

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

37/87

وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

Alex

## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT Génie - Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE D'UN BANC D'ESSAI POUR  
MOTEUR A TAUX DE COMPRESSION  
VARIABLE

( Version Essence )

Proposé par :

M. BENBRAIKA

Etudié par :

A. BAGHDADI

Dirigé par :

M. BENBRAIKA

PROMOTION  
JUN 1987



# DEDICACES

Je dédie ce travail à :

- Mes chers parents pour tous les sacrifices consentis à mon égard.
- Mes frères et sœurs
- Toute ma famille
- Tous ceux qui me sont chers.

A. BAGHDADI

## REMERCIEMENTS

Je tiens à présenter  
mes remerciements à :

- Mon promoteur . M . Benbraïka .
- Tous les enseignants de l'E.N.P.
- Mes chers frères : Ayad ; Azouaoui ;  
Djennaoui ; Kherrat ; Benhalima ; ....
- Et ceux qui ont contribué à ma  
formation de près ou de loin .

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
Ecole Nationale Polytechnique  
Département de génie-mécanique  
Promoteur : BENBRAIKA.M.  
Etudiant : BAGHDADI.A.

الموضوع = دراسة منضدة تجريب المحرك بنزين

الملخص : يهدف هذا المشروع الى دراسة تجريبية على محرك ذي نسبة انضغاط متغيرة ، يعمل بالنزين ، TD43 .  
قنا نقارنت النتائج المتحصل عليها خلال التجارب مع النتائج المقدمة من طرف صانع المحرك .

Sujet : Etude d'un banc d'essai de moteur à essence

Resumé :  
Notre projet consiste en une étude expérimentale sur le banc d'essai : Moteur à taux de compression variable TD43 en version essence .  
Les résultats obtenus ont été comparés à ceux dans les catalogues fournis par le constructeur .

Subject : Test bench of a petrol engine

Abstract : Our work consists in an experimental study on the test bench TD43 of a variable compression ratio in petrol version . The obtained results were compared with those given by the constructor .

# SOMMAIRE

chapitre I :	INTRODUCTION .....	1
chapitre II :	GÉNÉRALITÉS .....	3
II-1	Bancs d'essais - classification - principe .....	3
II-1.1	Frein dynamo - dynamomètre .....	3
II-2	Performances et caractéristiques .....	6
II-2.1	Le couple ( $C_e$ ) .....	6
II-2.2	La puissance ( $P_e$ ) .....	7
2-2.1	puissance du cycle théorique .....	7
2-2.2	Puissance indiquée .....	8
2-2.3	Puissance effective .....	8
II-2.3	Consommation spécifique ( $sfc$ ) .....	8
II-2.4	Rendement .....	9
chapitre III :	BANC D'ESSAI TD 43 .....	10
III-1	Description .....	10
III-1.1	Modification du taux de compression .....	11
III-1.2	Allumage .....	14
III-1.3	Système de refroidissement .....	15
III-2	Grandeurs mesurables .....	16
III-2.1	vitesse .....	16

III-2.2. couple .....	16
III-2.3. puissance .....	16
III-2.4. Températures .....	17
III-2.5. consommation d'air .....	17
III-2.6. consommation de combustible .....	18
chapitre IV : ETUDE THÉORIQUE .....	19
IV-1 Cycle théorique (de beau de Rochas) .....	20
IV-1-1. Points du cycle .....	21
IV-1-2. Travail utile .....	22
IV-1-3. Rendement .....	24
IV-1-4. couple .....	25
IV-2. cycle réel .....	28
IV-2-1. Etude du cycle pratique (réel) .....	29
IV-2.2. Amélioration du rendement .....	34
chapitre V : EXPERIENCES ET RESULTATS .....	36
V-1-1. Précautions et vérifications .....	36
V-1-2. Démarrage .....	36
V-1-3. Arrêt .....	37
V-2. Essais à l'essence carburé .....	37
V-3. Méthode de calcul .....	38
V-3-1 consommation de carburant (volum, mass, spc) .....	38

V-3-2	Puissance de friction ..	39
V-3.3	Rendements (thermique; volumet; mec)	40
V-4	Tableaux des valeurs relevées .....	41
V-5	Constatations et interpretations .....	46
V-5.1	Vitesse de rotation .....	46
V-5.2	Taux de compression .....	52
V-6	Calage de l'allumage .....	58
V-6.1	Tableau de valeur .....	58
V-6.2	Etude de l'effet de l'avance à l'allumage.	59
V-7	Essais constructeur et comparaison .....	63
V-7.1	comparaison et discussion .....	65
chapitre VI.	CONCLUSION .....	67



## CHAPITRE I

### INTRODUCTION

En cette époque où le prix des carburants augmente rapidement et, où la pénurie risque de s'installer, il est essentiel que les moteurs soient conçus pour transformer le pouvoir énergétique en puissance avec le meilleur rendement possible, tout en respectant les taux d'émissions polluantes des gaz d'échappement et cela conduit à des conceptions meilleures et des modifications dans les différents systèmes, tel que système d'alimentation, évacuation, comme dans la carburation par exemple. Dans le domaine de faibles et moyennes puissances - soit la construction d'automobiles, le moteur à quatre temps conserve sa primauté dans l'utilisation. C'est le type de moteur sur lequel on est amené à effectuer des essais de performances et de déterminer les caractéristiques.

Les essais ont pour but - donc - de déterminer

"les performances", les qualités et les défauts d'un moteur ainsi que certaines caractéristiques techniques.

Les mesures précises que seuls les essais permettent d'obtenir nous renseignent sur les qualités du matériel neuf ou sur la bonne exécution d'une réparation; ils permettent en outre d'effectuer une mise au point de certains organes, (soit un réglage méthodique et efficace).

Les essais sont effectués sur des bancs dont la variété assure un grand choix pour l'utilisateur.

## CHAPITRE II

### GENERALITES

#### II.1 BANCS DESSAIS - CLASSIFICATION PRINCIPE

Pour essayer le moteur et avoir ainsi ses performances, celui-ci doit être chargé - comme c'est le cas dans la pratique -. La charge provient d'un frein qui absorbe l'énergie fournie par le moteur.

On distingue

des freins mécaniques. exple: frein de prony

des freins Hydroliques. exple: frein froude

des freins Electriques. exple: frein dynamo.

des freins aérodynamiques. exple: " Moulinet R.

Ce sont des freins d'absorption.

#### II 1.1 Frein dynamo-dynamometre ou dynamo-frein (frein électrique).

L'arbre de l'induit de la dynamo est accouplé à l'arbre du moteur chargé. il se produit

un couple électromagnétique entre l'induit et l'<sup>4</sup>  
inducteur qui tend à entraîner la carcasse sup-  
portant les inducteurs dans le sens de la rotati-  
on du moteur. Un poids "P" suspendu à l'extré-  
-mité d'un bras de levier, solidaire de la carca-  
-sse, s'oppose à ce déplacement et établit l'équi-  
libre. La carcasse peut osciller librement sur  
les patiers à roulements montés sur les sup-  
ports fixes.

On fait varier la charge à l'aide de résistances  
variables. Un rhéostat d'excitation permet  
de faire varier l'intensité du courant dans  
les inducteurs et par suite les réactions  
électromagnétiques.

