorname{Sin} Q \longrightarrow 2$$

Et :  $\lambda = R / L$

Alors :  $\beta = \operatorname{arsin}(\lambda \cdot \operatorname{Sin} Q)$

**4-5) Représentation graphique de :**

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

**IIV-5) 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 :

$$C = \Sigma T_i \cdot R = R \cdot \Sigma_1^N T_i$$

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

**IIV-6) Trace de la courbe  $T=f(Q)$  :**

**6-1) Intervalle entre deux allumages successifs :**

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

$$\delta_k = 180^\circ \cdot \tau / i$$

Tel que :

$\tau$  : nombre de temps .

$i$  : nombre des cylindres.

AN :  $\delta_k = (180 \cdot 4) / 4 = 180^\circ$

**6-2) Position de chaque piston dans son cycle :**

Elle est donnée par la relation suivante :

$$Q_j = 720^\circ - (j - 1) \cdot \delta_k.$$

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

Exemple :

$$Q_I = Q_1 = 720^\circ = 0^\circ$$

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

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

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

**6-3) 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 :

<b>0°</b>	<b>180°</b>	<b>360°</b>	<b>540°</b>	<b>720°</b>
<b>1</b>	<b>A</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
<b>2</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>A</b>
<b>3</b>	<b>E</b>	<b>A</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
<b>4</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>A</b>	<b>C</b>

- ✓ Pour les valeurs de ( $Q_1$ ) variant de ( $0^\circ$ ) à ( $180^\circ$ ), on affectera l'indice (1) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_1$  .
- ✓ Pour les valeurs de ( $Q_2$ ) variant de ( $180^\circ$ ) à ( $360^\circ$ ), on affectera l'indice (2) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_2$  .

- ✓ Pour les valeurs de (Q<sub>3</sub>) variant de (360°) à (540°), on affectera l'indice (3) aux valeurs de force tangentielle qui correspond à T<sub>3</sub>.
- ✓ Pour les valeurs de (Q<sup>4</sup>) variant de (540°) à (720°), on affectera l'indice (4) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T<sub>4</sub>.

D'où on déterminera la somme de T<sub>i</sub> :

$$T_i = \Sigma T_i$$

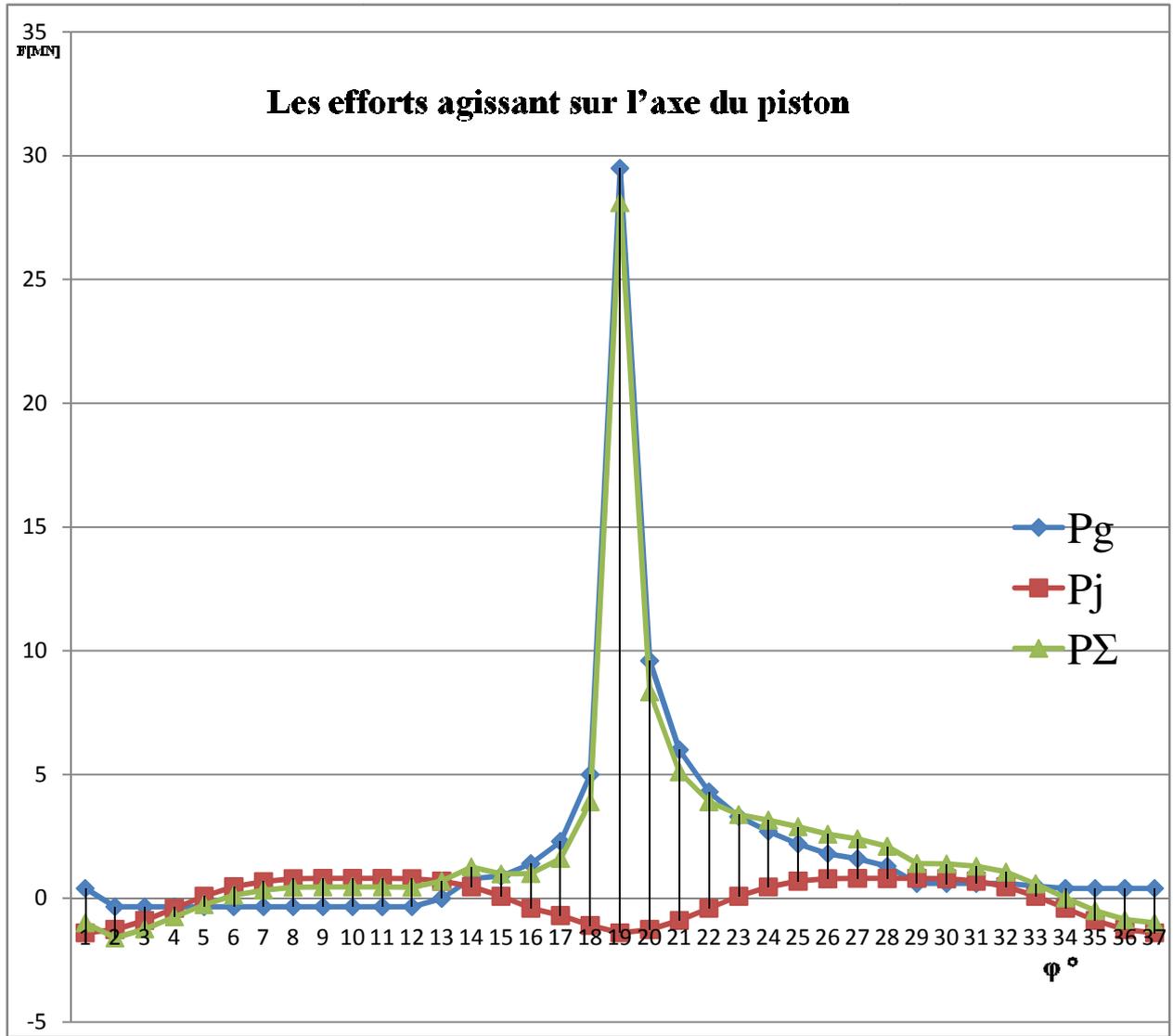
Et ainsi on pourra représenter les graphes des variations :

$$T = f(Q) \text{ et } \Sigma T_i = f(Q)$$

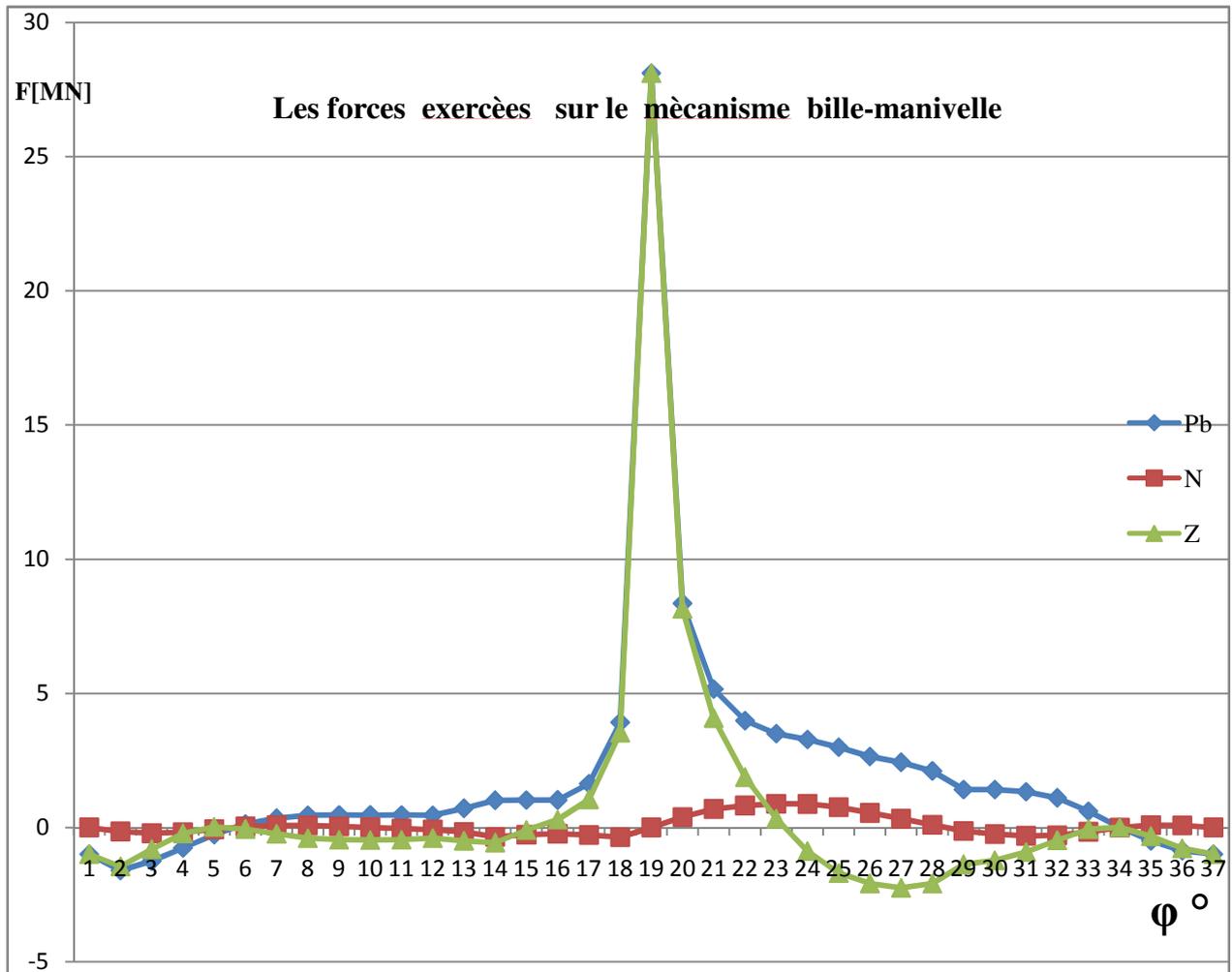
**Les tableaux des résultats et des graphes (5-6-7) :**

