

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique et production

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Détermination du couple moteur du
moteur diesel F4L912 de la SONACOME**

Présentée par:

FETNACI Faiza

Proposé et dirigé par:

Dr. LABED Adnane

Dr. AOUES Kamel

Promotion : Juin 2013

Sommaire

Nomenclature

Introduction Générale

CHAPITRE I : Recherche bibliographique

I-1) *Historique*

I-2) *Généralité*

a/ moteur à combustion externe

b/ moteur à combustion interne

I.3) *Les quatre temps du moteur diesel*

I.4) *Le cycle d'un moteur à quatre temps*

I.5) *L'ordre d'injection*

I.6) *Le diagramme théorique d'un moteur diesel*

a) Diagramme mixte

I.7) *Diagramme réel d'un moteur diesel*

I.8) *Les pièces principales d'un moteur diesel*

CHAPITRE II : Etude Thermodynamique d'un moteur F41912

II.1) *Le choix des valeurs caractérisant de moteur*

1-2/ Données relatives au moteur F41912

II.2) *Le diagramme réel d'un moteur à 4 temps*

2-1/ admission

2-2/ Compression

2-3/ combustion et Détente

2-4/ Détente

2-5/ Echappement

II.3) Etablissement du diagramme réel du moteur F4L912

- a) Admission
- b) Compression
- c) Combustion et détente
- d) Echappement

CHAPITRE III : Etude Cinématique d'un Moteur F4L912

Les données

III.1) Généralités

III.2) Fonction de déplacement du piston $X=f(\varphi)$

III.3) Fonction de Vitesse du piston $V = f(\varphi)$

III.4) Fonction d'accélération du piston J

III.5) Représentation graphique fonction : X, V, J en fonction de φ

CHAPITRE IV : Etude Dynamique d'un Moteur F4L912

IV.1) Généralités

IV.2) Calcul des masses

IV.3) Forces exercées sur le système bielle-manivelle

IV.4) Les efforts agissant sur l'axe du piston

IV.5) Efforts exercé sur le vilebrequin

IV.6) Tracé de la courbe $T=f(Q)$

LA LISTE DES TABLEAUX

- **Tableau 1. Ordre de fonctionnement des cylindres.**
- **Tableau 2. Récapitulatif.**
- **Tableau 3. La courbes de compression et de détente.**
- **Tableau 4. (II.1) Mean molar heat capacity of Ucv at constant volume.**
- **Tableau 5. (II.2) Heat capacity of combustion product.**
- **Tableau 6. (II.3) Internal energy of combustion products U.**
- **Tableau 7. (II.4) Internal energy of cases U.**
- **Tableau 8. Le couple moteur**

LISTE DES FIGURES

Fig. 1. Les quatre temps du moteur diesel.

Fig. 2. Diagramme théorique moteur diesel

Fig. 3. Diagramme mixte

Fig. 4. Diagramme théorique d'un moteur diesel (cycle mixte)

Fig. 5. Les pièces principales d'un moteur thermique

Fig. 6. La courbe d'admission

Fig. 7. La courbe de la compression

Fig. 8. La courbe de la détente

Fig. 9. La courbe d'échappement

Fig. 10. Déplacement du piston

Fig. 11. Masse du groupe piston

Fig. 12. Masse du coude du vilebrequin

Fig. 13. Les efforts exercées sur le mécanisme bielle_manivelle

Fig. 14. Diagramme théorique d'un moteur diesel

CHAPITRE I: Recherche Bibliographique

CHAPITRE I: Recherche Bibliographique

I-1) Historique

I-2) Généralité

a/ moteur à combustion externe

b/ moteur à combustion interne

I.3) Les quatre temps du moteur diesel

I.4) Le cycle d'un moteur à quatre temps

I.5) L'ordre d'injection

I.6) Le diagramme théorique d'un moteur diesel

a) Diagramme mixte

I.7) Diagramme réel d'un moteur diesel

I.8) Les pièces principales d'un moteur diesel

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 le 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 . [1]

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.⁽¹⁾

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

a) Moteurs à combustion externe :

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

b) Moteurs à combustion interne :

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

L'énergie calorifique du moteur provient de l'énergie chimique potentielle du mélange air carburant où la combustion se fait à l'intérieur même du moteur (moteur d'automobile, de camion, de locomotive).[1]

1/ 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.

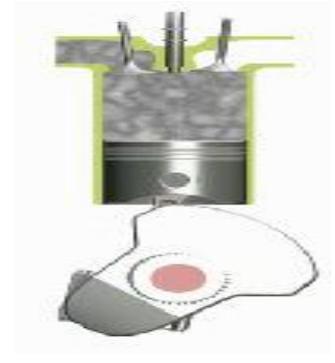


Fig.I.1-Admission

Deuxième temps: Compression;

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

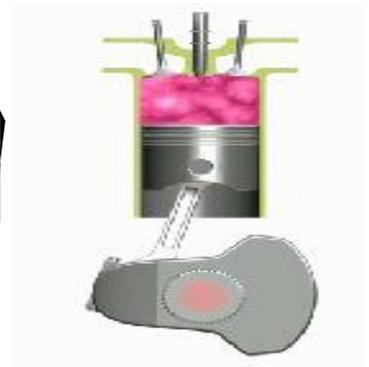


Fig. I.2- Compression

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.

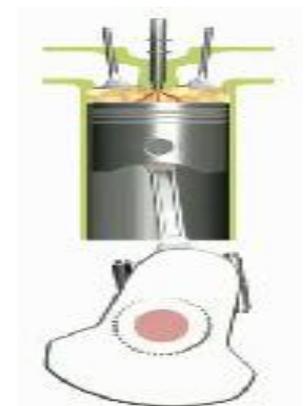
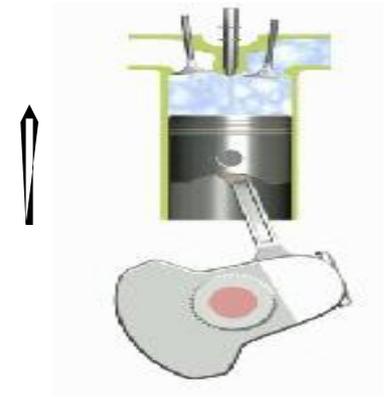


Fig. I.3- comb_detente

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.

Fig. I.4- Echappement

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 :

CYL 1	ADMISSION	Compression	Comb_Détente	Echappement
CYL 2	Compression	Comb_Détente	Echappement	Admission
CYL 3	Echappement	Admission	Compression	Comb_Détente
CYL 4	Comb_Détente	Echappement	Admission	Compression

Tableau I.1. Ordre de fonctionnement des cylindres. .[2]

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 peut 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).

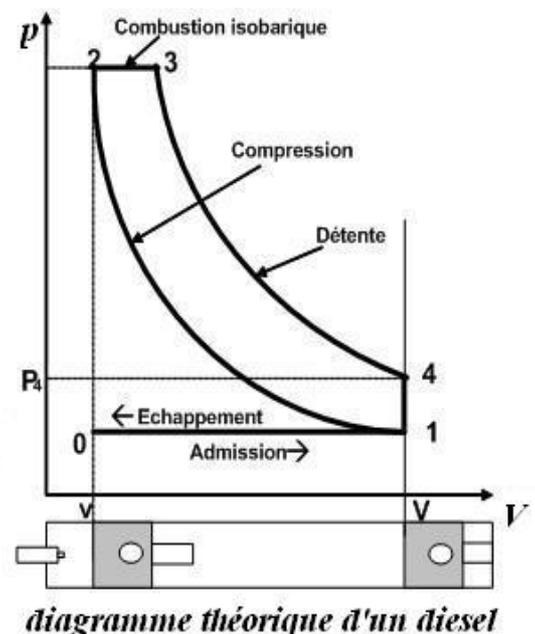


Fig. I.5

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.[2]

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 suivantes :

- une compression adiabatique (1-2)
- une introduction de la chaleur à volume Constant (2-3)
- une introduction de la chaleur à pression Constante (3-4)
- une détente adiabatique (4-5)
- une prise de chaleur à volume constant (5-1)

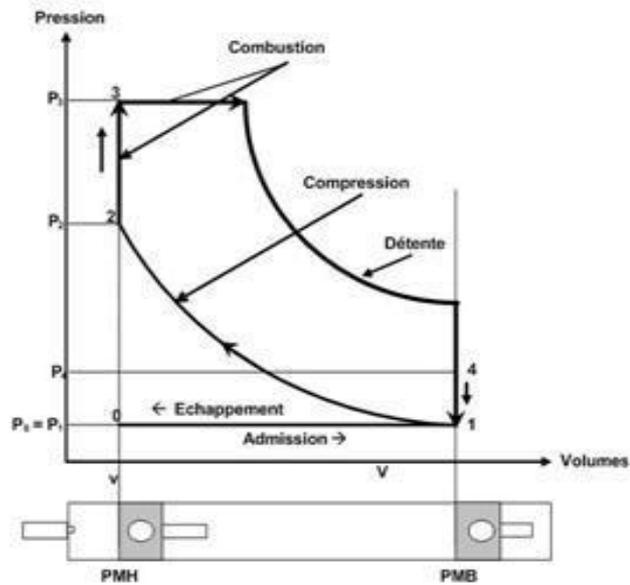


Fig. I.6 *Diagramme mixte*

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.