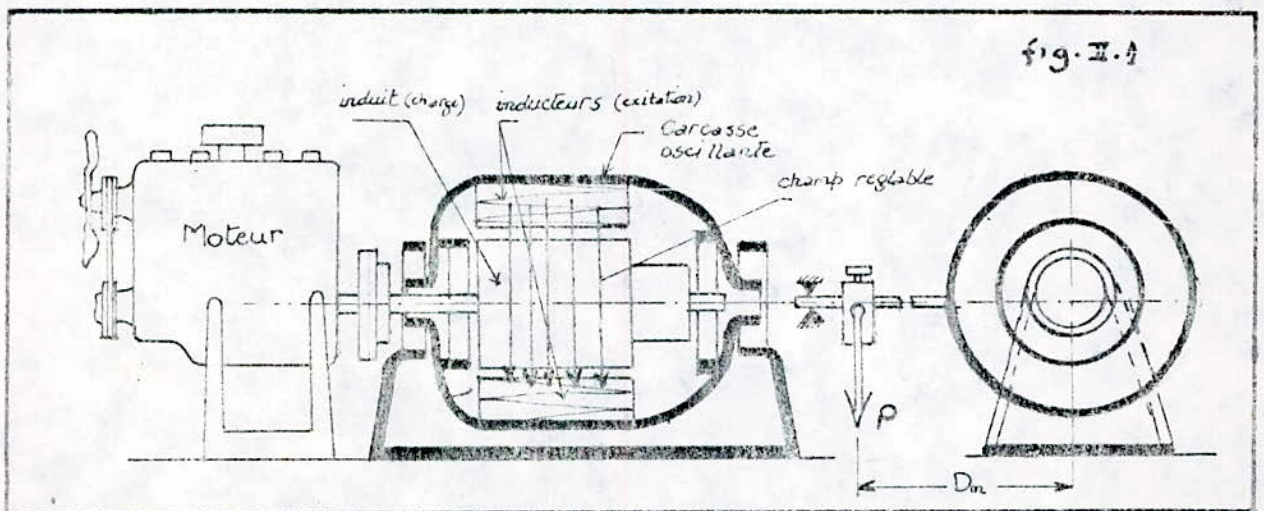
Un dispositif spécial permet d'utiliser la  
dynamo comme moteur électrique soit donc  
pour roder le moteur et pour le demarrer.  
La dynamo-dynamomètre est utilisée surtout  
pour les essais de moteurs à explosion de faibles  
et moyennes puissances, c'est le cas pour notre  
moteur qui ne peut fournir plus de 9 Kw.  
Pour l'excitation de la machine on préfère une  
source de courant extérieur car l'autoexcitation

Peut provoquer soit un échauffement excessif aux vitesses élevées soit des étincelles au collecteur lorsque l'écart entre l'excitation et la charge est important; mais puisque notre moteur n'accède pas les 2500 tr/min alors on ne craint pas l'autoexcitation et c'est pour cela qu'il est à excitation schunt.

La puissance du moteur est égale à celle débitée par la dynamo. Connaissant le courant de charge "I", la tension de charge "U" et le rendement de la machine "p" on a la puissance:

$$P_e = \frac{UI}{p}$$

Mais pour notre cas la puissance est déterminée par le couple au frein.



## II.2 Performances et caractéristiques

L'étude de la variation de la puissance effective  $P_e$ , du couple effectif  $C_e$  et de la consommation spécifique  $S_{fc}$  en fonction de la vitesse de rotation du moteur permet d'établir des courbes appelées : courbes caractéristiques. C'est les courbes qui caractérisent le moteur.

Celles-ci permettent :

- 1) de juger le fonctionnement d'un moteur à divers régimes. (équibrage, carburation...etc).
- 2) de déterminer les conditions d'emploi du moteur pour avoir le régime le plus favorable.
- 3) de comparer les divers moteurs entre eux.

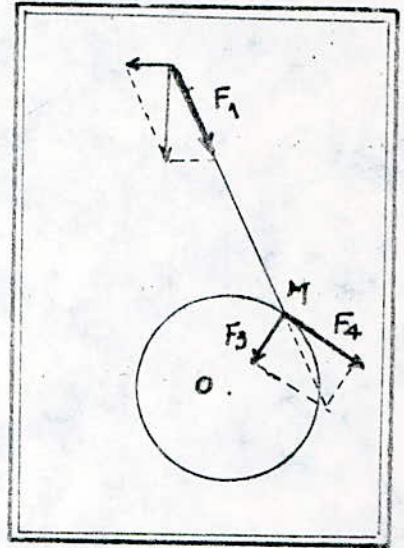
### II.2.1 Le couple ( $C_e$ ).

Le vilebrequin reçoit de la bielle l'effort moteur dû à la détente des gaz. C'est l'effort le plus important exercé sur l'arbre moteur. ( $F_i$  sur la figure). Il est composé en une force radiale  $F_3$  et une force tangentielle  $F_4$ . C'est la force  $F_4$

qui provoque la rotation de l'arbre en créant le couple:

$$C = F_4 \cdot OM$$

Pratiquement, ce couple est déterminé à partir du frein en faisant le produit du poids  $P$  des masses suspendues par son bras de levier. (voir schéma du frein). alors:  
fig II.1



$$F_4 \cdot OM = P \cdot D_m$$

## II.2.2 La puissance ( $P_e$ ).

C'est le travail développé par le moteur par unité de temps.

Pour un moteur donné on peut envisager les différentes puissances suivantes :

### 2.2.1 Puissance du cycle théorique

Celle que le moteur devrait fournir s'il fonctionne exactement suivant le cycle théorique,

c'est à dire s'il n'y avait pas de pertes. Elle peut être déterminée par le calcul.

### 2.2.2 Puissance indiquée

Puissance que l'on pourrait recueillir sur le piston, c'est à dire celle développée dans le cylindre.

### 2.2.3 Puissance effective (ou puissance au frein).

Celle disponible sur l'arbre moteur. Soit donc celle qui nous intéresse et celle dont nous sommes amenés à déterminer, et cela à partir du frein installé. Connaissant le couple,

on a :

$$P_e = C_e \cdot \omega = \frac{2\pi N}{60} \cdot C_e = \frac{\pi N}{30} \cdot C_e (\omega)$$

### II.2.3 Consommation spécifique (Sfc)

C'est un critère utile pour l'appréciation du caractère économique de l'énergie délivrée. C'est la quantité de carburant brûlée pour produire une unité de travail.



$$Sfc = \frac{\text{consommation de carburant (masse / unité de temps)}}{\text{Puissance effective}}$$

$$Sfc = \frac{\dot{m}_{\text{(carbur)}}}{P_e}$$

$\dot{m}$ : débit massique de carburant: déterminé en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer une masse donnée correspondant à un volume donné.

### II.2.4 Rendement

Il est intéressant de connaître dans quelle proportion l'énergie calorifique produite par quantité d'essence brûlée dans le moteur est transformée en énergie utilisable sur l'arbre moteur; c'est à dire de connaître le rendement du moteur.

On envisagera les différents rendements nécessaires :

- Rendement thermique
- Rendement volumétrique
- Rendement mécanique.

## CHAPITRE III

### BANC DESSAI TD43

#### III.1 DESCRIPTION

Le banc d'essai TD43 est construit à partir d'un moteur diesel marin "monocylindre" à quatre temps, refroidi par eau.

On peut faire varier son taux de compression ( $\epsilon$ ) entre 5 et 18".

En alimentation normale le moteur fonctionne à l'essence, au gasoil, au propane ou au gaz naturel. Il existe un surpresseur d'alimentation qui peut être utilisé avec la version Diesel ou injection d'essence (suralimentation).

Le moteur est accouplé directement à un dynamomètre électrique qui sert également à mettre le moteur en marche et à le faire tourner lors des tests de friction (pertes mécaniques). Le moteur et le dynamomètre sont montés tous deux sur un socle rigide en acier reposant

librement sur quatre pieds antivibrations.