$\alpha^\circ$	$\beta^\circ$	Pg	Pj	PΣ	Cosβ	tgβ	sin(β+φ)/Cosβ	Cos(β+φ)/Cosβ	Pb	N	Z	T
0	0	0,4	-1,392	-0,992	1	0	0	1	-0,992	0	-0,992	0
20	5,2505	0,34	-1,257	-1,597	0,99685287	0,09187056	0,4283	0,90826	1,60204183	0,14671728	1,45049122	-0,288287
40	9,903	0,34	-0,892	-1,232	0,98579235	0,17439024	0,7765	0,6538	-1,2497561	0,21484878	-0,8054816	-0,492504
60	13,397	0,34	-0,402	-0,742	0,9727	0,2381	0,9808	0,29375	0,76282513	-0,1766702	-0,2179625	0,73202781
80	15,277	0,34	0,0856	0,2544	0,9646	0,2731	1,0323	-0,09534	0,26373626	0,06947664	0,0242545	0,26383032
100	15,277	0,34	0,4668	0,1268	0,9646	0,2731	0,9374	-0,4426	0,13145345	0,03462908	0,05612168	0,11819353
120	13,397	0,34	0,6762	0,3362	0,9727	0,23817	0,747	-0,7063	0,34563586	0,08007275	0,23745806	0,2654268
140	9,903	0,34	0,7905	0,4505	0,9851	0,17458	0,509	-0,87826	0,45731398	0,07864829	0,39565613	0,2292536
160	5,2505	0,34	0,8071	0,4671	0,9958	0,09189	0,2556	-0,9711	0,46907009	0,04292182	0,45360081	0,11941632
180	0	0,34	0,8047	0,4647	1	0	0	-1	0,4647	0	-0,4647	0

$\alpha^\circ$	$\beta^\circ$	Pg	Pj	$P\Sigma$	Cos $\beta$	tg $\beta$	sin( $\beta+\varphi$ )/Cos $\beta$	Cos( $\beta+\varphi$ )/Cos $\beta$	Pb	N	Z	T
200	-5,2505	0,34	0,8072	0,4672	0,9958	0,09189	-0,2551	-0,9711	0,46917052	-0,04293101	-0,45369792	-0,11941632
220	-9,903	0,34	0,7905	0,4505	0,9851	-0,1745	-0,509	-0,87826	0,45731398	-0,07861225	-0,39565613	-0,2294572
240	-13,397	0	0,6963	0,6963	0,9727	-0,2381	-0,747	-0,7063	0,7158425	-0,16578903	-0,49179669	-0,52073868
260	-15,277	0,8	0,467	1,267	0,9646	-0,2731	-0,9374	-0,4426	1,31349782	-0,3460177	-0,5607742	-1,18933997
280	-15,277	0,9	0,0854	0,9854	0,9646	-0,2731	-1,03263	-0,0953	1,02156334	-0,26911274	-0,09390862	-1,02035936
300	-13,397	1,4	0,4023	0,9977	0,9727	0,23817	-0,9808	0,2937	1,02570166	-0,23762221	0,29302449	-0,98657765
320	-9,903	2,3	0,6926	1,6074	0,9851	0,17458	-0,7765	0,6538	1,63171252	-0,28061989	1,05091812	-1,0956415
340	-5,2505	5	1,0985	3,9015	0,9958	0,09189	-0,4283	0,9062	3,91795541	-0,35850884	3,5355393	-1,60389784
360	0	29,5	1,3926	28,1074	1	0	0	1	28,1074	0	28,1074	0
380	5,2505	9,6	1,2576	8,3424	0,9989	0,0464	0,2194	0,97675	8,35158675	0,38708736	8,1484392	0,3573
400	9,903	6	0,8926	5,1074	0,991	0,13499	0,61691	0,7985	5,15378406	0,68944793	4,0782589	0,39655
420	13,397	4,3	0,4023	3,8977	0,9787	0,2094	0,9007	0,4824	3,98252784	0,81617838	1,88025048	0,38388
440	15,277	3,3	0,0855	3,3855	0,9678	0,2597	1,0286	0,09793	3,49814011	0,87921435	0,33154202	0,34933
460	15,277	2,7	0,4601	3,1601	0,9635	0,27768	1	-0,27769	3,27981318	0,87749657	-0,87752817	0,29675
480	13,397	2,2	0,6963	2,8963	0,9678	0,2597	0,8509	-0,5861	2,99266377	0,75216911	-1,69752143	0,13185
500	9,903	1,8	0,7905	2,5905	0,9787	0,2094	0,6314	-0,80325	2,64687851	0,5424507	-2,08081913	0,61528
520	5,2505	1,6	0,8072	2,4072	0,991	0,13499	0,38309	-0,9335	2,42906155	0,32494793	-2,2471212	0,5555
540	0	1,3	0,8047	2,1047	0,9989	0,0464	0,1278	-0,9919	2,10701772	0,09765808	-2,08765193	0
560	5,2505	0,6	0,8072	1,4072	0,9958	0,09189	-0,2551	-0,9711	1,41313517	-0,12930761	-1,36653192	-0,35968032
580	-9,903	0,6	0,7905	1,3905	0,9851	-0,1745	-0,509	-0,87826	1,41153182	-0,24264225	-1,22122053	-0,7079172
600	-13,397	0,6	0,6963	1,2963	0,9727	-0,2381	-0,747	-0,7063	1,33268222	-0,30864903	-0,91557669	-0,96887868
620	-15,277	0,6	0,467	1,067	0,9646	-0,2731	-0,9374	-0,4426	1,10615799	-0,2913977	-0,4722542	-1,00187997
640	-15,277	0,5	0,0854	0,5854	0,9646	-0,2731	-1,03263	-0,0953	0,60688368	-0,15987274	-0,05578862	-0,60746734
660	-13,397	0,4	-0,402	-0,002	0,9727	0,23817	-0,9808	0,2937	-0,00205613	0,00047634	-0,0005874	-0,00147765
680	-9,903	0,4	-0,892	-0,492	0,9851	0,17458	-0,7765	0,6538	-0,49944168	0,08589336	-0,3216696	0,3797085
700	-5,2505	0,4	-1,257	-0,857	0,9958	0,09189	-0,4283	0,9062	-0,86061458	0,07874973	-0,7766134	0,36628216
720	0	0,4	-1,392	-0,992	1	0	0	1	-0,992	0	-0,992	0