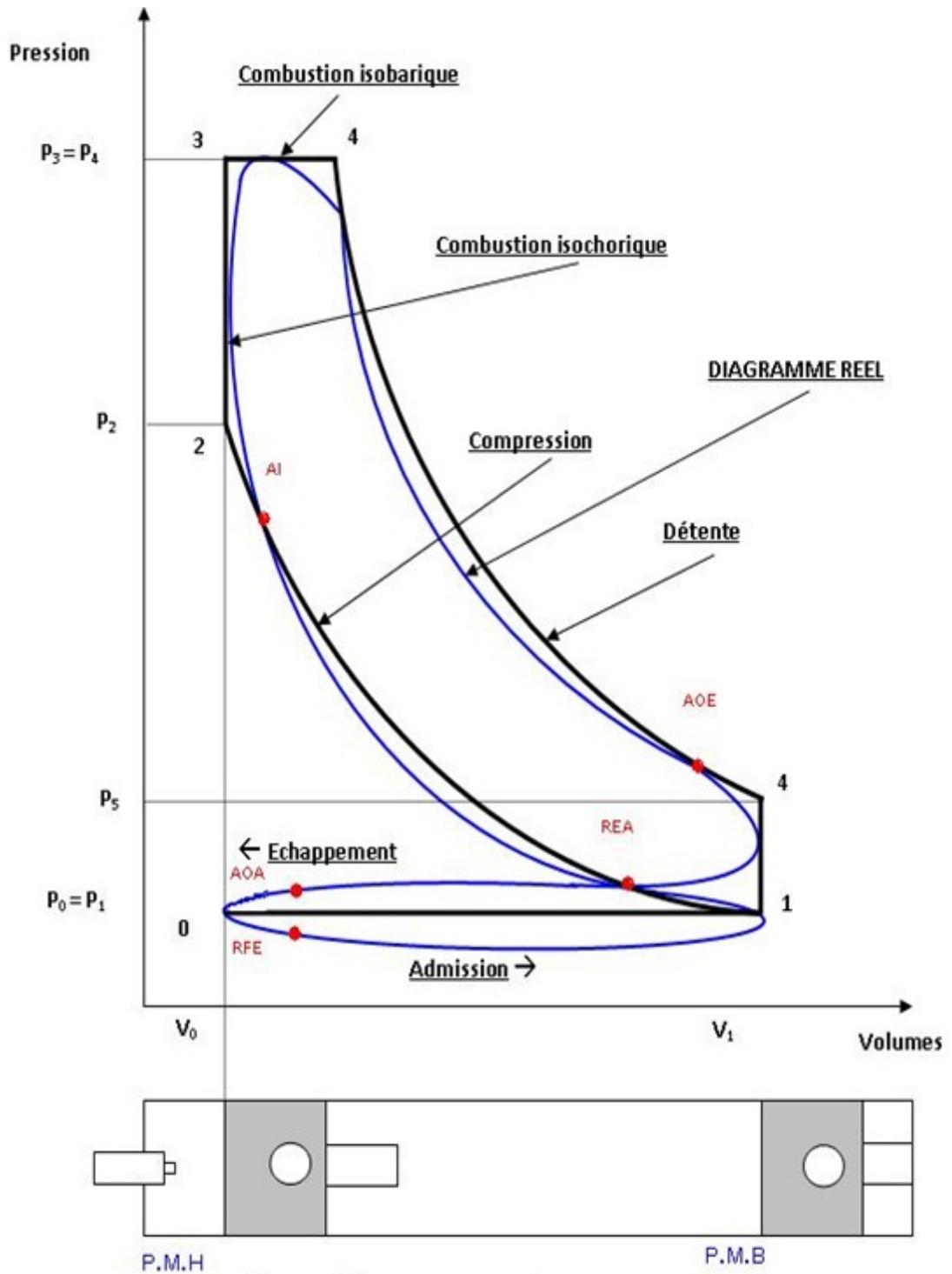


Fig. I.7- Diagramme réel d'un moteur diesel (cycle mixte)

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

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

Les éléments principaux d'un moteur thermiques 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.

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. [3]



Fig. I.8- Le piston

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.[3]



8-3) Le vilebrequin :

Transformation de la force transmise par la bielle en

Fig. I.9- La bielle

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. [3]



8-4) Le cylindre :

I.10- Le vilebrequin

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

Fig.



d'enceinte aux gaz provenant de la source d'énergie, aussi support des organes principaux (vilebrequin, piston), des organes annexes (démarreur, alternateur, etc.) .[3]

Fig. I.11- Le cylindre

CHAPITRE II : Etude Thermodynamique d'un moteur diesel F4

CHAPITRE II : Etude Thermodynamique d'un moteur diesel F4L912

II.1) Le choix des valeurs caractérisant de moteur

1-1/ Données relatives au moteur F4L912

II.2) Le diagramme réel d'un moteur à 4 temps

2-1/ admission

2-2/ Compression

2-3/ combustion et Détente

2-4/ Détente

2-5/ Echappement

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

2- Pression et Température des gaz résiduels :

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

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

3- L'exposants poly tropique :

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

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

4- Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les

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

5- Coefficient d'admission supplémentaire : $\lambda_1 = 1.02 \text{ à } 1.07 \longrightarrow \lambda_1 = 1.05$

6- Coefficient de balayage de la chambre de combustion :

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

7- Coefficient de correction de la chaleur spécifique λ_t en fonction de α :

$\alpha = 1.7 \longrightarrow \lambda_t = 1.1$

8- Exposant polytropique m : $m = 1.5$

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

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

10- Coefficient d'utilisation au point B :

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

II.2.1. admission :

Théoriquement, la phase d'admission commence lorsque le piston arrive au point mort haut (PMH) ; au moment où la soupape d'échappement vient de se fermer et celle d'admission s'ouvre jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort bas (PMB).

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

2.1.1. 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 importée 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 m³ de (O_2) correspond à 4.76 m³ d'air donc la quantité théorique d'air nécessaire est :

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

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

2.1.2 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 α ; telle que ($\alpha > 1$).

On a : $M_1 = \alpha \cdot M_0$

$\alpha = 1.7$ et $M_0 = 0.494445 \text{ K Mole/Kg}$

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

2.1.3. Détermination des paramètres d'admission :

Détermination de P_a :

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

- La température ambiante supposée égale à 17 °C.
- La pression atmosphérique qui est égale à $P_0 = 0.1 \text{ M pa}$.
- L'augmentation de la température de l'air en contact avec les parois du cylindre

$$\Delta T = 31 \text{ °K.}$$

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

On a : $P_a = P_0 + \Delta P_a$ avec $\Delta P_a = (10 \text{ à } 20) \% P_0$

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

2.1.4. Détermination des coefficients d'admission et des gaz résiduels: (η_v, γ_r)

a) Coefficient des gaz résiduels (γ_r) :

On a : $\gamma_r = M_r/M_1$

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

Dont: $M_1 = P_0 \cdot V_0 / 8314 \cdot T_0$

$$V_0 = \text{le volume occupé par l'air aspiré.} \quad V_0 = \eta_v \cdot V_h$$

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

Donc: $\gamma_r = M_r/M_1 = (P_r \cdot T_0) / P_0 \cdot (\epsilon - 1) \cdot T_r \cdot \eta_v$

b) Coefficients d'admission (de remplissage) η_v :

On a : $\eta_v = V_o/V_h$

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

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

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

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

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

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

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

Avec: $V_a/V_h = \varepsilon \cdot V_c / ((\varepsilon - 1) \cdot V_c) = \varepsilon / (\varepsilon - 1)$ et : $\varepsilon = V_a/V_c$

Donc : $\eta_v = (\lambda_1 \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_o) / ((\varepsilon - 1) \cdot P_o \cdot T_a \cdot (1 + \gamma r))$

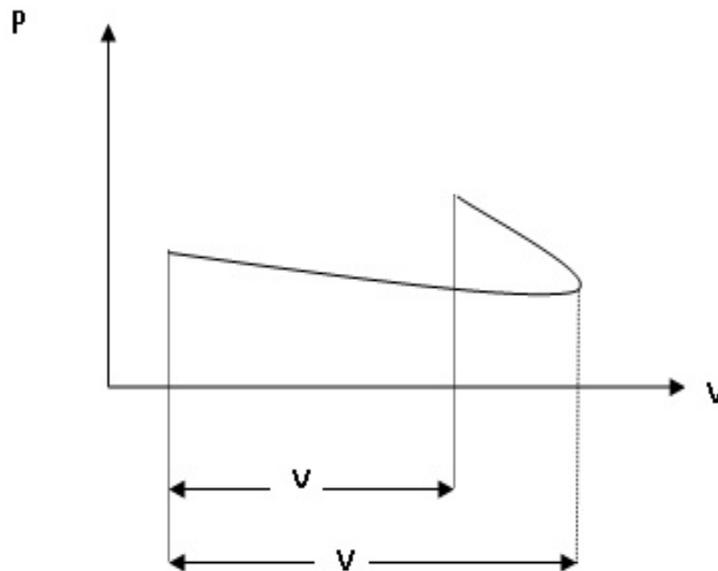


Fig. II.1- La courbe d'admission

2.1.5 Détermination de Ta :

Calcul de Ta :

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

On définit : Cp : la chaleur spécifique de l'air frais.

Cp' : la chaleur spécifique du mélange (air +gaz résiduelles)

Cp'' : la chaleur spécifique des gaz résiduelles.