Deux consoles sont montées derrière le moteur. Celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur, et les commandes de sélection des charges. Celle de droite porte les instruments de mesures.

Les pompes à essence (et à injection) ne sont pas utilisées. Des réservoirs d'essence et de gasoil sont montés sur le dessus de la console, ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement.

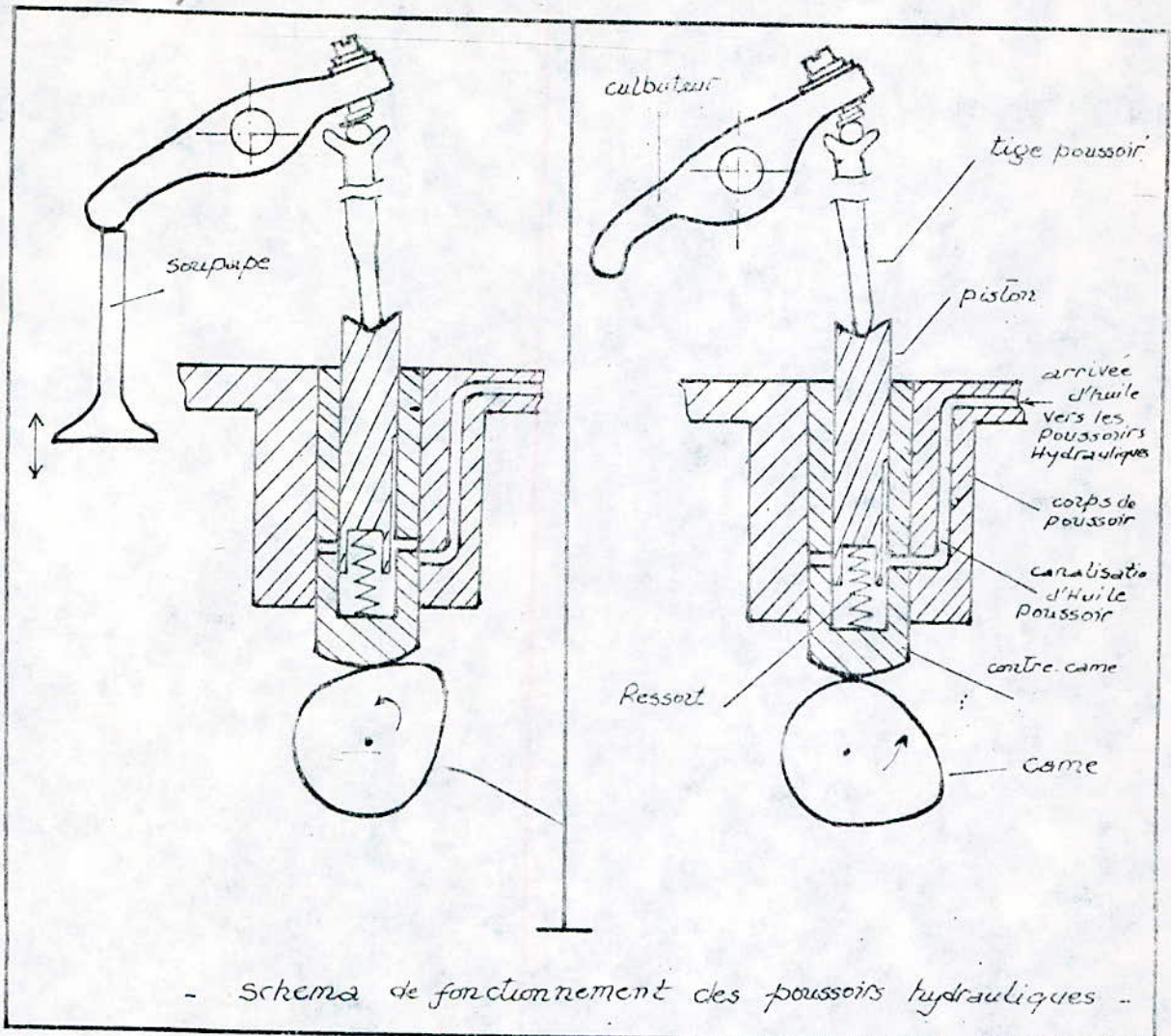
Derrière la console sont montés :

un débitmètre visqueux destiné à mesurer la consommation d'air du moteur.

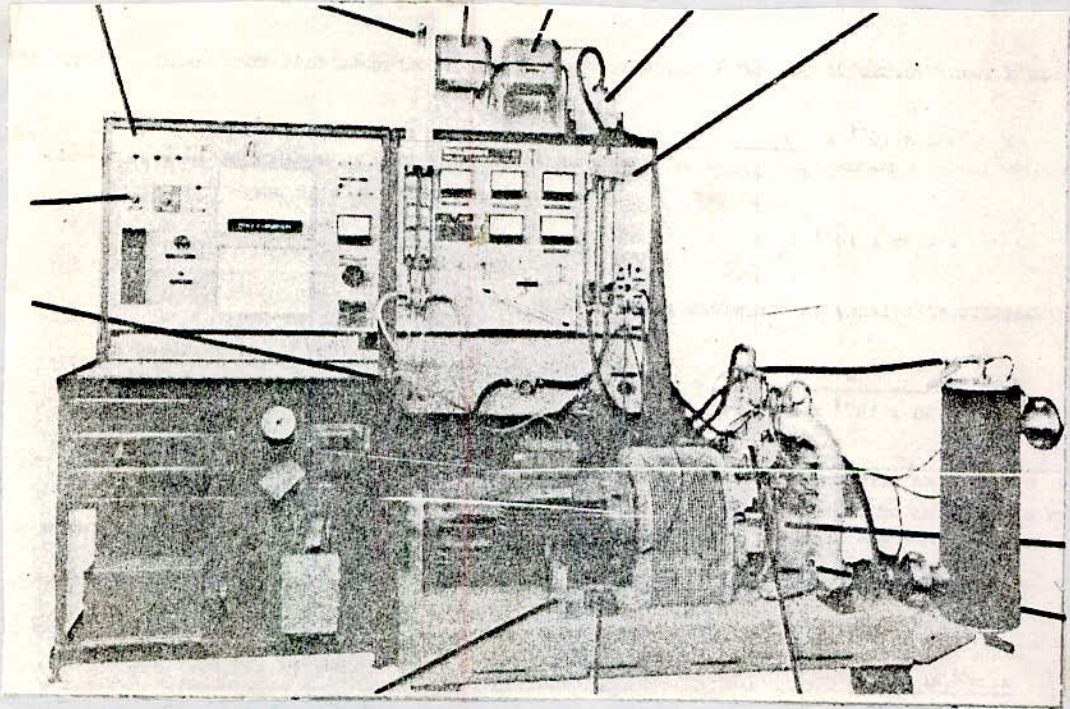
L'ensemble radiateur/ventilateur assurant le refroidissement. (La figure 2 donne une vue générale).