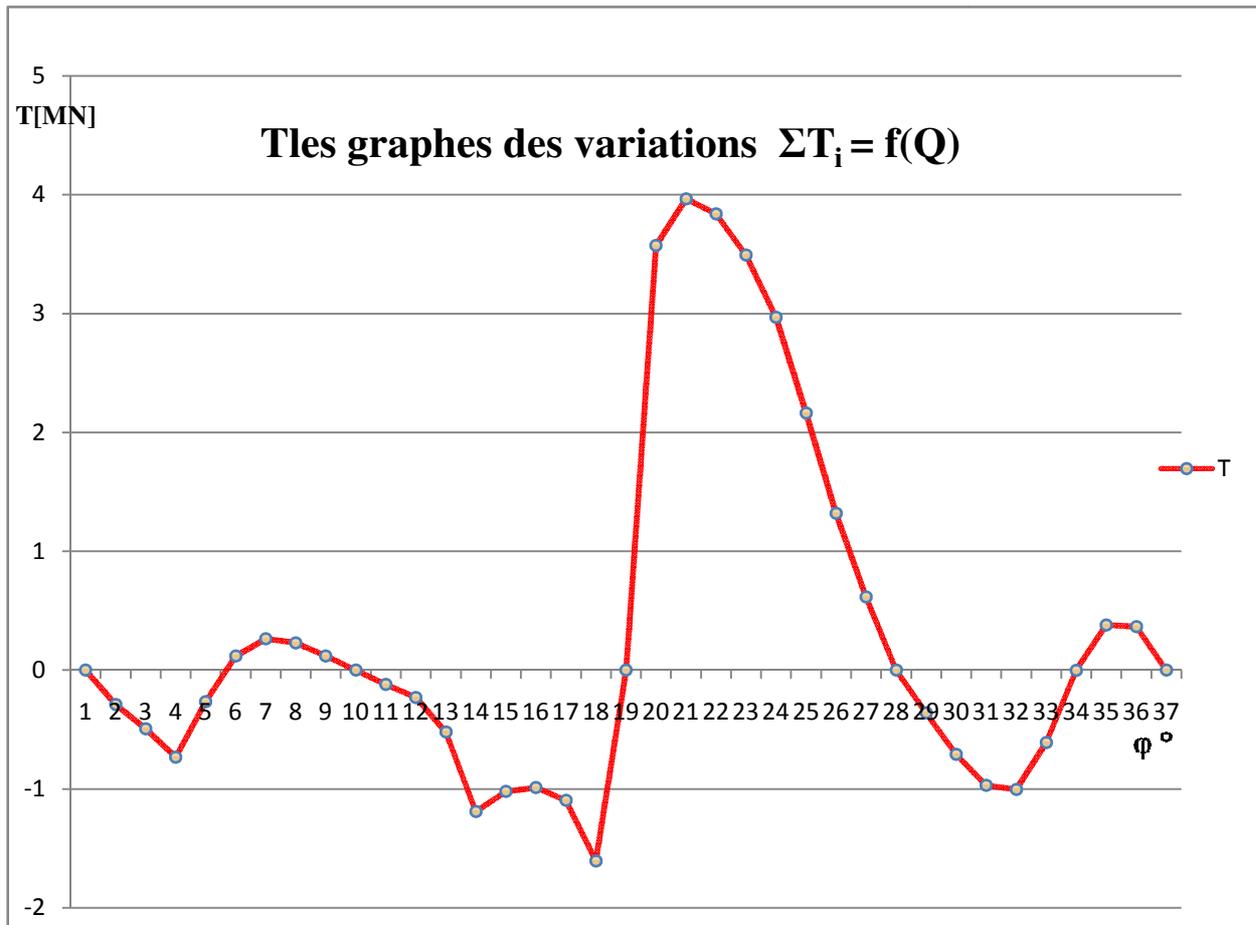
Graphe n°05 :



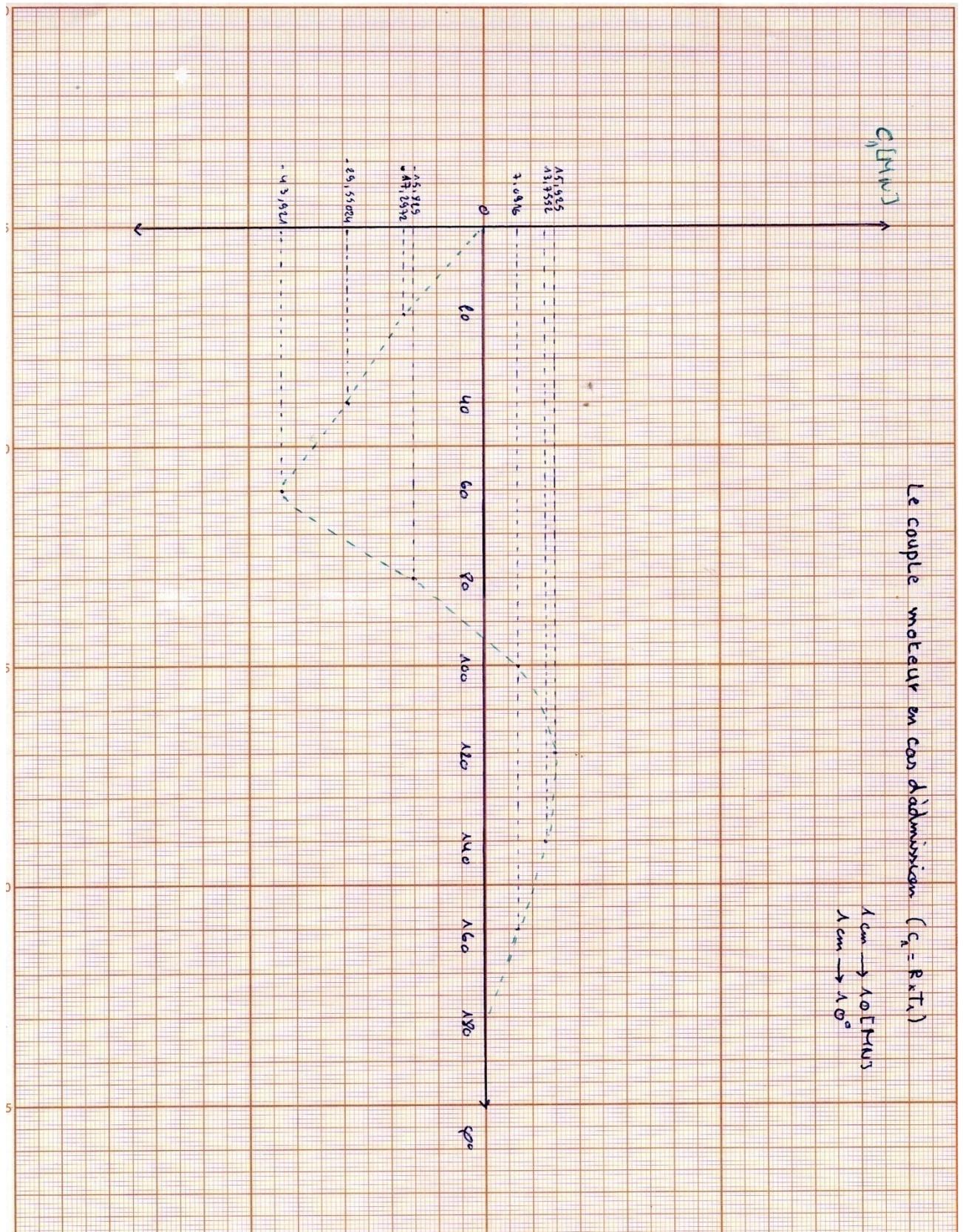
Grappe n° 06 :

Le Tableau de couple total du moteur :

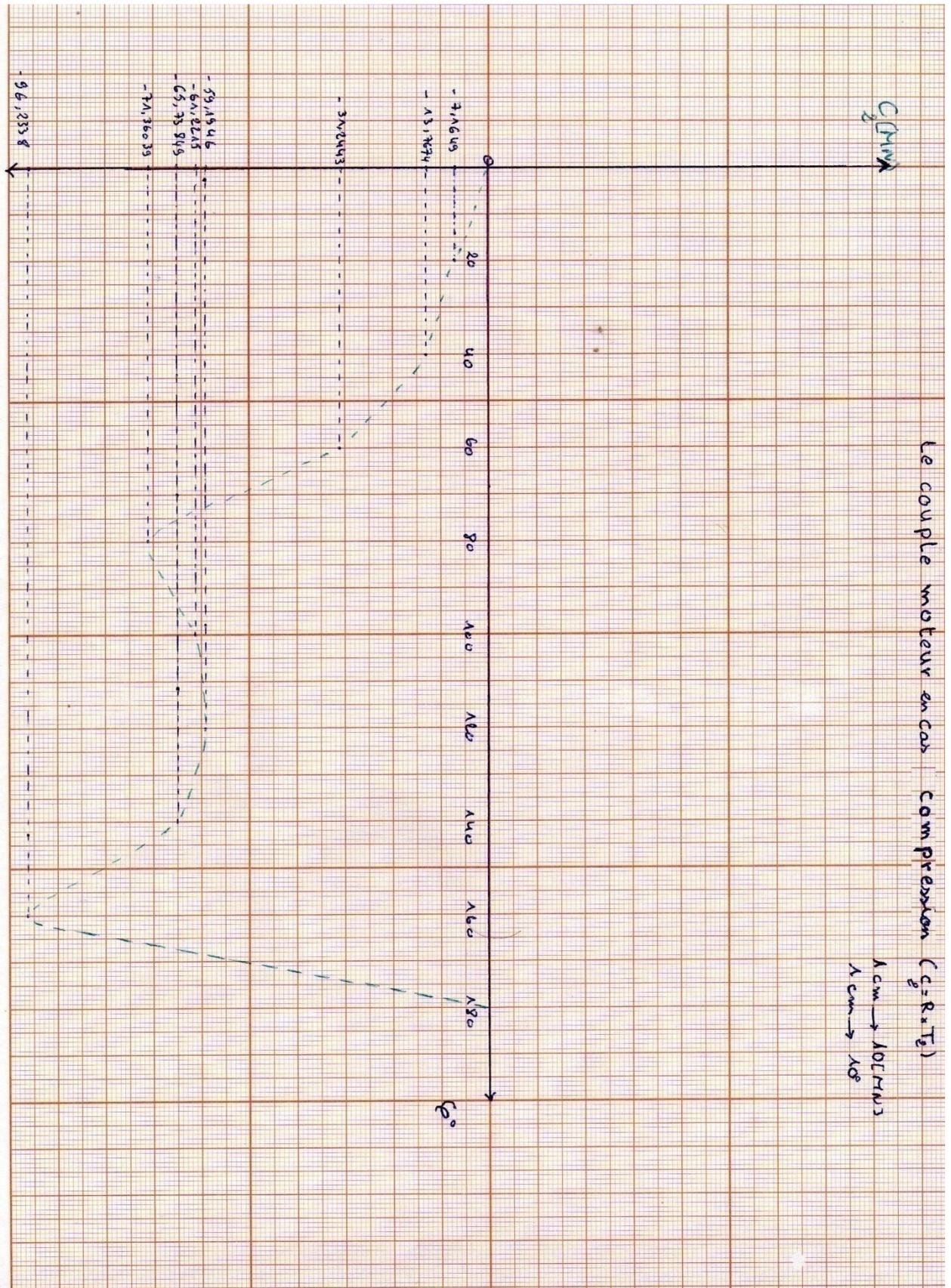
$\varphi 1$	T1	$\varphi 2$	T2	$\varphi 3$	T3	$\varphi 4$	T4	$\Sigma T$	$C=R*\Sigma T$
0	0	180	0	540	0	360	0	0	0
20	-0,288287	200	-0,11941632	560	-0,35968032	380	3,57304992	2,80566628	168,339977
40	-0,492504	220	-0,2294572	580	-0,7079172	400	3,96550785	2,53562945	152,137767
60	-0,73202781	240	-0,52073868	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