On pose : Cp'' = λt . Cp

Donc l'équation d'équilibre devient :

$$M_1.Cp. (T_k+\Delta T) + \lambda 2.M_r.Cp''.Tr' = (M_1 + M_r) Cp. Ta$$

Avec λ2 est le coefficient du balayage choisi : λ2= 1

Et : M₁ + M_r = M₁ (1+M₁/M_r)

Donc : Ta = [M₁. Cp. (T_o + ΔT) + M_r. Tr'. λt.Cp] / [Cp. (M₁ + M_r)]

Et : Tr' = Tr. (Pa/Pr)^{(m-1)/m} m : est l'exposant poly tropique de la détente

des gaz résiduels pendant la phase d'admission : m = 1.5

Ta : devient alors : Ta= Cp. [M₁. Cp. (T_o + ΔT) + M_r. Tr. λt. (Pa/Pr)^{(m-1)/m}] / [Cp.(M₁+M_r)]

Et comme: γ_r = M_r/M₁

Ta: exprime en fonction de γ_r : Ta= [ΔT+T_o+ γ_r. Tr. λt. (Pa/Pr)^{(m-1)/m}] / (γ_r+1)

En remplaçant γ_r par : (P_r.T_o)/P_o.(ε - 1).T_r.η_v

Et : η_v par : (λ1. ε.Pa.T_o) / (ε-1). P_o.T_a. (1+γ_r)

On obtient une équation à partir de la quelle on peut déterminer η_v :

$$\eta_v = (1/(\epsilon-1)).[T_o/(T_o+\Delta T) . (Pa/P_o) . [\epsilon . \lambda 1 - \lambda t. (Pr/Pa)(1/m)]$$

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

Avec : Pa = 0.085 M Pa et P_o = 0.1 M Pa

A.N : η_v = 0.932 γ_r = 0.030

Et : Ta=316.43569 k° ou ta=43.43569 °C

II.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.

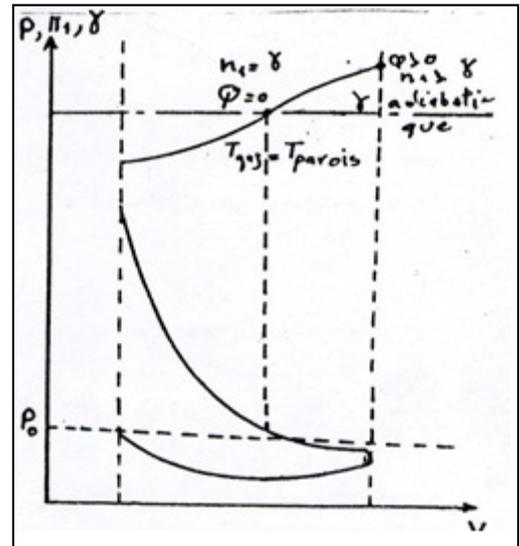


Fig. II.2- la courbe de la compression

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

$$(Q > 0 \text{ , } n_1 > \gamma)$$

Avec : Q : quantité de chaleur transférée.

n_1 : 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.

$$(Q > 0 \text{ , } n_1 > \gamma)$$

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 ($Q = 0 \text{ , } n_1 = \gamma$))

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 : $n1 = (1.34 \text{ à } 1.39)$. $n1=1.37$

2.2.1. Calcul des paramètres de la compression (Pc et Tc) :

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

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

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

$$\text{Donc : } Tc = Ta \cdot \epsilon n1 \quad \text{et} \quad Pc = Pa \cdot \epsilon n1$$

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

II.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'O₂ nécessaire à la combustion, appelé comburant.

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 meilleures 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 supérieure 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° et 18°.

Les contrains influant sur la combustion sont :

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

- Le rapport de compression (ϵ).
- L'angle d'avance d'injection (AI).
- La forme de la chambre du moteur.
- La méthode d'alimentation.

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 a 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 a allumage commandé

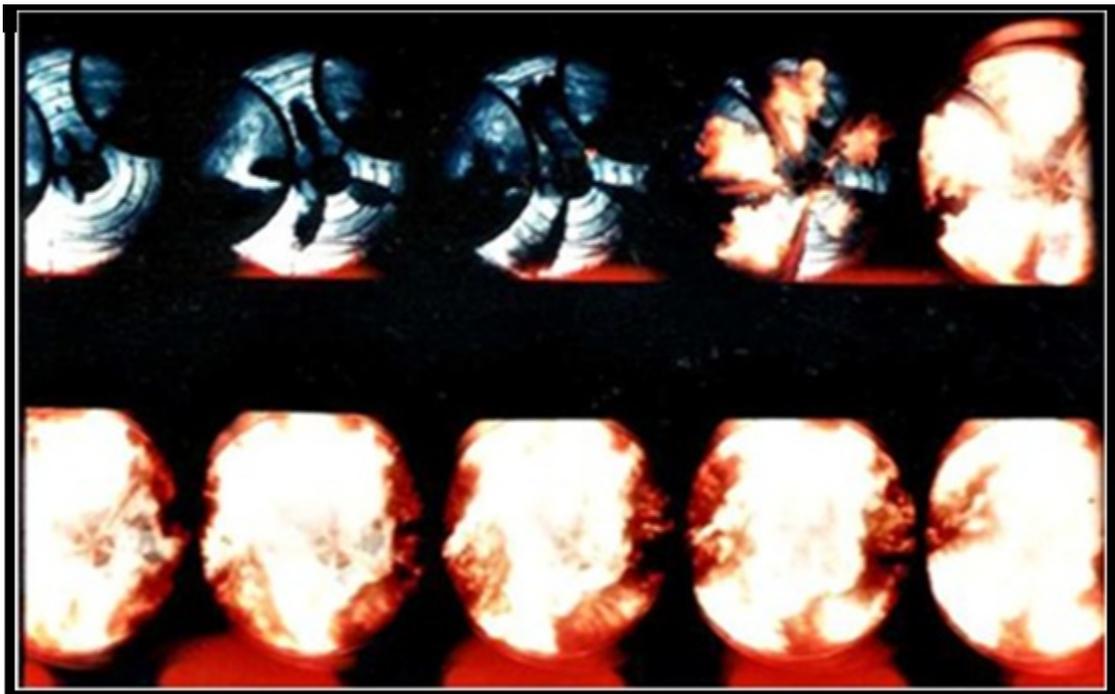


Fig. II.3- Processus de la combustion diesel

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_2 et H_2O 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 ξ_z déterminé expérimentalement ; La combustion se déroule à volume constant, puis à une pression constante.

II.2.3.1. Calcule des paramètres de combustion :

Quantité de gaz brûlé (M_2) 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: $M_2 = 0.872 \text{ K Mole}$

a) Variation du volume après la combustion (ΔM):

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

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

b) Coefficient de variation du volume après la combustion (β_0):

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

A.N: $\beta_0 = 1.03762$

c) Coefficient de variation réelle (β):

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

A.N: $\beta = 1.03708$

d) Coefficient de variation au point Z (β_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 (Tz) :

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

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

$$\xi_z \cdot Q_h = (M_2 + M_r) \cdot U_z'' - M_1 \cdot U_c - M_r \cdot U_c'' + W_{zz}''$$

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 Tz :

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

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

Donc on aura :

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

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

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

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) Calcul de U_c et U_c' : Voir tableaux II-1 et II-2 ;

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

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: $U_{c(\alpha=1.7)} = 13.8754 \text{ M Jole/ K Mole}$

$U_c'' .t_c$

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

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

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

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

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 :

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

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

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 :

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

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

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

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

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

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

Nous obtenons l'équation suivante :

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

1) 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 :

$$T_z = 2057.3 \text{ °K}$$

Détermination de P_z :

$$\text{On a :} \quad P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$\text{Avec : } \lambda = 1.8$$

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

4) Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion ρ :

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

$$\text{A.N :} \quad \rho = 1.3$$

II -3-3) 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 : $Q > 0$; $n_2 < \gamma$

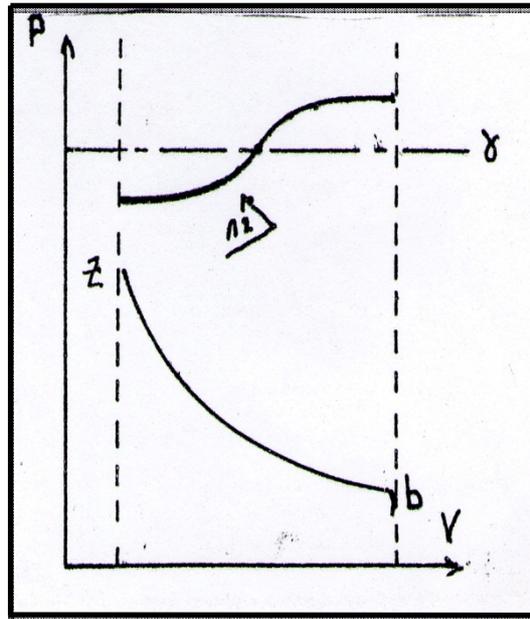


Fig.II.4- la courbe de la détente

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 $n_2 = 1.19$.