### III 1.1 Modification du taux de compression

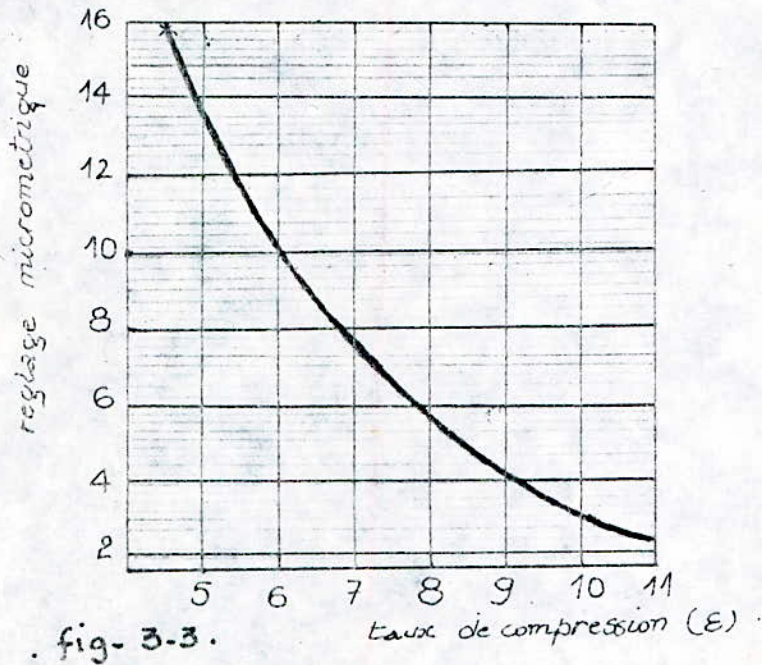
A l'aide de la manette à cliquet, on fait monter ou descendre l'ensemble complet culasse, cylindre et soupapes par rapport au carter moteur.



Ce qui permet le changement du volume mort soit donc la variation du taux de compression ( $\epsilon$ ).  
 Pour le réglage des soupapes : des poussoirs hydrauliques - qui se réglent automatiquement quand on modifie ( $\epsilon$ ) - entraînent les tiges poussoirs des soupapes qui eux agissent sur les soupapes.  
 (Le schéma ci dessus montre le réglage automatique des poussoirs) (fig III.1).



la détermination du taux de compression se fait par simple lecture sur la courbe d'étalonnage donnant le taux en fonction du déplacement de la culasse, mesuré à l'aide d'un micromètre.  
(voir fig III.3)



### III.1.2 Allumage

Le système d'allumage utilise une bobine 12V, un rupteur commandé par une came.

L'allumage peut être calé entre 30° avant PMH et 10° après PMH. Le réglage s'effectue en tournant à la main une vis se trouvant à droite du moteur.

### III.1.3. Systeme de refroidissement

L'eau est pompée dans le collecteur de tête vers le radiateur, puis elle passe dans la chemise où elle se charge de la chaleur dégagée par le moteur. Des températures d'eau sont mesurées à l'entrée et à

la sortie, par des capteurs installés dans la chemise.

Le débit d'eau est déterminé par la courbe d'étalonnage

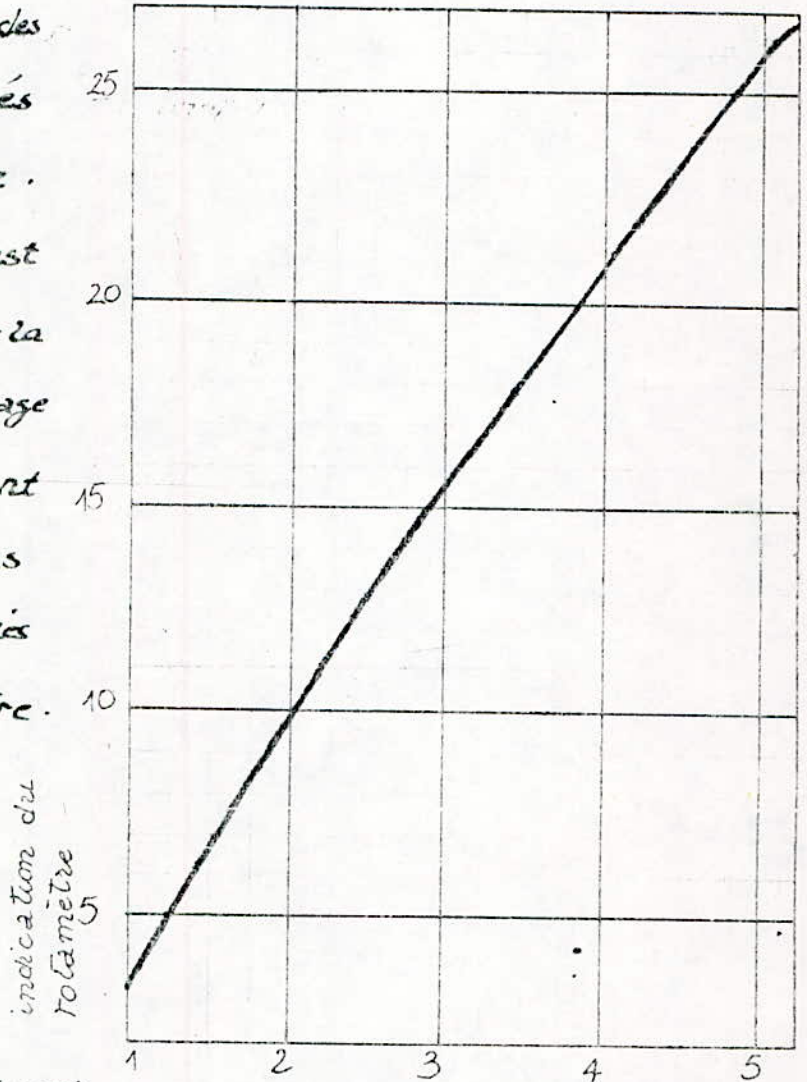
ci contre - donnant celui-ci pour des hauteurs indiquées par le rotamètre.

si la température extérieure diffère de 20° on ajuste

le débit à 20° par:

$$1,00 + 0,00025t.$$

$t$ : Température de l'eau en °C.



## III.2 Grandeurs mesurables

16

### III.2.1 Vitesse

Mesurée électroniquement par un dispositif de comptage d'impulsion. On lit sa valeur directement sur le cadran. (Tachymètre).

### III.2.2 couple

La tendance du Carter à tourner avec l'arbre est absorbée par un bras poussant contre un ressort dont la compression est mesurée par un potentiomètre linéaire.

Le signal électrique de sortie du potentiomètre est proportionnel au couple exercé sur le Carter, qui se lit directement sur le cadran du couplemètre.

### III.2.3 Puissance

Les signaux électriques du tachymètre et du couplemètre sont transmis au circuit de mesure



de la puissance qui applique 'electroniquement la relation :

$$P_{(grain)} = \frac{2\pi C_e}{60 \cdot 10^3} \text{ (kwatt)}$$

qui sera lue directement sur le cadran. Les pertes par friction ne sont pas comptees.

### III.2.4 Températures

Toutes les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples, et seront affichées directement sur les cadrans des thermomètres.