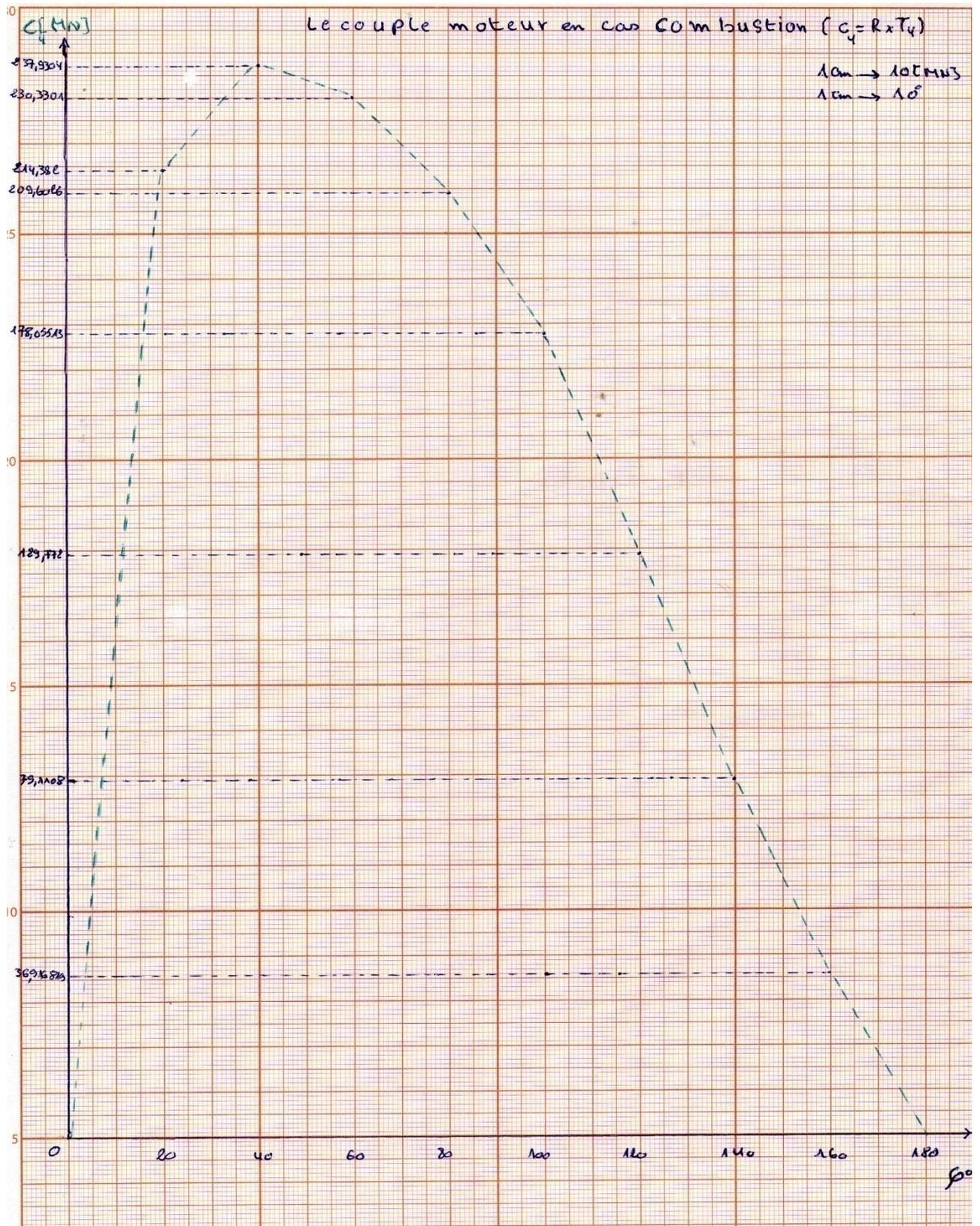
Graphe n° 07 :



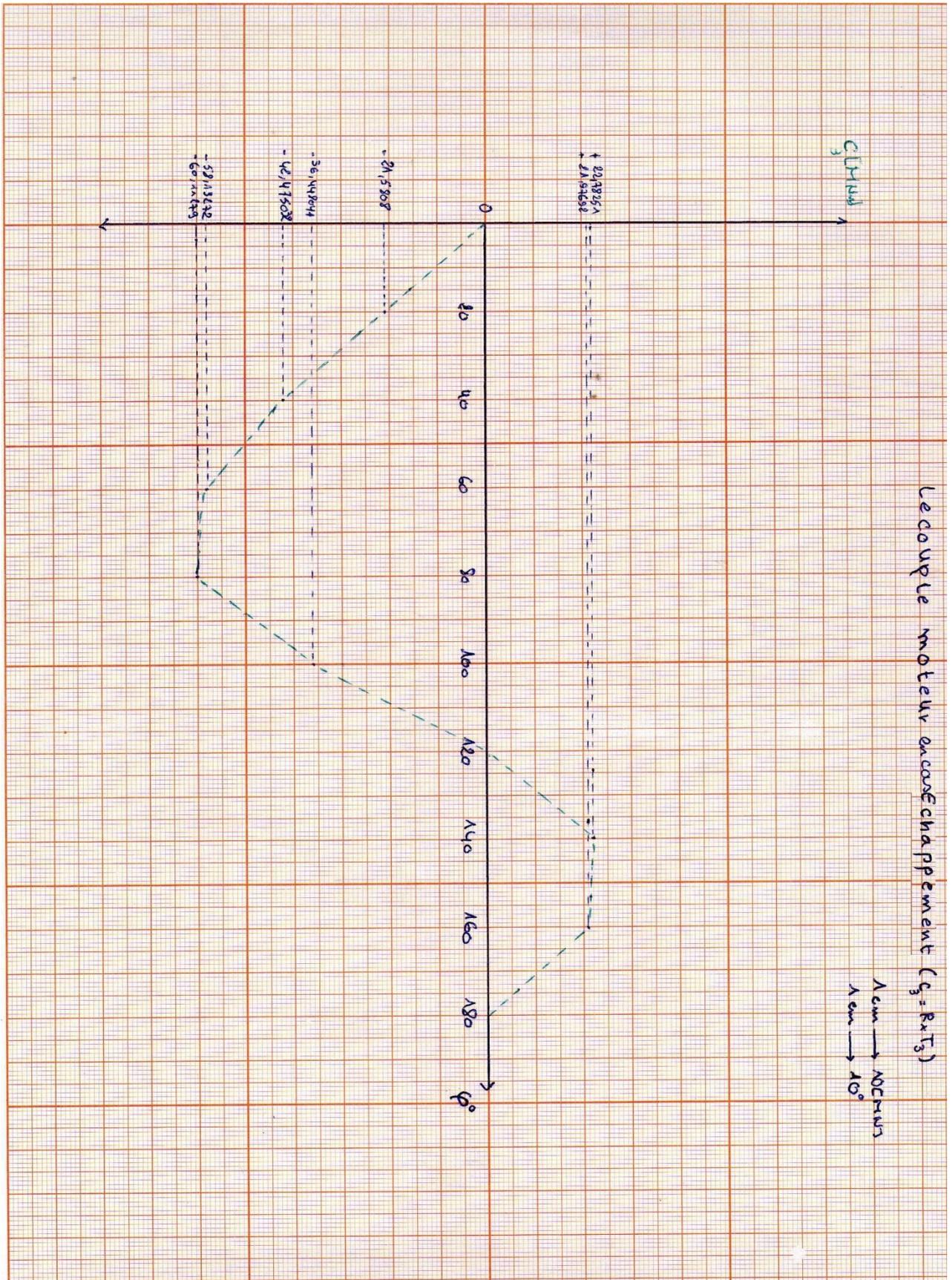
Graphe n°11: Le couple moteur en cas d'admission