II -3-3-1) Détermination des paramètres de la détente (P_b ; T_b) :

a) 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 $P_b = 0,186 \text{ Mpa}$ $P_b = 1,86 \text{ Bar}$

b) Calcul du T_b :

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

$P_b \cdot V_b = 8314 \cdot T_b \cdot M_b$ (1)

$P_z \cdot V_z = 8314 \cdot T_z \cdot M_z$ (2)

$M_b = M_z$ (3)

De : 1 ; 2 et 3 nous obtenons : $T_b = T_z \cdot (P_b \cdot V_b) / (P_z \cdot V_z)$ et $T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$

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

II -3-4)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 :

$$P_r = 1,12 \cdot P_0 = 0,112 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad T_r = 850 \text{ °K}$$

II -3-4-1) TRACAGE DE DIAGRAMME THEORIQUE :

Calcul des volumes V :

a/ calcul de : V_c et V_z

Nous savons que :

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

Donc : $V_c = 0,058874$ litre

b/Calcul de : V_z'

On a : $V_c = V_z'$

Donc : $V_z' = 0,058874$ litre

c/ Calcul de : V_z

on a $V_z = \rho \cdot V_c$

Donc : $V_z = 0,060110$ litre

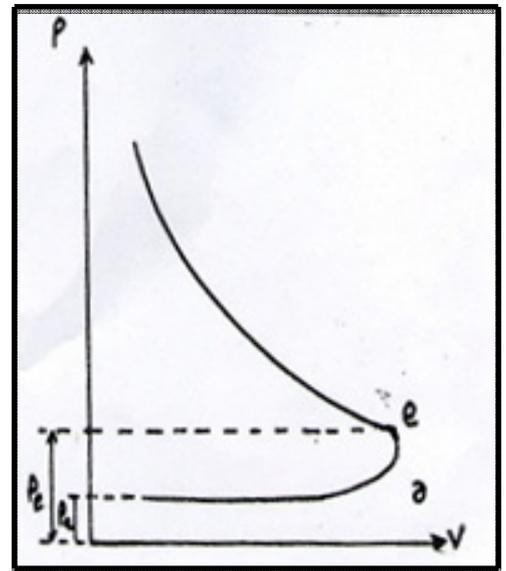


Fig. II.5- la courbe

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

II -3-4-2) :TABLEAU N° 01 : RECAPITULATIF

<i>Etat</i>	<i>Pression (Mpa)</i>	<i>Volume (l)</i>	<i>Température (°K)</i>
<i>A</i>	<i>0,085</i>	<i>1,00079</i>	<i>335,53</i>
<i>C</i>	<i>4,12</i>	<i>0,05887</i>	<i>957,19</i>
<i>Z'</i>	<i>7,36</i>	<i>0,05887</i>	<i>1720,64</i>
<i>Z</i>	<i>7,42</i>	<i>0,07359</i>	<i>2150,8</i>
<i>b</i>	<i>0,33</i>	<i>1,000858</i>	<i>1309,89</i>

II -3-4-3) 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 $i = 1, \rho, 2, 3, \dots, \varepsilon = 17$

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

b- Courbe de détente :

Tableau n° 02 : des courbes de compression et de détente :

		<i>Course de compression</i>		<i>Course de détente</i>	
<i>i</i>	<i>i . Vc</i>	$a = i^{n1}$	$Px = Pc / a$	$b = (\rho / i)^{n2}$	$Px = Pz . b$
1	0,058874	1,000000	4,1222400		
1,25	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

$$P_x = P_z \cdot (V_z / (i \cdot V_c))^{n_2} \quad \text{et} \quad n_2 = 1,19 ; V_z = \rho \cdot V_c$$

$$\text{Donc : } P_x = P_z \cdot (\rho / i)^{n_2} \quad (\text{voire les résultats au tableau})$$

I.4) Etablissement du diagramme réel 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 ;

a) 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**.

b) Compression :

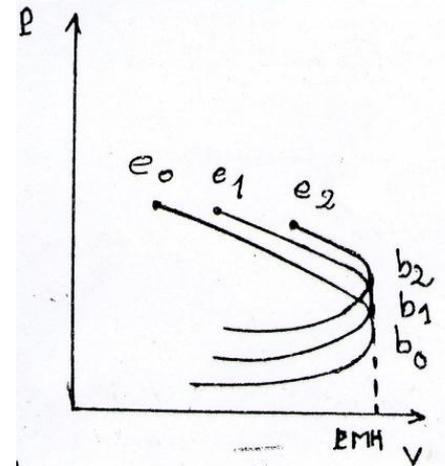
Pour que cette compression soit maximal il faut la commencer au point plus près du **PMB**, mais nous avons vu que pour avoir un remplissage correct l'admission devait se prolonger, la compression ne commence donc qu'après la fermeture de soupape d'admission avec un retard de 30° à 60° environ après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

c) Combustion et détente :

Dans le double but d'augmenter le temps de combustion et de diminuer la pression maximales ; L'injection du combustible se fait avant le **PMH** de quelques degrés, ce réglage s'appel 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.

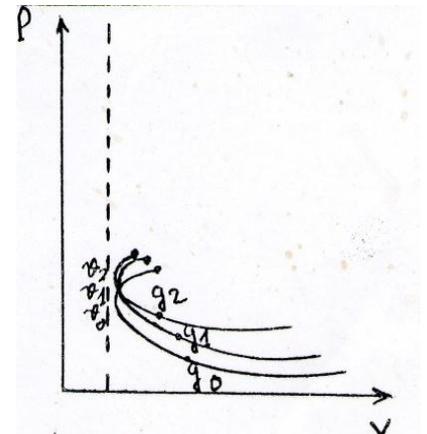


d) Echappement :

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 **détente** 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 au point e_0 , on obtient une grand perte de travail $e_0 bb_0$, c'est-à-dire le travail moteur diminué, par contre si l'ouverture se fait trop tard, point e_2 alors l'aire $e_2 bb_2$ 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, **Fig. II.7- Echappement** correspond à l' e_1 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 P_r diminue, si **RFE** se fait trop tôt, alors les pertes par laminage augmentent que P_r , d'où l'existence d'une grande quantité des gaz résiduels.

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

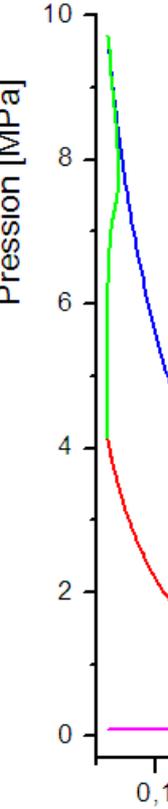


Tableau : II.3-

Mean Molar Heat Capacity of Gases c_p at Constant Volume [In kJ/(kmole °C)]							
Temperature T_c °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	23.359	21.474
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.901	23.647	21.629
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510	23.927	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	45.290	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	23.409
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	47.076	37.330	25.908	23.907
2500	25.992	27.612	25.560	47.302	37.702	26.021	24.070

Tableau : II.4-

Temperature T_c °C	Heat Capacity of Combustion Products [In kJ/(kmole °C)]					Diesel fuel $\alpha=1$
	Petrol α					
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$		
0	22.1849	22.0451	21.8810	21.6845	22.150	
100	22.5304	22.3956	22.1502	21.9040	22.525	
200	22.8830	22.6762	22.4334	22.1426	22.902	
300	23.2899	23.0552	22.7790	22.4480	23.320	
400	23.7203	23.4005	23.1459	22.7807	23.702	
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	26.638	
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	27.633	
1500	27.7840	27.4646	27.0093	26.4402	27.884	
1600	28.1340	27.7300	27.2578	26.6905	28.177	
1700	28.3923	27.9833	27.5047	26.9295	28.438	
1800	28.6314	28.2180	27.7337	27.1518	28.653	
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	28.3504	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	28.2792	29.852	
2500	29.9905	29.5528	29.0415	28.4271	30.019	

Tableau :II-5-

Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Internal Energy of Combustion Products U (in MJ/kmole)				
	Petrol oil				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
0	0	0	0	0	0
100	2.2530	2.2045	2.1881	2.1685	2.252
200	4.5766	4.5332	4.4867	4.4285	4.560
300	6.8969	6.9105	6.8337	6.7344	6.912
400	9.4881	9.3842	9.2584	9.1123	9.483
500	12.0740	11.9386	11.7688	11.5713	12.100
600	14.7500	14.5789	14.3890	14.1657	14.779
700	17.5130	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3090	20.0938	19.7753	19.4024	20.390
900	23.2000	22.9688	22.5870	22.1510	23.237
1000	26.2262	25.8805	25.4548	24.9534	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	34.9655	34.3598	33.6586	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.686
1500	41.8760	41.1969	40.4990	39.6603	41.868
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	51.494
1900	54.8350	55.0398	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	61.546
2200	64.8460	63.9001	62.7955	61.4671	64.979
2300	68.2080	67.2127	66.0498	64.6528	68.287
2400	71.5890	70.5432	69.3228	67.8527	71.594
2500	74.9760	73.8820	72.6038	71.0678	75.027

Tableau :II-6-

Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Internal Energy of Gases U (in MJ/kmole)							
	Air	Oxygen O_2	Nitrogen (atmospheric) N_2	Carbon dioxide CO_2	Water vapour H_2O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H_2	
0	0	0	0	0	0	0	0	
100	2.015	2.123	2.072	2.661	2.541	2.085	2.064	
200	4.195	4.325	4.162	6.347	5.162	4.199	4.153	
300	6.364	6.628	6.293	10.031	7.879	6.360	6.242	
400	8.591	9.027	8.474	13.075	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	13.268	12.602	
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	16.965	
900	20.708	22.060	20.348	36.270	26.724	20.754	19.201	
1000	23.283	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	28.562	
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	38.799	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	62.951	45.175	41.177	
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	66.947	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	75.865	53.633	49.153	
2200	56.354	59.787	55.433	102.541	80.386	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	89.597	62.174	57.350	
2500	64.979	69.040	63.890	118.277	94.245	65.063	60.104	

CHAPITRE III. Etude cinématique d'un moteur F4L

CHAPITRE III. Etude cinématique d'un moteur F4L912

Les données

III.1) Généralités

III.2) Fonction de déplacement du piston $X=f(\varphi)$

III.3) Fonction de Vitesse du piston $V = f(\varphi)$

III.4) Fonction d'accélération du piston J

III.5) Représentation graphique fonction : X, V, J en fonction de φ

Données de départ :

Longueur de la bielle : $L = 224 \text{ mm}$.