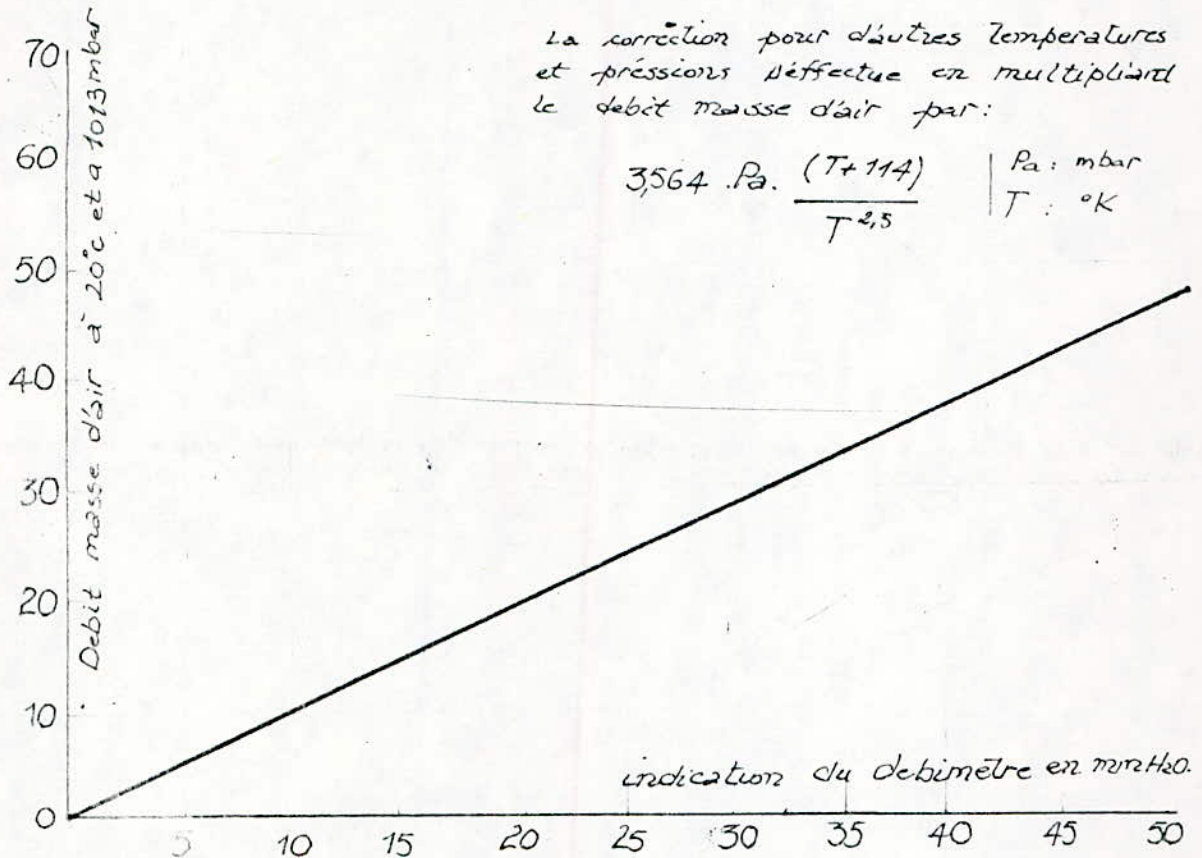
### III.2.5 Consommation d'air

L'air n'est aspiré dans le cylindre que pendant une course du piston sur quatre, car le moteur est un monocylindre. Pour réduire la tendance à avoir un débit pulsant, un debimetre visqueux est prévu ainsi pour éviter la nécessité d'un volume d'amortissement très important.

La mesure du débit s'effectue en relevant

la chute de pression entre l'intérieur et l'extérieur du cylindre, et la courbe d'étalonnage nous donne la valeur du débit d'air admis.

(Kg/h)



### III. 2.6 Consommation de combustible (carburant)

Déterminée après ouverture des robinets et en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer les différents volumes donnés par la pipette, soient: 8 ml, 16 ml et 32 ml.

## CHAPITRE IV

### ETUDE THEORIQUE

La puissance et le couple que peut fournir un moteur pour une consommation donnée dépendent de plusieurs facteurs ; facteurs qui commencent depuis l'entrée du mélange carburé (dans le carburateur) jusqu'à la sortie du cylindre (échappement), et qui influent directement ou indirectement sur la qualité, la quantité du mélange carburé et sur la manière dont il évolue.

On entend par :

#### \* Qualité du mélange

Type d'essence utilisée et ses caractéristiques, son état physique, rapport air/carburant (soit le coefficient d'exces d'air  $\lambda$ ), etc....

#### \* Quantité du mélange

Section de passage, vitesse à l'admission, différence de pression entre l'extérieure et l'intérieur

du cylindre ... etc ...

\* Manière dont il évolue :

Les différentes étapes du cycle telles que, comp. -ression, combustion (qui représente un facteur essentiel), détente et échappement; Avance ou retard à l'ouverture ou à la fermeture des soupapes etc...

#### IV.1. Cycle théorique (de Beau de Rochas)

Le cycle théorique suppose :

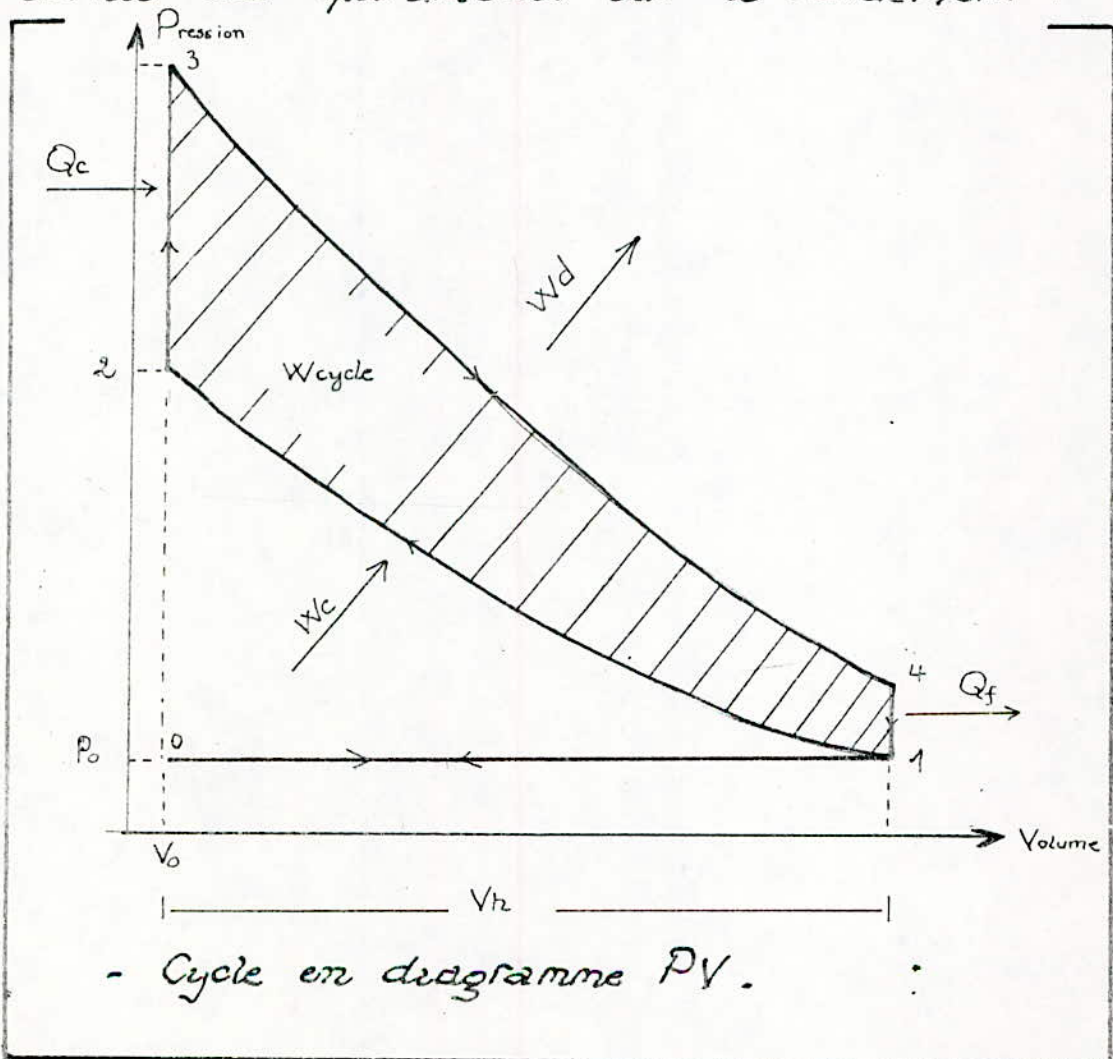
- L'évolution réversible
- Pas de pertes (exceptée celle emportée par la source froide).
- Pas de combustion (mais apport de l'extérieur).
- Gaz évoluant parfait.
- La même quantité de substance évoluant reste au cylindre de moteur et sert pour un nombre indéterminé de cycle fermé.
- Pas de changement de composition chimique du gaz parfait évoluant.