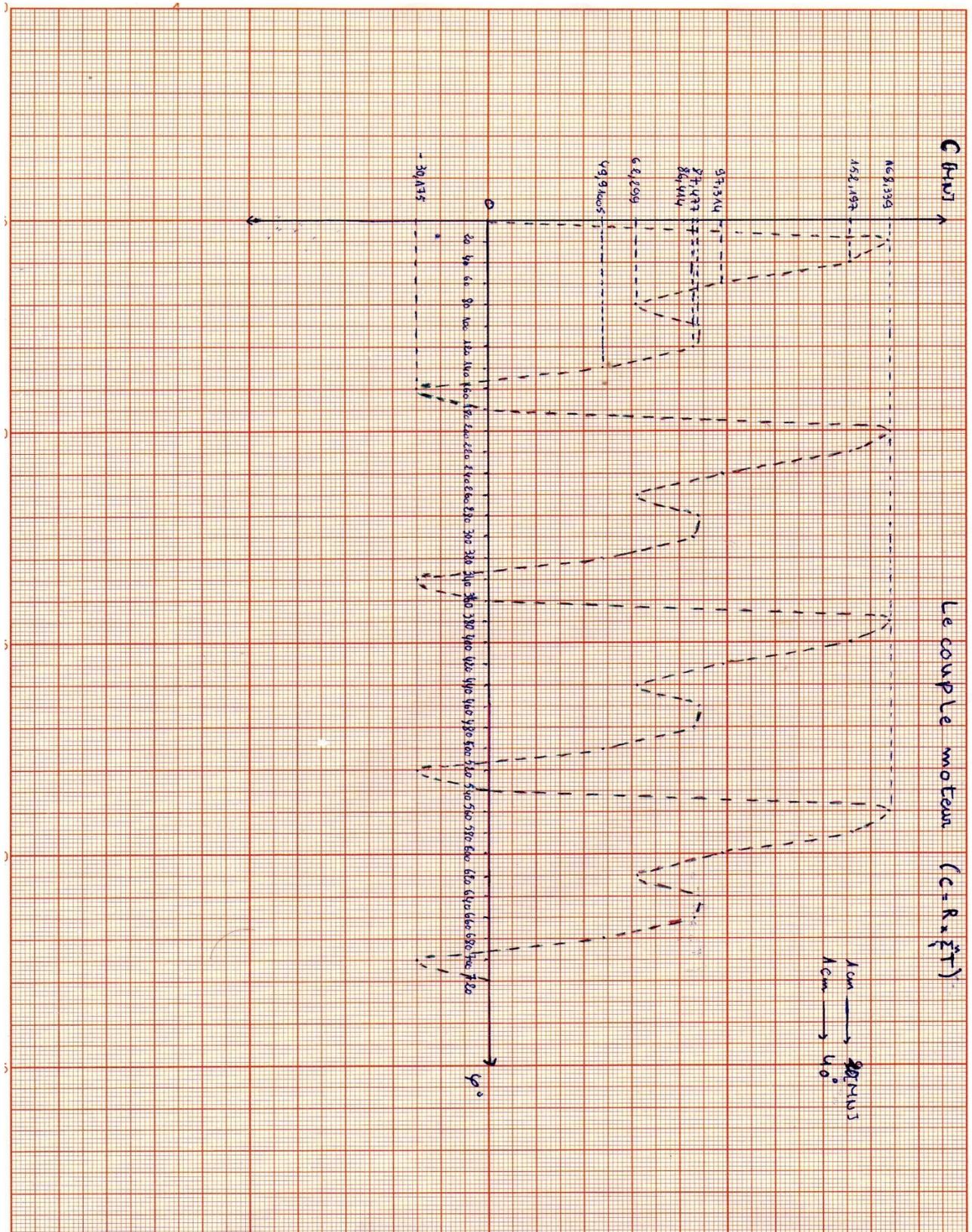
Graphe n°12: Le couple moteur en cas compression



Graphe n°13: Le couple moteur en cas combustion

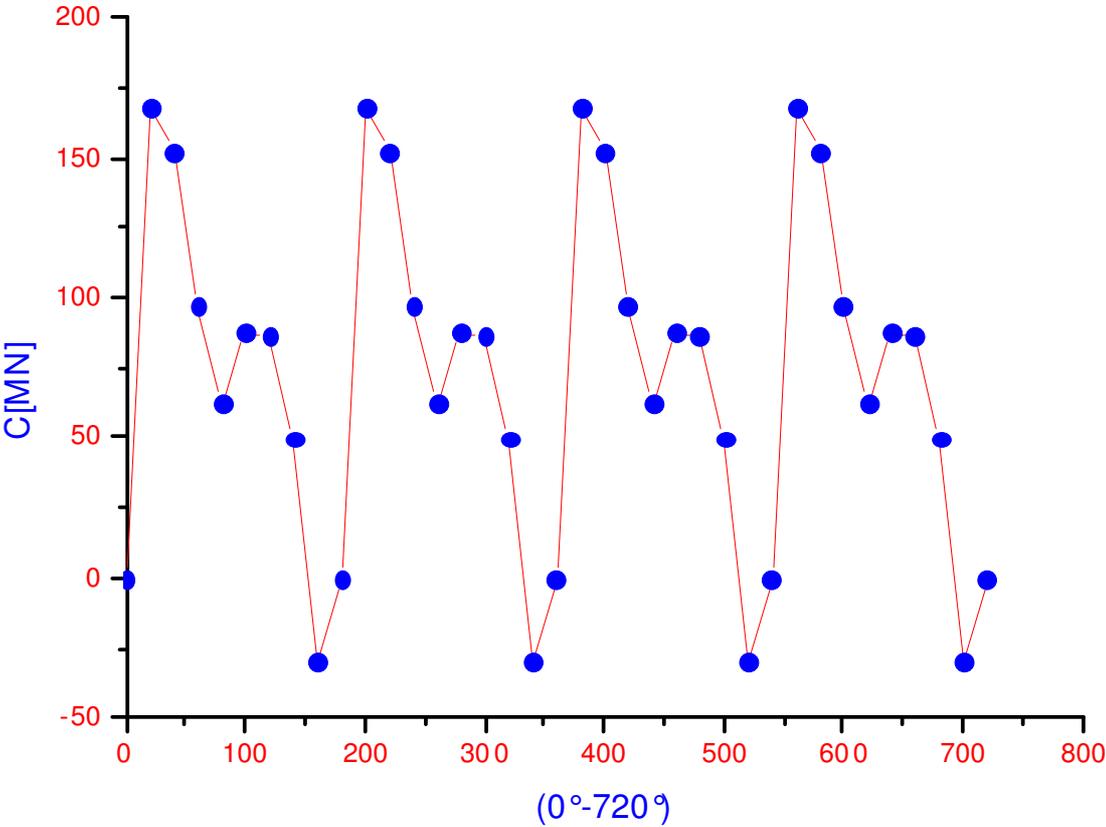


Graphe n°14 : Le couple moteur en cas échappement



Graphe n°15: Le couple moteur

couple total du moteur F4L912





## Chapitre V

**DISCUSSION  
ET  
RESULTATS**

## **Chapitre V : discussions et Résultats**

<b><u>V-1)</u></b> <i>Expression du couple moteur</i> .....	69
<b><u>V-2)</u></b> <i>Discussion</i> .....	70

**V-1) Expression du couple du moteur :**

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

$$C = T \cdot R$$

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

Donc :  $C = P_{\Sigma} \cdot R \cdot \sin(\varphi + \beta) \cos\beta$

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 :  $C = C1 + C2$

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 sinusoïdale de période  $4\pi$ .

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.