Course du piston : $S = 120 \text{ mm}$.

Rayon de la manivelle : $R = S / 2 = 60 \text{ mm}$

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

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

La vitesse angulaire de la manivelle (ω)

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

Section de piston : F_p

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

Masse du groupe piston : m_{gp}

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

Masse du groupe de la bielle : m_{gb}

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

1. Généralités :

L'intérêt de cette étude est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements du piston, bielle et du vilebrequin, elle sert à trouver la relation qui lie le déplacement, la vitesse et l'accélération en fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin.

A la fin de cette étude on peut facilement tracer les graphiques du déplacement, vitesses et accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

2. Fonction de déplacement du piston $X = f(\varphi)$:

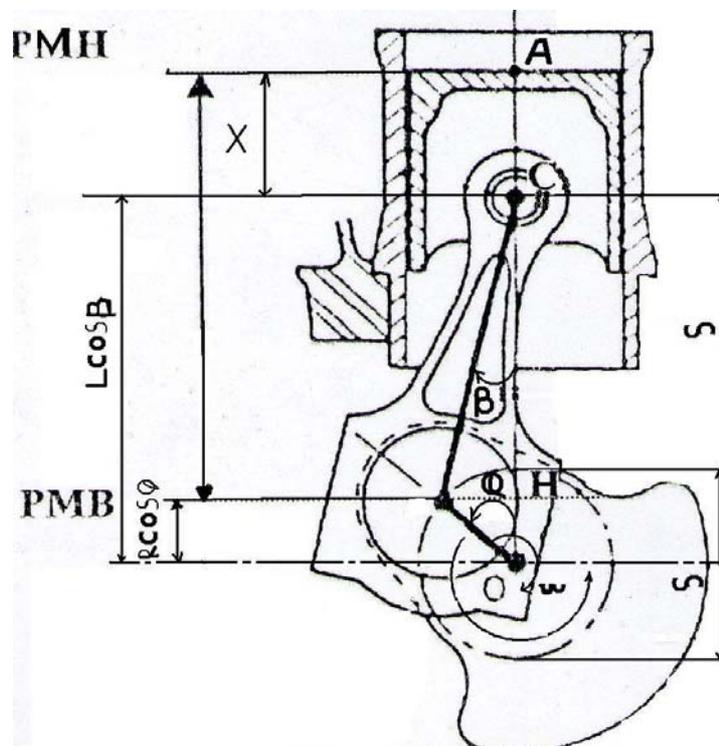


Fig. II.1- déplacement du piston

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

On a:

$$X = AC = AO - OC$$

$$AO = L + R$$

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

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

φ : l'angle de rotation de vilebrequin.

De ces équations on aura la relation la suivante :

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

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

En posant $\lambda = R/L$

Tel que : λ est appelée le coefficient de construction de la bille-manivelle.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

3) Accélération du piston J :

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

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

$$J = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi]$$

3-a. Etudes des variations de l'accélération :

Calcul de J_{\max} et J_{\min} :

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

$$dJ/dt = 0 \iff R \cdot \omega^3 \cdot \sin\varphi \cdot (1 + 4 \cdot \lambda \cdot \cos\varphi) = 0$$

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

$$\sin\varphi = 0 \iff \varphi = n\pi$$

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

$$\cos\varphi = -1/(4 \cdot \lambda) \iff \cos = -0,9343$$

$$\varphi = 159,11^\circ \quad \text{ou} \quad \varphi = 200,89^\circ$$

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

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

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

III.5- Représentation graphique des fonctions : X, V, J, en fonction de φ

III- 4 -a) Représentation graphique de $X = f(\varphi)$:

III- 4 - b) 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 (φ), on obtient ainsi deux graphiques qu'on peut les superposer pour obtenir le graphique désiré de $V = V_1 + V_2$.

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 .

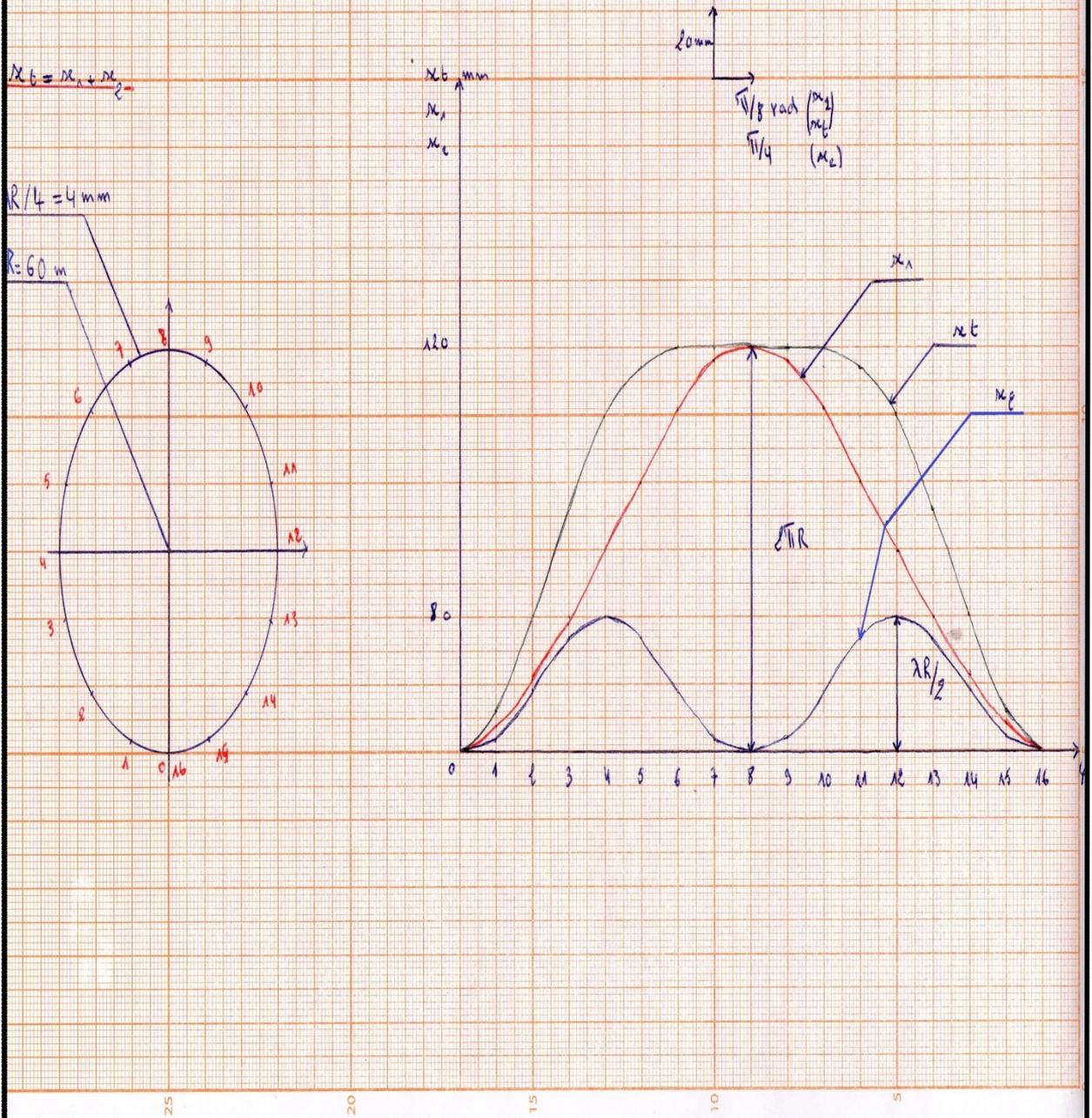
L'intersections de ces lignes nous donne les points I,II,III,IV,V,VI,VII,VIII ce sont les points qui déterminent la courbe de la vitesse en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin φ .

C'est-à-dire : $V = f(\varphi)$.