L'étude du cycle théorique est nécessaire afin de :

- distinguer et évaluer la perfection des processus thermiques réels

- Avoir une idée claire à propos des tendances.

- Apprécier d'une manière plus juste l'influence des paramètres sur le rendement.



#### IV-1.1 Points du cycle

Cherchons les différents points du cycle.

\* Admission isobarique (0-1)

$$P_0 = P_1 = P_a ; T_0 = T_a ; V_0 : \text{volume mort}$$

$$V_1 = V_0 + V_h$$

\* Compression adiabatique (1-2)

$$P_2 V_2^\gamma = P_1 V_1^\gamma \Rightarrow P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = P_1 \epsilon^\gamma$$

$$T_2 V_2^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 \epsilon^{\gamma-1}$$

\* Apport de chaleur ( $Q_c$ ) à volume constant (2-3)

$$Q_c = C_v (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = T_2 + \frac{Q_c}{C_v}$$

$$P_3/T_3 = P_2/T_2 \Rightarrow P_3 = P_2 T_3/T_2 = P_2 \left( 1 + \frac{Q_c}{T_2 C_v} \right)$$

\* Détente adiabatique (3-4)

$$P_4 = P_3 / \epsilon^\gamma ; T_4 = T_3 / \epsilon^{\gamma-1}$$

\* Cession de chaleur à volume constant (4-1)

Les mêmes valeurs que ceux en fin d'admission.

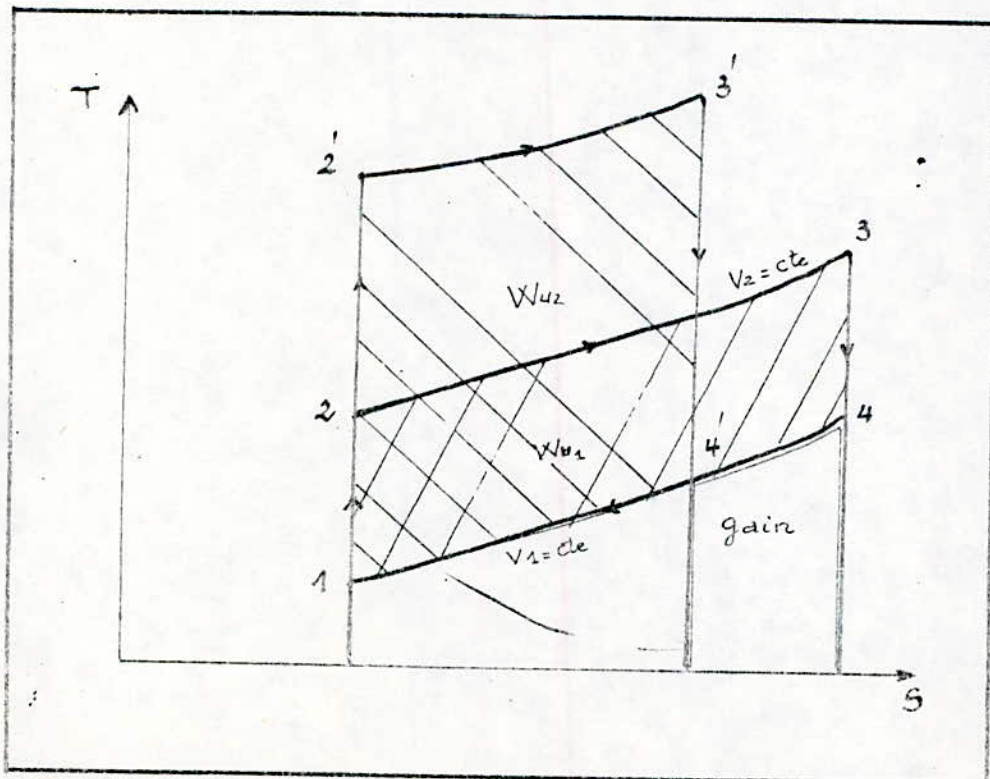
#### IV.1.2 Travail utile

Le travail utile du cycle se détermine comme diffé-

rence entre le travail de détente et le travail de compression, il peut se présenter comme différence entre la chaleur apportée  $Q_c$  et la chaleur cédée  $Q_f$ , c'est à dire  $W_u = |Q_c| - |Q_f|$ .

Il représente aussi l'aire hachurée délimitée par les différentes lignes du cycle.

On remarque que si l'on augmente le taux de compression (c'est à dire que  $V_0$  devient encore plus petit que  $V_1$ ), alors l'aire hachurée augmente (c'est à dire que le travail utile augmente). dans le diagramme T-s suivant apparaît bien cette augmentation.  $1'2'3'4' : W(E) < 1234 : W(E)$



## IV-1.3 Rendement

Le rendement thermodynamique est donné par:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail utile}}{\text{chaleur produite}} = \frac{W_{cycle}}{Q_c} = \frac{-|W_d| + |W_c|}{Q_c} = \frac{|W_d| - |W_c|}{|Q_c|}$$

$$\eta_{th} = \frac{|Q_c| - |Q_f|}{|Q_c|} = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|}$$

et en se référant aux différents points du cycle on peut écrire:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1/T_2 \left( \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \right)}$$

et avec:  $T_1/T_2 = \epsilon^{1-\gamma}$  ;  $T_4/T_3 = \epsilon^{1-\gamma}$  ;  $T_1/T_2 = \epsilon^{1-\gamma}$  }  $\Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

d'où:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

On remarque que le rendement ne dépend que du taux de compression ( $\epsilon$ ) et du coefficient de l'adiabatique ( $\gamma$ ).

Et si l'on accepte que  $\gamma$  reste à peu près constant alors  $\eta_{th}$  ne dépend que de  $\epsilon$ , et il augmente avec celui-ci jusqu'à atteindre une valeur qui varie