## V-2) Discussion:

### A. Le couple à faible régime :

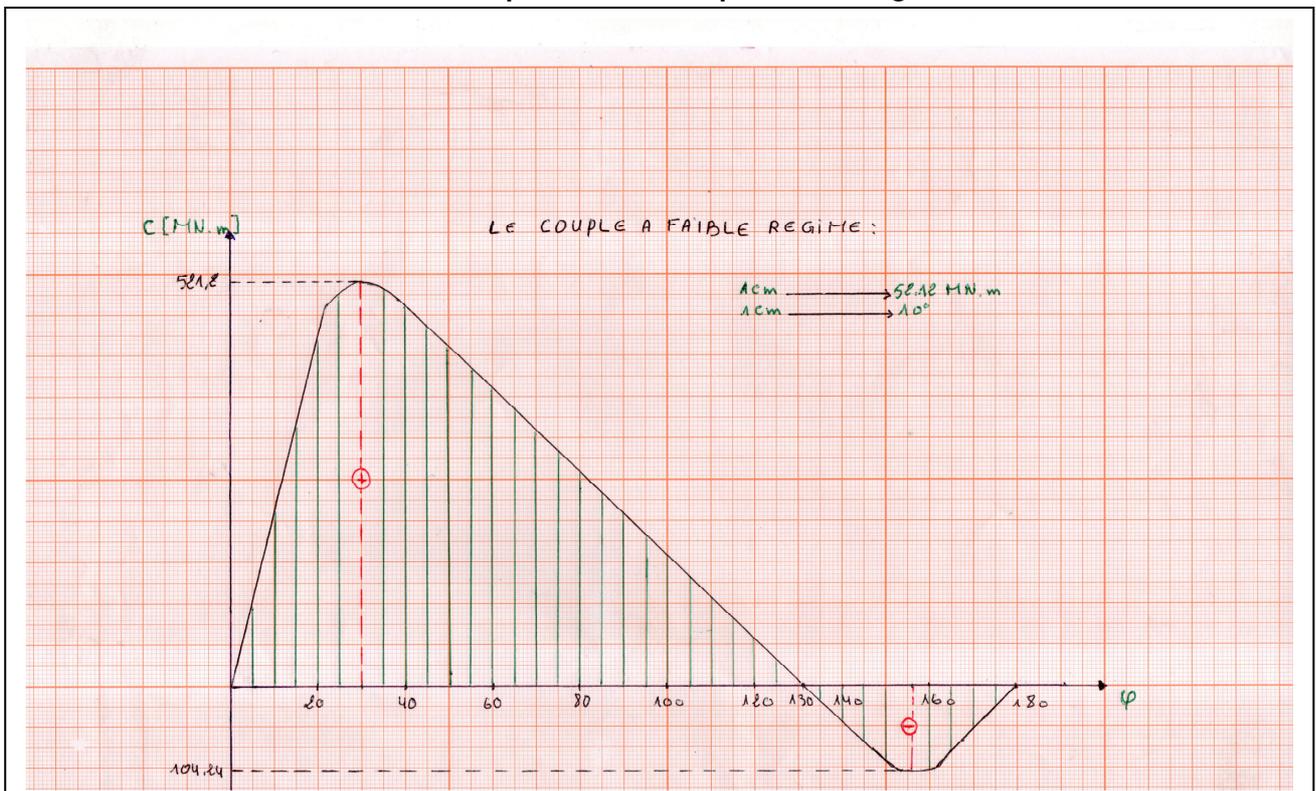
Si on néglige les forces d'inertie alternatives, c'est-à-dire si l'on examine seulement les valeurs du couple lorsque le moteur tourne lentement à la vitesse de ralenti 650Tr/mn par exemple, on constate que le couple reste positif environ les trois quarts de la durée du cycle ; se couple se reproduit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

Il part de zéro pour augmenter très rapidement sous l'effet de l'explosion qui vient de se produit 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 (Graphe n°08 )

Au régime de ralenti, le couple atteint son maximum  $C_{\max}=521,2 \text{ MNm}$  , environ  $25^\circ$  après à son point mort haut , puis il baisse ensuite suite suivant une loi presque linéaire pour s'annuler vers  $130^\circ$ . Entre  $130^\circ$  et  $180^\circ$  il est négatif et présente son minimum vers  $160^\circ$   $C_{\min} = -104,24 \text{ MNm}$ .

A ce moment, l'effort moteur est fourni seulement par la cylindrée en travail qui est prés 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.

Graphe n°08 : le couple à faible régime



**B. Le couple à régime élevé :**

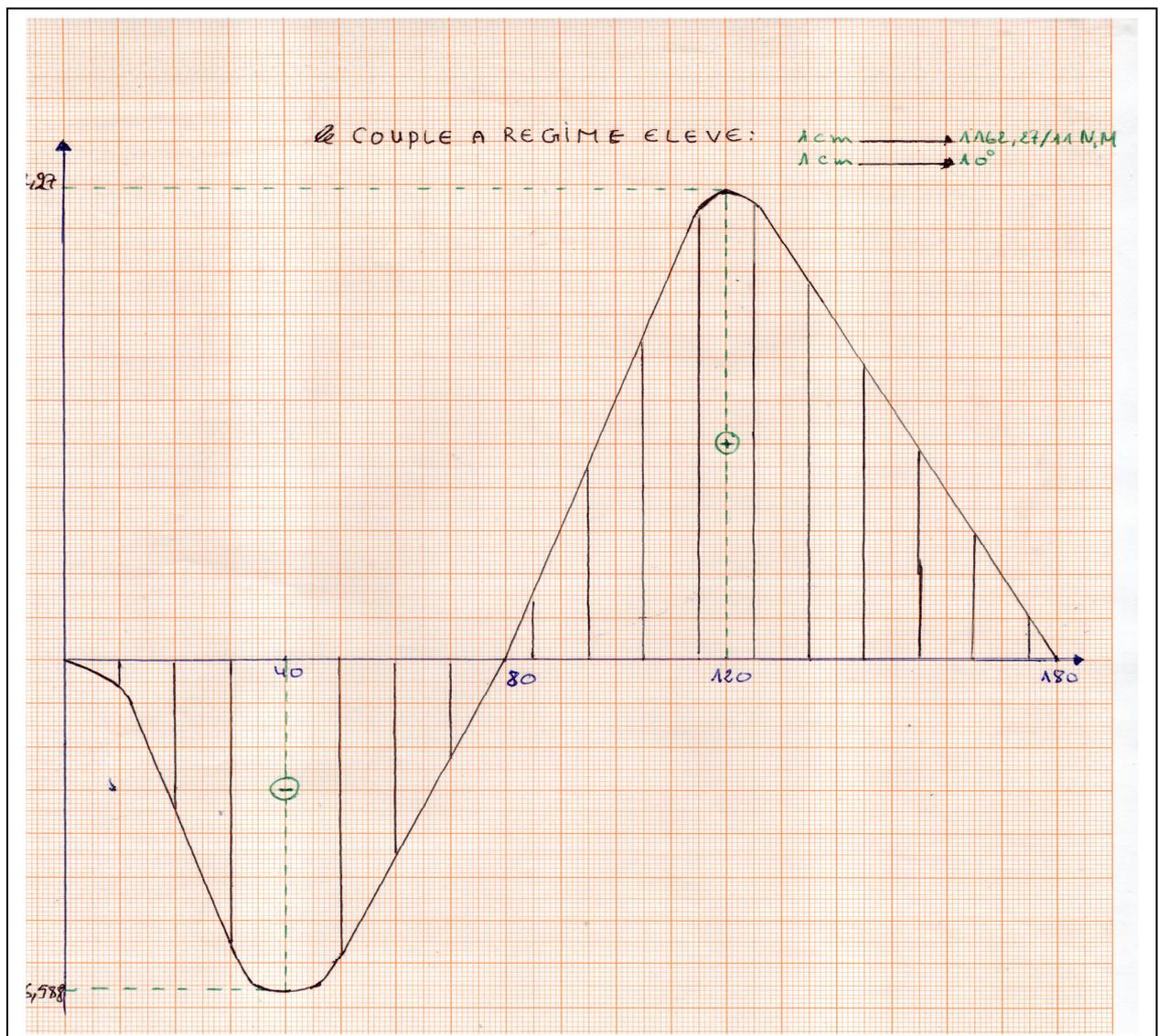
Lorsque le moteur tourne à régime élevé, le couple instantané se radifie du tout au tout.

On remarque sur le graphe n°09 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, croit 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.