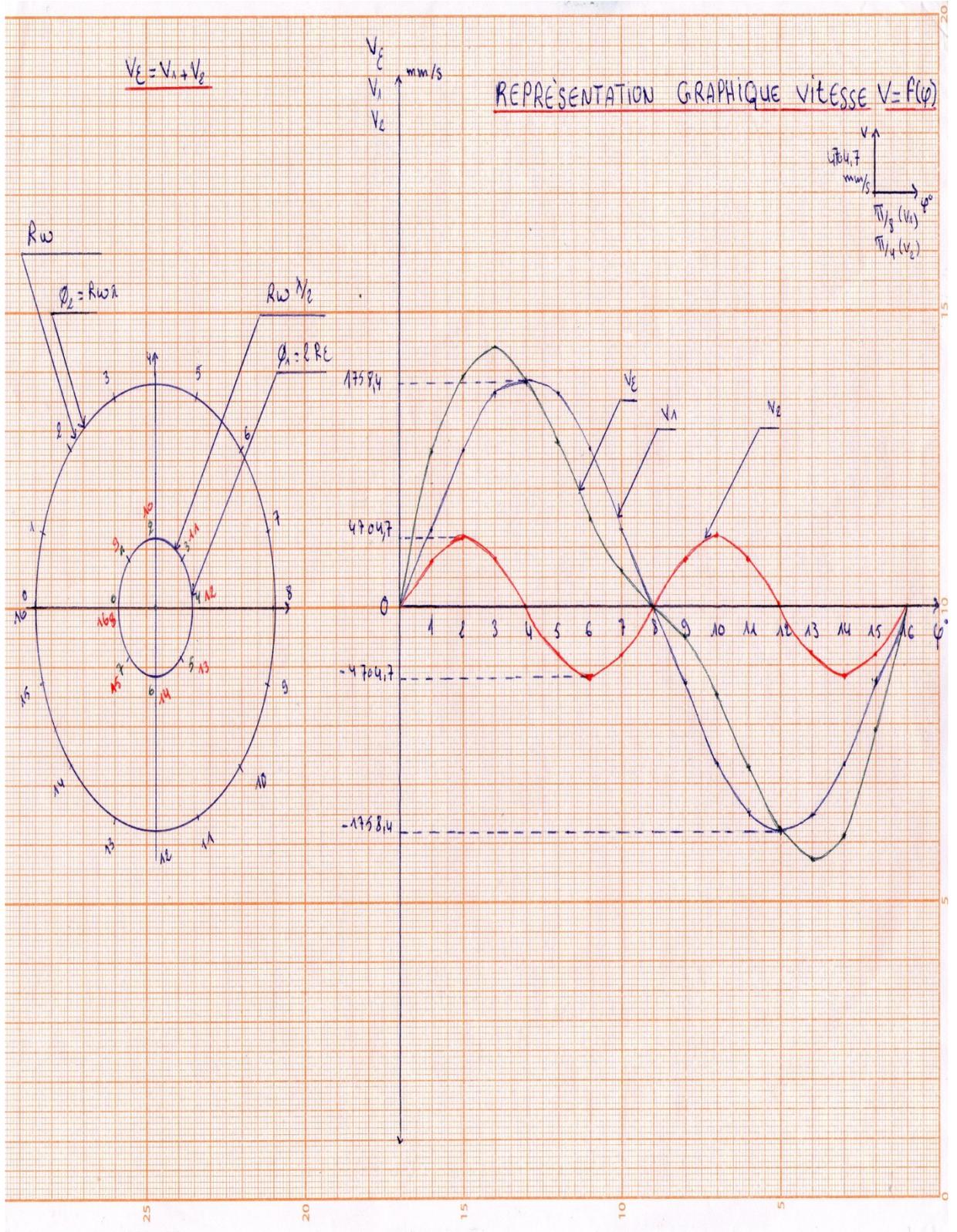
III-4 –c) Représentation graphique de $J= f(\varphi)$:

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.

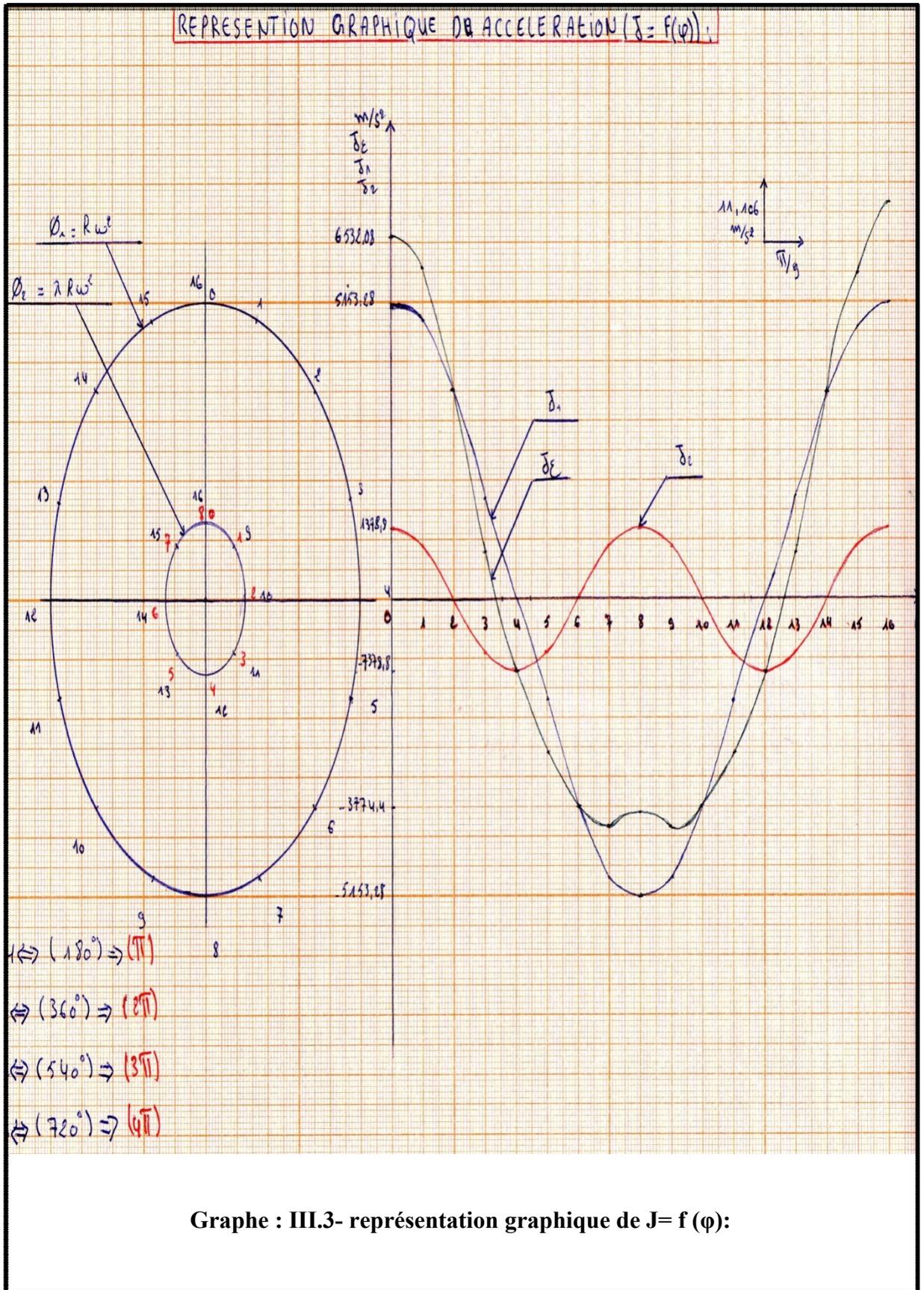
REPRÉSENTATION GRAPHIQUE Deplacement Du piston (x=F(φ))



Graphe : II.1- représentation graphique de déplacement du piston



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



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

CHAPITRE IV:Etude Dynamique d'un moteur F4L

CHAPITRE IV:Etude Dynamique d'un moteur F4L912

- IV.1) Généralités
- IV.2) Calcul des masses
- IV.3) Forces exercées sur le système bielle-manivelle
- IV.4) Les efforts agissant sur l'axe du piston
- IV.5) Efforts exercé sur le vilebrequin
- IV.6) Tracé de la courbe $T=f(Q)$

1. GENERALITE :

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

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

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

IIV-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)

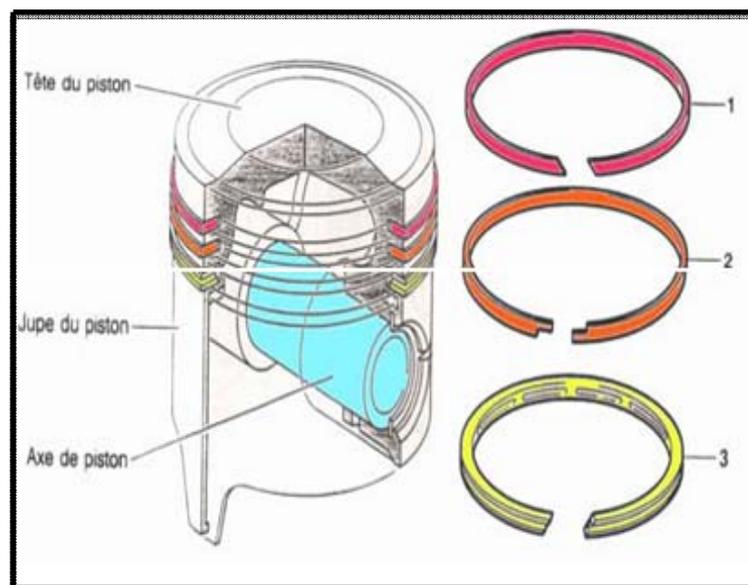


Fig. IV.1- Masse du groupe Piston

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.