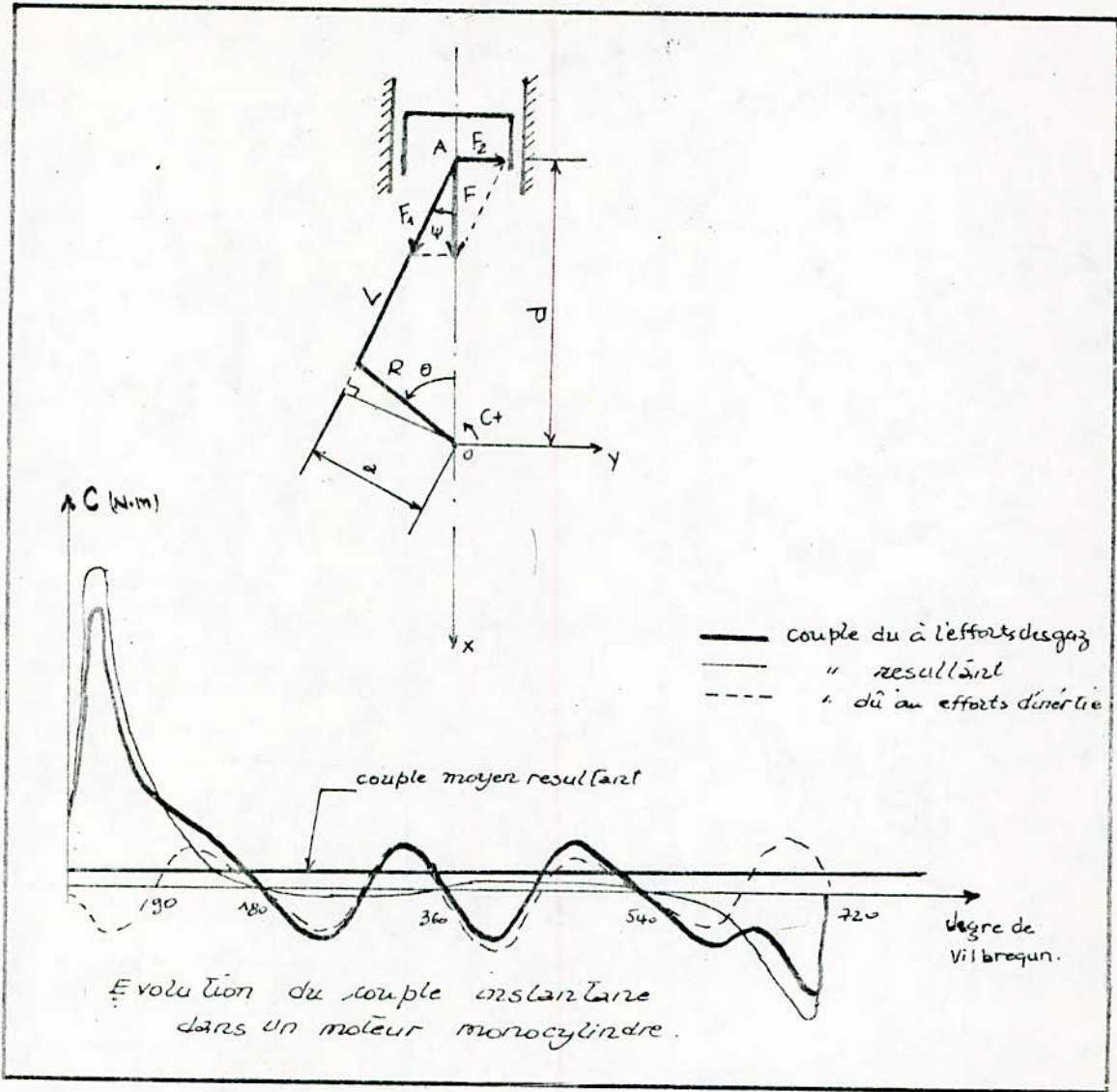


peu, soit pour  $\varepsilon \approx 20$ . Et par conséquent le travail utile augmente comme on a pu le voir avant.

#### IV.1.4 Couple

La valeur constante du couple qui est indiquée par le couplemètre ou calculée à partir du frein représente la valeur moyenne de celui-ci pendant un cycle de fonctionnement du moteur. En valeur instantanée le couple résultant est composé du couple dû au gaz et du couple dû aux efforts d'inertie, et change de valeur pendant la rotation du vilebrequin.

L'expression théorique exacte donnant le couple en fonction de la vitesse et d'autres variables est très difficile à obtenir vue la complexité que présente la résolution de l'équation différentielle donnant le couple, qui tient compte de la variation de plusieurs paramètres. Mais avec les techniques de discrétisation en série de Fourier, et autres, la dynamique appliquée au système piston, bielle, manivelle nous permet d'écrire :



Le théorème des travaux virtuels permet d'écrire directement l'expression du couple :  $T = C$ .  $T$ : couple.

$$F \cdot dx = T d\theta \Rightarrow T = F \frac{dx}{d\theta}$$

ou en utilisant la figure ci-dessus :  $T = F_1 \cdot a$

$$\text{or } F_1 = \frac{F}{\cos \psi} \text{ et } a = R \sin(\theta - \psi) \Rightarrow$$

$$T = F.R \frac{\sin(\theta - \psi)}{\cos \psi} = \left[ \Delta P.S - (m_A + m_P) \frac{d^2x}{dt^2} \right] \frac{R \sin(\theta - \psi)}{\cos \psi}$$

$\Delta P.S$  : effort dû aux gaz sur le piston .

$m_A$  : portion en translation de la bielle .

$m_P$  : masse du piston .

$\frac{d^2x}{dt^2}$  : accélération instantanée du piston .

L'expression du couple  $T$  décomposée en série de fourier présente plusieurs termes en somme, c'est les harmoniques de la série .

La valeur moyenne, constante du couple est donnée par le premier harmonique  $|C_0|$ .

$$T = |C_0| + |C_1| \sin(\omega t + \varphi_1) + |C_2| \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots$$

$$T_{\text{moy}} = |C_0| = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} T(\theta) d\theta = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \left( \Delta P.S - (m_A + m_P) \frac{d^2x}{dt^2} \right) \frac{R \sin(\theta - \psi)}{\cos \psi} d\theta$$

en intégrant cette expression on tire le couple  $T_{\text{moy}}$  comme somme de deux termes :

$$T_{\text{moy}} = a \omega^2 + b$$

avec  $a$  : constante à déterminer

b: resultat obtenu en integrant l'expression -  

$$\frac{1}{4\pi} \Delta P. S. \frac{\sin(\theta - \psi)}{\cos \psi}$$
 entre zero et  $4\pi$ .

Cette expression depend de la pression des gaz comme il aparait. et plus on fait augmenter  $\epsilon$  (Taux de compression) La pression des gaz augmente et par consequent la valeur du couple moyen.

Dans ce qui precede on a essaye de mettre en evidence l'effet du Taux de compression sur quelques grandeurs recherchees. on va constater cela lors de l'etude du cycle reel, et aussi l'influence d'autres parametres.

#### IV-2. Cycle reel

Dans les moteurs reels les suppositions faites auparavant pour le cycle theorique ne sont plus remplies: l'equilibre des pressions entre l'atmosphere et l'interieur du cylindre a l'admission et a l'echappement n'est pas rigoureux, car l'ouverture et la fermeture des soupapes ne sont plus instantanees et les fluides mettent

du temps pour sécouler.

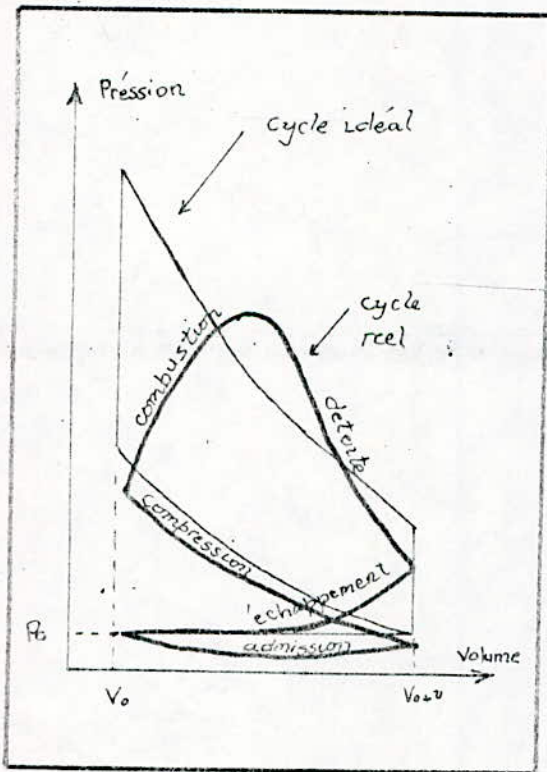
L'explosion, elle aussi demande un certain délai (pour un moteur tournant à 3000 Tr/mn, une explosion durant  $\frac{1}{300}$  de seconde correspond à une rotation du vilebrequin de  $60^\circ$ ). Alors, afin de se rapprocher le plus possible du diagramme théorique - pour avoir ainsi le meilleur rendement - , on doit opérer à un décalage dans la commande des organes de distribution de façon à modifier dans le cycle les points d'ouverture et de fermeture des soupapes, et également donner de l'avance à l'allumage pour obtenir la pression maximale dans le cylindre juste devant le P.M.H. Aussi faut-il choisir ou, régler le meilleur rapport air/carburant du mélange et dans un état bien pulvérisé et très bien évaporé, pour avoir ainsi soit une puissance maximale ou une économie maximale.