**Graphe n°09 : le couple à régime élevé**

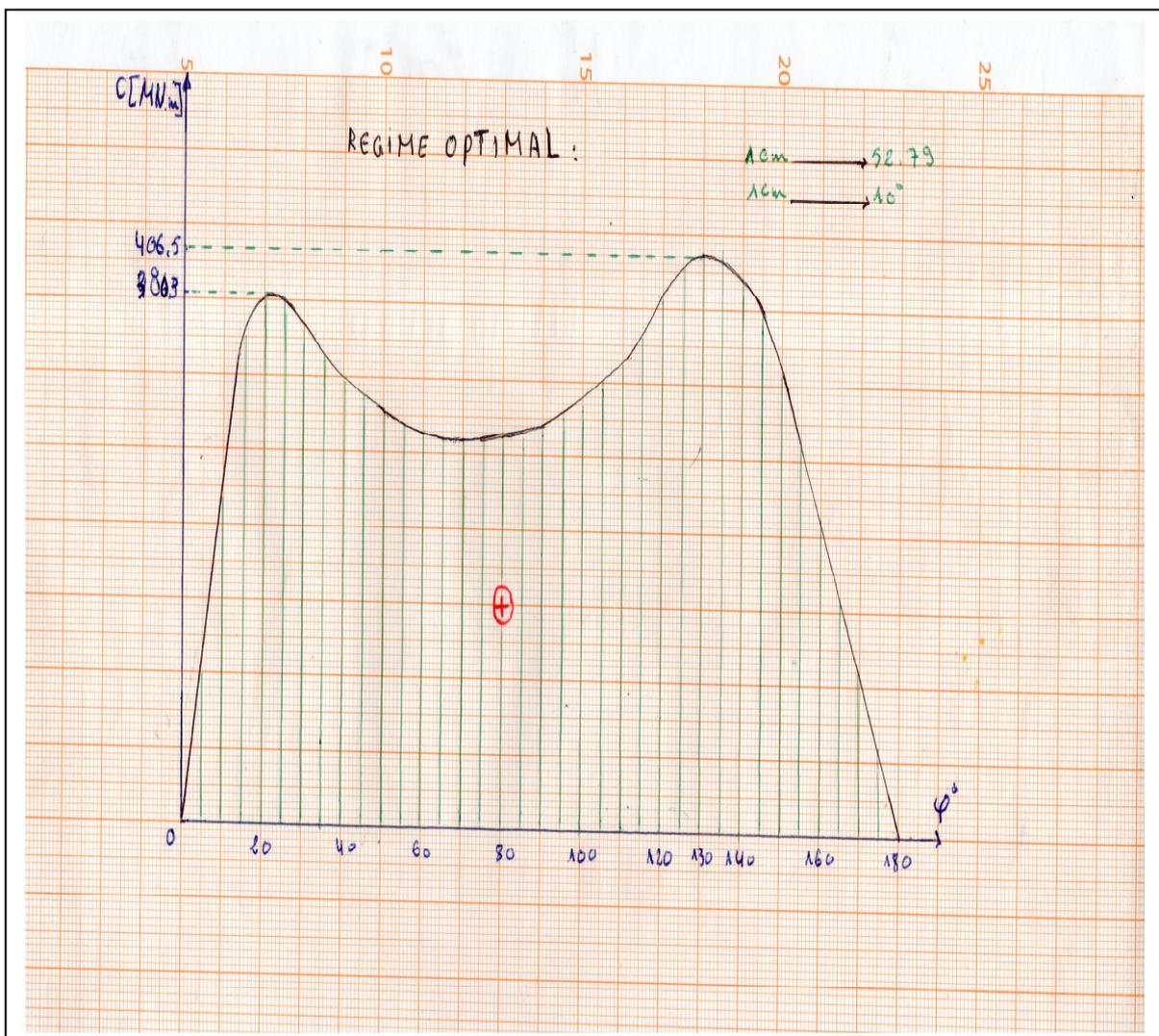


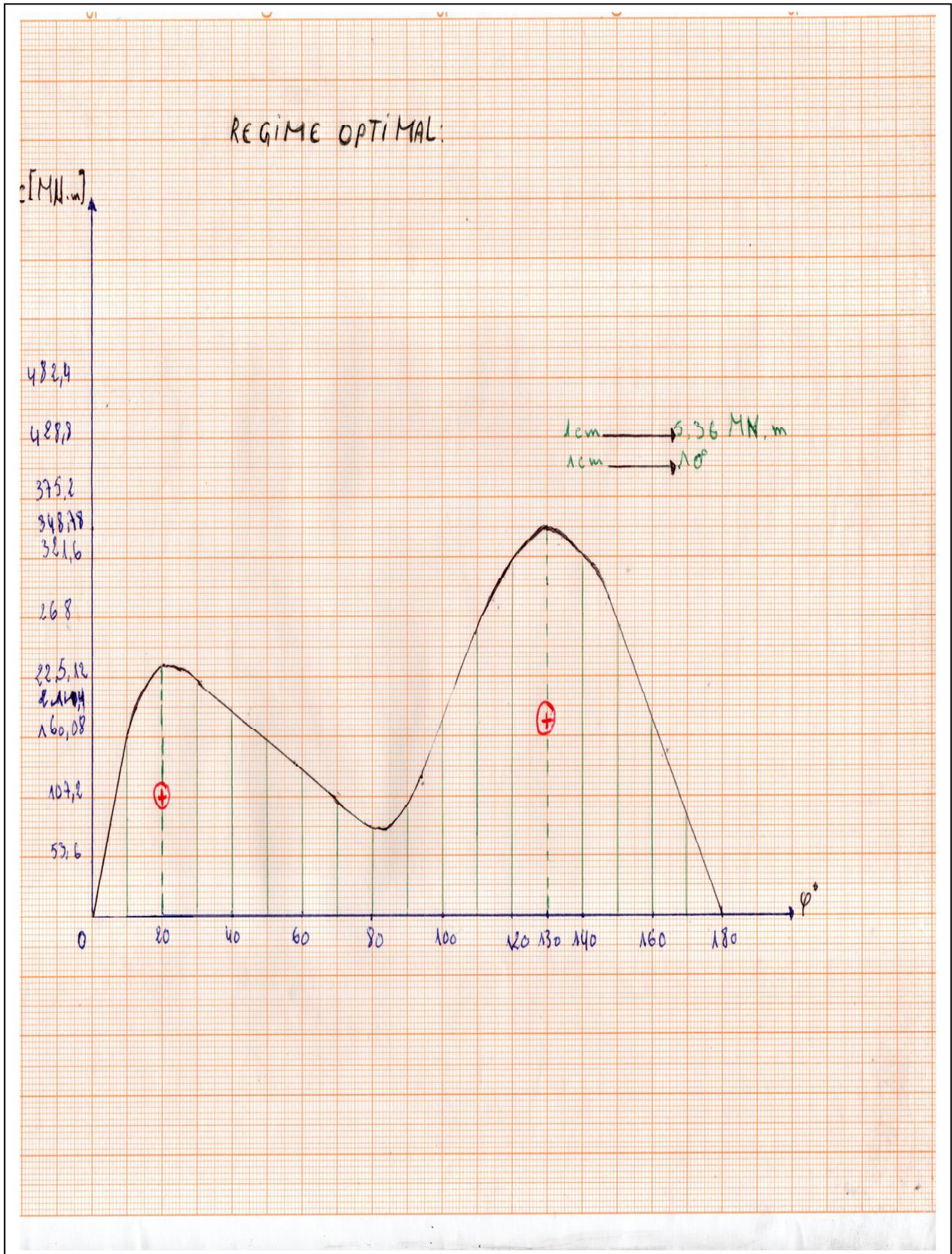
Si on examinait la variation du couple en fonction de différentes vitesses de rotation entre le régime de ralenti 650 Tr /mn et le régime maximal 2800 Tr/mn, on constaterait que pour une vitesse intermédiaire déterminée le couple reste toujours sensiblement positif et ne sort pas de limites assez étroites.

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 élève que le moteur aura des pièces à mouvements alternatifs plus légères ce que correspond à un couple optimal.

Graphe n°10a : Le régime Optimal





Graphe n°10b : Le régime Optimal

Les Graphes « 10a-10b » 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

Du fait de ses bonnes performances économiques et de sa durabilité, le moteur diesel est désormais la norme pour les poids lourds ; et est de plus en plus répondu pour les voitures particulières et utilitaires légers.

Le travail mené dans le cadre de cette mémoire dont le thème « étude cinématique et dynamique du moteur de la SONACOME K66 » avait pour objectif de tracer la courbe du couple du moteur.

Pour ce contexte on a conclu que, 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 le problem sera résolu.

Lors de notre étude on a fait sortir trois types de couples moteurs :

## **a . Le couple à faible régime :**

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.

## **b .Le couple à régime élevé :**

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

Le couple du moteur devient très irrégulier aux grandes vitesses.

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

## **C . Régime optimal : vitesse de pleine charge à 1800 tr/mn :**

Le moteur considère une vitesse de régime optimum; C'est à cette vitesse que les déformations du vilebrequin et par conséquent ses vibrations sont les moins grandes.

Pour une vitesse de rotation d'autant plus élève que le moteur aura des pièces à mouvements alternatifs plus légères ce que correspond à un couple optimal.

# Perspectives 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.<sup>(10)</sup>

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

- Sur le plan de modélisation les resultants obtenues 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.

# REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

---

- (1) : [www. techno-science.net/ ?onglet=glossaire et d efinition=157](http://www.techno-science.net/?onglet=glossaire+et+d%C3%A9finition=157).
- (2) : Leçon 1 : types de moteur à combustion interne.
- (3) : Chapitre (1) :  tude le moteur diesel.
- (4) : Chapitre (2) :  tablissement de diagramme réel (M .ben Arfaoui ) .
- (5) : Philippe. Boursin .[perso.sfr.fr/pdgmcceteu.htm](http://perso.sfr.fr/pdgmcceteu.htm) .
- (6) : Moteur (3) : combustion et combustibles.
- (7) : Principe et fonctionnement de M.C.I.
- (8) : RITTER X. ; janvier 2006, Thèse modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête.
- (9) : BELALA. H et FATNACI. F; 2011, Thèse «  tude technologique de la pompe haute pression CP3 BOSCH du nouveau système d'injection common rail».
- (10) : MANAA. S et BELLOULA. B; 2001, Thèse «  tude Thermodynamique, Cinématique et Dynamique d'un moteur Diesel FL912 ».
- (11) : BODIN. G et AUTRES ; 2002, « les moteurs – fonctionnement et maintenance du véhicule » Tome II,  ditions DELTA PRESS, 111, rue ste cécile, 13005 Marseille.

# Nomenclature

PMH	Point mort haut	[-]
PMB	point mort bas	[-]
$\zeta$	rapport volumétrique (compression)	[-]
$M_2$	quantité de gaz brûlé	[-]
$B^\circ$	coefficient de variation du volume après la combustion	[-]
B	coefficient de variation réelle	[-]
$\Delta M$	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	[-]
$\gamma$	= $C_p/C_v$ : l'exposant adiabatique.	[-]
$\gamma_{rès}$	coefficient du gaz résiduels	[-]
$\eta_v$	coefficient d'admission	[-]
$\lambda_2$	Coefficient de balayage de la chambre de combustion	[-]
$\lambda_1$	Coefficient d'admission supplémentaire	[-]
$\lambda_t$	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	[M <sub>Pa</sub> ]
$T_o$	Température ambiante	[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	[-]
$\Gamma$	l'exposant adiabatique	[-]
A	en fonction	[-]
$\zeta_z$	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]
$\Delta T$	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	[-]
$P_i$	pression indiquée théorique moyenne	[M <sub>Pa</sub> ]
$P_i'$	pression indiquée réelle moyenne	[M <sub>Pa</sub> ]

P <sub>m</sub>	Pression correspondante à la perte mécanique	[M <sub>Pa</sub> ]
S	la cours du piston	[mm]
n	est le nombre de tour par minute	[Tr/mn]
P <sub>e</sub>	de la pression effective	[M <sub>Pa</sub> ]
P <sub>m</sub>	la pression correspond au perte mécanique	[M <sub>Pa</sub> ]
N <sub>ic</sub>	la puissance indiquée pour un seul cylindre	[Kw]
N <sub>i</sub>	la puissance indiquée pour quatre cylindres	[Kw]
N <sub>e</sub>	Puissance effective	[Kw]
P <sub>Σ</sub>	Se décompose en deux composantes.	[MN]
N	Effort agissant sur les parois du cylindre	[N]
P <sub>b</sub>	A son tour se décompose en deux composantes	[N]
Z	Est l'effort agissant sur le palier du vilebrequin	[N]
T	Est l'effort tendant à tourner le vilebrequin	[N]
P	Pression des gaz	[M <sub>Pa</sub> ]
P <sub>0</sub>	Effort provoqué par la pression ambiante qui existe au dessus du piston	[N]
F <sub>p</sub>	Surface de la tête du piston	[mm <sup>2</sup> ]
C	Effort exercé sur le vilebrequin	[N]
N	la vitesse de rotation	[tr /mn]
δ <sub>k</sub>	Intervalle entre deux allumages successifs	[°]
ΔD	d'erreur relative	[%]
I	Nombre des cylindres	[Cylindre]
P <sub>m</sub>	la pression mécanique moyenne	[M <sub>Pa</sub> ]
η <sub>i</sub>	Rendement indiqué	[-]
η <sub>m</sub>	Rendement mécanique	[-]
η <sub>e</sub>	Rendement effectif (globale)	[-]
g <sub>i</sub>	La consommation spécifique indiquée moyenne	[g/kwh]
g <sub>e</sub>	La consommation effective moyenne	[g/kwh]
τ	le nombre de temps	[temps]
N <sub>e</sub>	la puissance effective	[ kw]
N	la vitesse de rotation	[Rad/s]
U	les énergies internes d' k mole des gaz	[-]
L	Longueur de la bielle	[mm]
R	Rayon de la manivelle	[mm]
S	Course du piston	[mm]
λ	coefficient de construction de la bille-manivelle	[-]
Ω	La vitesse angulaire de la manivelle	[Rad/s]
FP	Section de piston	[mm <sup>2</sup> ]
X	Déplacement du piston	[cm <sup>2</sup> ]
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 <sup>-1</sup> ]
V <sub>max</sub>	Vitesse maximale du piston	[m.s <sup>-1</sup> ]
J	Accélération du piston	[m.s <sup>-1</sup> ]
J <sub>max</sub>	variations de l'accélération maximale	[m.s <sup>-1</sup> ]
J <sub>min</sub>	variations de l'accélération minimale	[m.s <sup>-1</sup> ]
m <sub>gp</sub>	masse du groupe 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]
$m_a$	la masse de l'axe du piston	[Kg]
$m_p$	La masse du piston proprement dit	[Kg]
$m_1$	partie de la masse de la bielle concentrée au pied de la bielle et qui participe au mouvement de translation.	[Kg]
$m_2$	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]
$m_m$	masse de maneton sans bras	[Kg]
$m_{bras(R)}$	masse des bras concentrées au maneton	[Kg]
$m_{bras(p)}$	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]

# ANNEXE ANNEXE

## LISTES DES ILLUSTRATIONS

### 1. LISTE DES FIGURES

- **Figure n°01 : Diagramme d'un moteur à explosion.**
- **Figure n°02 : Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel, les positions des PMH et PMB.**
- **Figure n° 03 : Diagramme théorique d'un diesel.**
- **Figure n° 04: Diagramme mixte.**
- **Figure n° 05: Diagramme pratique.**
- **Figure n° 06: la courbe d'admission**
- **Figure n° 07 : la courbe de la compression**
- **Figure n° 08 : la courbe de la détente**
- **Figure n° 08 : la courbe d'échappement**
- **Figure n° 09 : Représentation de la chaîne du rendement du moteur à combustion interne**
- **Figure n° 10: Displacement du Piston.**
- **Figure n° 11 : Masse du groupe Piston**
- **Figure n° 12 : Masse du coude du vilebrequin**
- **Figure n°13 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle**
- **Figure n°14 : Diagramme théorique d'un moteur diesel (Cycle mixte )**

### **3. LISTE DES TABLEAUX**

- ► **Tableau n° 1 : L'ordre de fonctionnement des cylindres « Ordre d'allumage » du moteur à 04 cylindres.**
- ► **Tableau n° 2 : récapitulatif**
- ► **Tableau n° 3: de Courbes de compression et de détente.**
- ► **Tableau n° 4 : (II-1) Mean molar heat capacity of  $U_{cv}$  at constant volume**
- ► **Tableau n° 5 : (II-2) Heat capacity of combustion products [in kJ, (k mole .C°)]**
- ► **Tableau n° 6 : (II-3) Internal energy of combustion products U (in MJ/k mole)**
- ► **Tableau n° 7 : (II-4) Internal energy of cases U (in MJ/k mole)**
- ► **Tableau n° 8 : Le couple total du moteur**

### **2. LISTE DES PHOTOS**

- ► **Photo n° 01 : le processus de la combustion Diesel.**

### ***3. Liste des graphes :***

- **Grappe n°01 : Le diagramme réel d'un moteur à quatre temps.**
- **Grappe n°02 : Représentation graphique de  $X = f(\varphi)$**
- **Grappe n°03 : Représentation graphique de  $V = f(\varphi)$**
- **Grappe n°04 : Représentation graphique de  $J = f(\varphi)$**
- **Grappe n°05 : Les efforts agissant sur l'axe du piston**
- **Grappe n°06 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle**
- **Grappe n°07 : Les graphes de la variation  $T = f(\varphi)$**
- **Grappe n°08 : Le couple à faible régime**
- **Grappe n°09 : le couple à régime élevé**
- **Grappe n°10a-10b : Le régime Optimal**
- **Grappe n°11: Le couple moteur en cas d'admission**
- **Grappe n°12: Le couple moteur en cas compression**
- **Grappe n°13: Le couple moteur en cas combustion**
- **Grappe n°14 : Le couple moteur en cas échappement**
- **Grappe n°15: Le couple moteur**