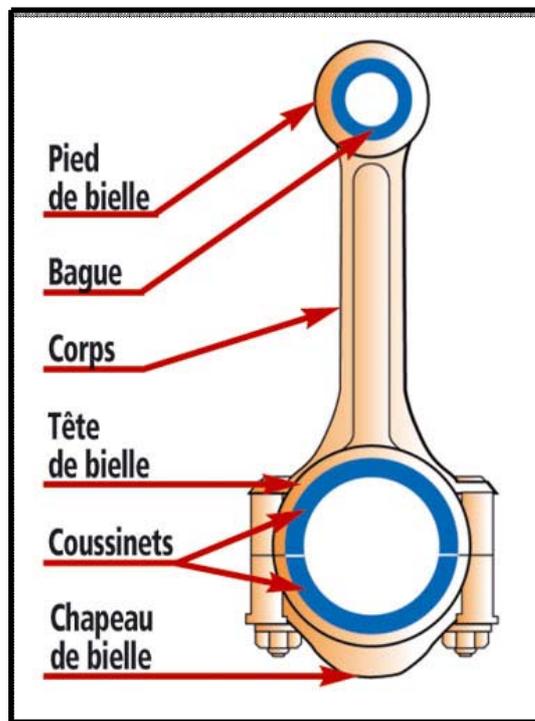


Fig. IV.2- Masse de la bielle

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

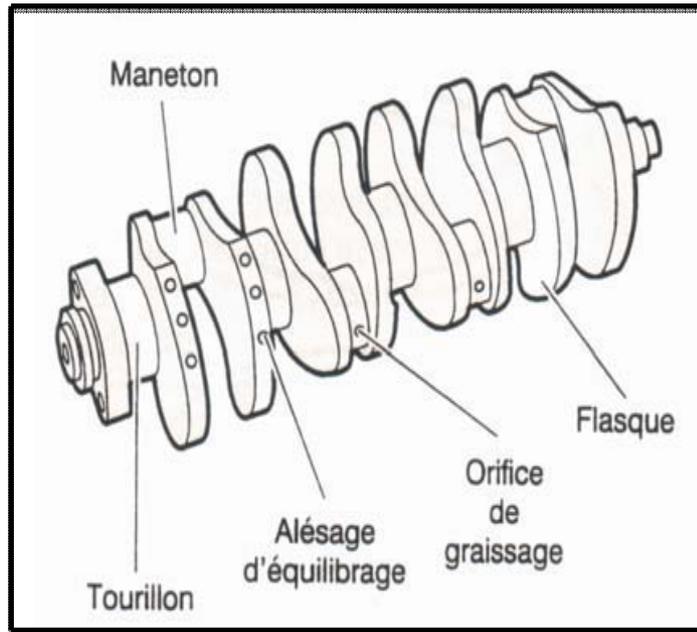


Fig. IV.3- Masse du coude du vilebrequin

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

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

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

2-4 . Masses en mouvement de translation : m

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

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 EXERCEES SUR LE SYSTEME BIELLE-MANIVELLE :

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

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

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

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

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

IIV-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 :

$$\text{On : } m_1 + m_2 = m_b$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

IIV-4-2. forces centrifuge : P_c

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

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

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

IIV-4-3. forces des gaz : P_g

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

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 [MN/m²]

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)

IIV-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.

PΣ : 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.*

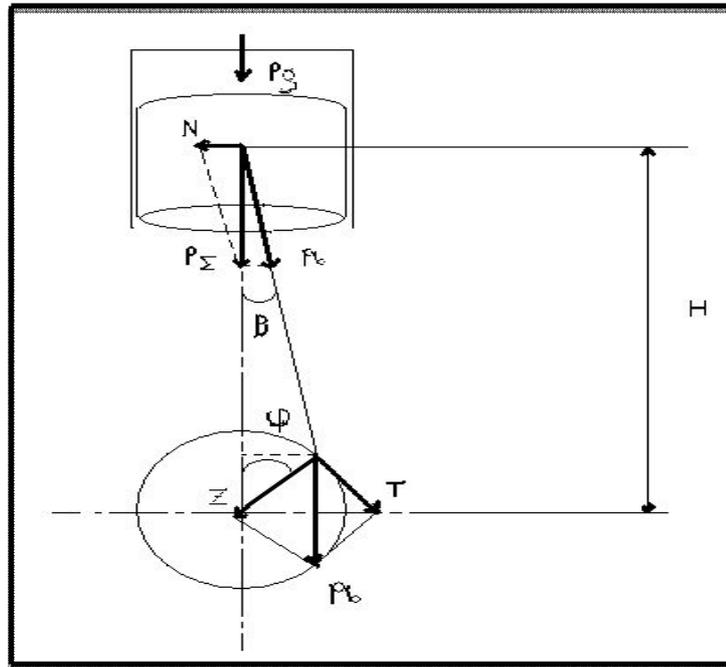


Fig. IV.4- Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle

D'après la figure on peut déterminer ces efforts :

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

$$T \tan\beta = N / P_\Sigma \quad \longrightarrow \quad N = P_\Sigma \cdot \tan\beta$$

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

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

$$\cos(Q+\beta) = Z / P_b \quad \longrightarrow \quad Z = P_b \cdot \cos(Q+\beta)$$

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

Les valeurs de β seront déterminées on fonction de Q :

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

$$\sin Q = Y / R \quad \longrightarrow \quad Y = R \cdot \sin Q \quad \longrightarrow \quad 2$$

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

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

IIV-4-5. Représentation graphique de :

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

IIV-5. EFFORT EXERCE 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-4-a. TRACE DE LA COURBE $T=f(Q)$:

IIV-4-1. 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 :

τ : nombre de temps .

i : nombre des cylindres.

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

IIV-4 . 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 :

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

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

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

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

IIV-4-3. 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 :

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

- ✓ Pour les valeurs de (Q_1) variant de (0°) à (180°), 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°) à (360°), on affectera l'indice (2) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T_2 .
- ✓ Pour les valeurs de (Q_3) variant de (360°) à (540°), on affectera l'indice (3) aux valeurs de force tangentielle qui correspond à T_3 .
- ✓ Pour les valeurs de (Q^4) variant de (540°) à (720°), on affectera l'indice (4) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à T_4 .

D'où on déterminera la somme de T_i :

$$T_i = \Sigma T_i$$

Et ainsi on pourra représenter les graphes des variations :

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

Chapitre IV : Etude Dynamique

Les tableaux des résultats et des graphes :

α°	β°	P_g	P_j	P_Σ	$\text{Cos}\beta$	$\text{tg}\beta$	$\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	$\frac{\text{Cos}(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	P_b	N	Z	T
0	0	-0.01	-1.392	-1.402	1	0	0	1	-1.402	0	-1.402	0
10	2.662	-0.01	-1.358	-1.368	0.99927	0.046345	0.2194	0.97675	-1.369	-0.0634	-1.336194	-0.3001392
20	5.2505	-0.01	-1.257	-1.267	0.996853	0.0918706	0.4283	0.90826	-1.271	-0.1164	-1.15076542	-0.5426561
30	7.688	-0.01	-1.098	-1.108	0.991055	0.1349278	0.61691	0.7985	-1.118	-0.1495	-0.884738	-0.68353628
40	9.903	-0.01	-0.892	-0.902	0.985792	0.1743902	0.7765	0.6538	-0.915	-0.1573	-0.5897276	-0.700403
50	11.827	-0.01	-0.452	-0.462	0.978814	0.2093074	0.9007	0.4824	-0.472	-0.0967	-0.2228688	-0.4161234
60	13.397	-0.01	-0.402	-0.412	0.9727	0.2381	0.9808	0.29375	-0.423	-0.0981	-0.121025	-0.4040896
70	14.561	-0.01	-0.205	-0.215	0.9678	0.2597	1.0286	0.09793	-0.208	-0.0558	-0.02105495	-0.221149
80	15.277	-0.01	0.0856	0.0756	0.9646	0.2731	1.0323	-0.09534	0.078	0.0204	-0.0072077	0.07804188
90	17.519	-0.01	0.2738	0.2638	0.9635	0.27768	1	-0.27769	0.273	0.0732	-0.07325462	0.2638
100	15.277	-0.01	0.4668	0.4568	0.9646	0.2731	0.9374	-0.4426	0.473	0.1247	-0.20217968	0.42820432
110	14.651	-0.01	0.6008	0.5908	0.9678	0.2597	0.8509	-0.5861	0.61	0.1534	-0.34626788	0.50271172
120	13.397	-0.01	0.6762	0.6662	0.9727	0.23817	0.747	-0.7063	0.684	0.1586	-0.47053706	0.4976514
130	11.827	-0.01	0.757	0.747	0.9787	0.2094	0.6314	-0.80325	0.763	0.1564	-0.60002775	0.4716558
140	9.903	-0.01	0.7905	0.7805	0.9851	0.17458	0.509	-0.87826	0.702	0.1362	-0.68548193	0.3972745
150	7.686	-0.01	0.8044	0.7944	0.991	0.13499	0.38309	-0.9335	0.801	0.1072	-0.7415724	0.3043267
160	5.2505	-0.01	0.8071	0.7971	0.9958	0.09189	0.2556	-0.9711	0.801	0.0732	-0.77406381	0.20373876
170	2.662	-0.01	0.8057	0.7957	0.9989	0.0464	0.1278	-0.9919	0.796	0.0369	-0.78925483	0.10169046
180	0	-0.01	0.8047	0.794	1	0	0	-1	0.794	0	-0.794	0

α°	β°	P_g	P_j	P_Σ	$\text{Cos}\beta$	$\text{tg}\beta$	$\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	$\frac{\text{Cos}(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	P_b	N	Z	T
190	-2.662	-0.01	0.8446	0.8346	0.9989	-0.0464	-0.1278	-0.9929	0.83551907	-0.03872544	-0.82867434	-0.10666188
200	-5.2505	-0.01	0.8072	0.7972	0.9958	-0.0918	-0.2551	-0.9711	0.80056236	-0.07325471	-0.77416092	-0.20336572
210	-7.688	-0.01	0.8045	0.7945	0.991	-0.1349	-0.383	-0.9335	0.80171544	-0.10724956	-0.74166575	-0.3042935
220	-9.903	-0.01	0.7905	0.7805	0.9851	-0.1745	-0.509	-0.87826	0.79230535	-0.13619725	-0.68548193	-0.3972745
230	-11.827	0	0.7572	0.7572	0.9787	-0.2094	-0.6314	-0.80325	0.77367937	-0.15855768	-0.6082209	-0.47809608
240	-13.397	0.013	0.6963	0.7093	0.9727	-0.2381	-0.747	-0.7063	0.72920736	-0.16888433	-0.50097859	-0.5298471
250	-14.561	0.0261	0.6009	0.627	0.9678	-0.2597	-0.8509	-0.5861	0.64786113	-0.1628319	-0.3674847	-0.5335143
260	-15.277	0.0523	0.467	0.5193	0.9646	-0.2731	-0.9374	-0.4426	0.53835787	-0.14182083	-0.22984218	-0.48679182
270	-15.519	0.0785	0.2939	0.3724	0.9635	-0.2776	-1	-0.2776	0.38650752	-0.10340803	-0.10337824	-0.3724
280	-15.277	0.1146	0.0854	0.2	0.9646	-0.2731	-1.03263	-0.0953	0.20733983	-0.05462	-0.01906	-0.206526
290	-14.651	0.117	-0.1505	-0.0335	0.9678	-0.2597	-1.0286	0.09755	-0.03461459	0.00869995	-0.00326792	0.0344581
300	-13.397	0.1801	-0.4023	-0.2222	0.9727	-0.2381	-0.9808	0.2937	-0.22843631	0.05292137	-0.06526014	0.21793376
310	-11.827	0.2307	-0.5213	-0.2906	0.9787	-0.2094	-0.9007	0.4824	-0.29692449	0.06085164	-0.14018544	0.26174342
320	-9.903	0.341	-0.6926	-0.3516	0.9851	-0.1745	-0.7765	0.6538	-0.35691808	0.06138233	-0.22987608	0.2730174
330	-7.686	0.4718	-0.7521	-0.2803	0.991	-0.1349	-0.61691	0.7985	-0.28284561	0.0378377	-0.22381955	0.17291987
340	-5.2505	0.7015	-1.0985	-0.397	0.9958	-0.0918	-0.4283	0.9062	-0.39867443	0.03648033	-0.3597614	0.1700351
350	-2.662	1.2821	-1.3582	-0.0761	0.9989	-0.0464	-0.2194	0.9767	-0.0761838	0.00353104	-0.07432687	0.01669634
360	0	5.7507	-1.3926	4.3581	1	0	0	1	4.3581	0	4.3581	0

Chapitre IV : Etude Dynamique

α°	β°	P_g	P_i	P_Σ	$\text{Cos}\beta$	$\text{tg}\beta$	$\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	$\frac{\text{Cos}(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	P_b	N	Z	T
370	2,662	3,4018	-1,358	2,042	1	0	0	1	2,042	0	2,042	0
380	5,2505	2,4025	-1,2576	1,1424	0,9989	0,0464	0,2194	0,97675	1,14365802	0,05300736	1,1158392	0,25064256
390	7,688	1,5515	-1,0984	0,4516	0,9958	0,09189	0,4283	0,90826	0,45350472	0,04149752	0,410170216	0,19342028
400	9,903	1,20217	-0,8926	0,3074	0,991	0,13499	0,61691	0,7985	0,31019173	0,04149593	0,2454589	0,18963813
410	11,827	0,93578	-0,6551	0,2749	0,9851	0,1745	0,7765	0,6538	0,27905796	0,04797005	0,17972962	0,21345985
420	13,397	0,77214	-0,4023	0,3677	0,9787	0,2094	0,9007	0,4824	0,37570246	0,07699638	0,17737848	0,33118739
430	14,561	0,64353	-0,1505	0,4895	0,9727	0,2381	0,9808	0,29375	0,50323841	0,11654995	0,143790625	0,4801016
440	15,277	0,5712	0,0855	0,6555	0,9678	0,2597	1,0286	0,09793	0,67730936	0,17023335	0,064193115	0,6742473
450	17,519	0,49112	0,2939	0,7839	0,9646	0,2731	1,0323	-0,09534	0,81266846	0,21408309	-0,0747370	0,80921997
460	15,277	0,42477	0,4601	0,8801	0,9635	0,27768	1	-0,27769	0,91344058	0,24438617	-0,24439496	0,8801
470	14,651	0,36021	0,6009	0,9609	0,9646	0,2731	0,9374	-0,4426	0,99616421	0,26242179	-0,42529434	0,90074766
480	13,397	0,3424	0,6963	1,036	0,9678	0,2597	0,8509	-0,5861	1,07046911	0,2690492	-0,6071996	0,8815324
490	11,827	0,30801	0,7572	1,0652	0,9727	0,23817	0,747	-0,7063	1,09509612	0,25369868	-0,75235076	0,7957044
500	9,903	0,2825	0,7905	1,0705	0,9787	0,2094	0,6314	-0,80325	1,0937979	0,2241627	-0,85987912	0,6759137
510	7,686	0,26236	0,8045	1,0645	0,9851	0,17458	0,509	-0,87826	1,08060095	0,18584041	-0,93490777	0,5418305
520	5,2505	0,23523	0,8072	1,0422	0,991	0,13499	0,38309	-0,9335	1,05166498	0,14068658	-0,9728937	0,3992564
530	2,662	0,20912	0,8057	1,0147	0,9958	0,09189	0,2556	-0,9711	1,01897971	0,09324078	-0,98537517	0,25935732
540	0	0,18303	0,8047	0,9877	0,9989	0,0464	0,1278	-0,9919	0,98878767	0,04582928	-0,97969963	0,12622806

α°	β°	P_g	P_i	P_Σ	$\text{Cos}\beta$	$\text{tg}\beta$	$\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	$\frac{\text{Cos}(\beta+\varphi)}{\text{Cos}\beta}$	P_b	N	Z	T
550	-2,662	0,0094	0,8057	0,8151	0,9989	-0,0464	-0,1278	-0,9929	0,8159976	-0,0378206	-0,80931279	-0,1041697
560	-5,2505	0,0094	0,8072	0,8166	0,9958	-0,09189	-0,2551	-0,9711	0,82004419	-0,0750373	-0,79300026	-0,2083146
570	-7,688	0,0094	0,8045	0,8139	0,991	-0,13499	-0,383	-0,9335	0,82129162	-0,1098683	-0,75977565	-0,3117237
580	-9,903	0,0094	0,7905	0,7999	0,9851	-0,1745	-0,509	-0,87826	0,81199878	-0,1395825	-0,70252017	-0,4071491
590	-11,827	0,0094	0,7572	0,7666	0,9787	-0,2094	-0,6314	-0,80325	0,78328395	-0,1605260	-0,61577145	-0,4840312
600	-13,397	0,0094	0,6963	0,7057	0,9727	-0,2381	-0,747	-0,7063	0,72550632	-0,1680271	-0,49843591	-0,5271579
610	-14,561	0,0094	0,6009	0,6103	0,9678	-0,2597	-0,8509	-0,5861	0,6306055	-0,1584949	-0,35769683	-0,5193042
620	-15,277	0,0094	0,467	0,4764	0,9646	-0,2731	-0,9374	-0,4426	0,49388348	-0,1301048	-0,21085464	-0,4465773
630	-15,519	0,0094	0,2939	0,3033	0,9635	-0,27768	-1	-0,2776	0,31478983	-0,0842203	-0,08419608	-0,3033
640	-15,277	0,0094	0,0854	0,0948	0,9646	-0,2731	-1,03263	-0,0953	0,09827908	-0,0258898	-0,00903444	-0,0978933
650	-14,651	0,0094	-0,15	-0,1406	0,9678	-0,2597	-1,0286	0,09755	-0,1452779	0,03651382	-0,01371553	0,14462116
660	-13,397	0,0094	-0,402	-0,3926	0,9727	-0,23817	-0,9808	0,2937	-0,4036187	0,09350554	-0,11530662	0,38506208
670	-11,827	0,0094	-0,655	-0,6456	0,9787	-0,2094	-0,9007	0,4824	-0,6596505	0,13518864	-0,31143744	0,58149192
680	-9,903	0,0094	-0,892	-0,8826	0,9851	-0,17458	-0,7765	0,6538	-0,8959496	0,15408431	-0,57704388	0,6853389
690	-7,686	0,0094	-1,098	-1,088	0,991	-0,13499	-0,61691	0,7985	-1,0978809	0,14686912	-0,868768	0,67119808
700	-5,2505	0,0094	-1,257	-1,247	0,9958	-0,09189	-0,4283	0,9062	-1,2522594	0,11458683	-1,1300314	0,5340901
710	-2,662	0,0094	-1,358	-1,348	0,9989	-0,0464	-0,2194	0,9767	-1,3494844	0,0625472	-1,3165916	0,2957512
720	0	0,0094	-1,392	-1,384	1	0	0	1	-1,384	0	-1,384	0