## 2.1 Étude du cycle pratique (réel).

Les différentes opérations s'effectuent avec une

avance ou un retard que l'on mesure par rapport aux points morts correspondants, soit par l'angle du cercle de vilebrequin soit par la distance du piston. Les constructeurs utilisent indifféremment les valeurs angulaires ou les valeurs linéaires pour caractériser le réglage d'un moteur.

### Premier temps: Admission



La durée théorique d'admission est trop courte pour que le remplissage soit correct, compte tenu de l'ouverture et de la fermeture de la soupape. La colonne de gaz frais qui circule dans la tubulure d'admission à grande vitesse moyenne (10 à 20 m/s), et dont le débit est intermittent mais s'effectue à des vitesses beaucoup plus élevées (40 à 80 m/s), serait le siège de tourbillons excessifs au passage de la soupape,

si l'on ne modifiait l'instant d'ouverture de la soupape.

- a) Avance à l'ouverture de la soupape d'admission.

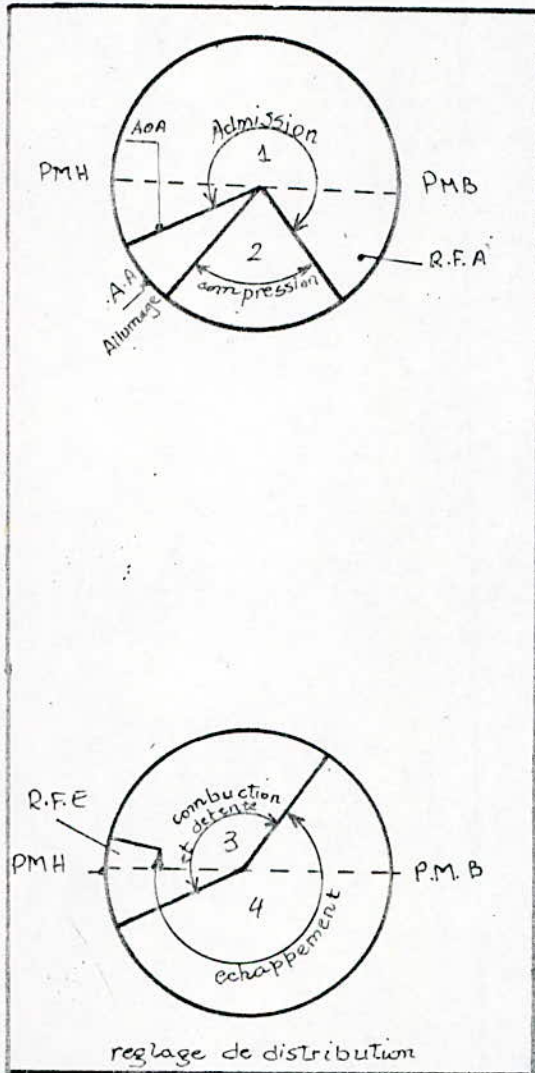
$$AOA = 5^\circ \text{ environ}$$

Cette avance tient compte du temps nécessaire à la levée de la soupape ; l'ouverture est totale dès l'instant où la dépression commence à se faire sentir.

- b) Retard à la fermeture de la soupape d'admission

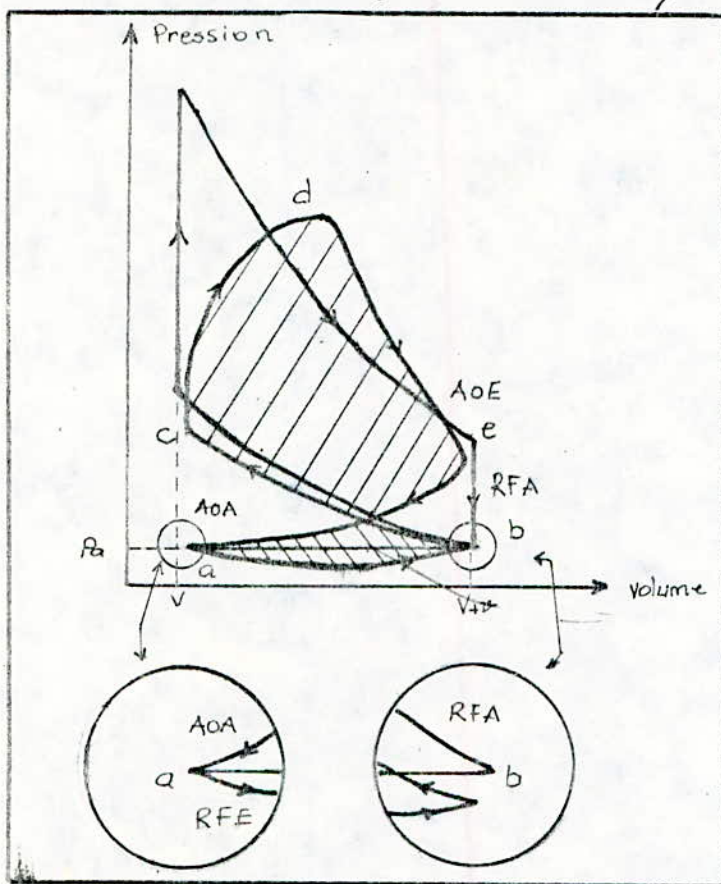
$$R.F.A. = 30^\circ \text{ à } 40^\circ$$

Au PMB la dépression ne fait encore sentir et les gaz aspirés à grande vitesse, continuent à affluer à l'intérieur du cylindre. Il y a donc intérêt à retarder la fermeture de la soupape d'admission.



## Deuxième temps : Compression

La courbe de compression est tout entière au dessous de la courbe théorique puisqu'on part d'une pression plus basse. (pression en fin d'admission inférieure à la pression extérieure.)



## Troisième temps : Explosion et détente

Avance à l'allumage:  $AA = 10^\circ \text{ à } 30^\circ$ .

Cette avance vient, compte de la durée qui s'écoule entre le déclenchement du système d'allumage et l'apparition de l'étincelle, et surtout de la durée de la combustion ( $1/4$  à  $1/5$  de Tour de



vibrer). En étalant de part et d'autre du PMH la combustion, on peut profiter davantage de la haute pression des gaz brûlés. La remontée du piston se trouve contrariée mais, outre que les hautes pressions ne sont pas atteintes avant le PMH, l'inertie du piston évite que l'embellage ne subisse un choc violent (cliquetis).

#### Quatrième temps : Echappement

L'échappement n'est jamais complet car les gaz brûlés, contenus dans l'espace mort ne peuvent pas être éliminés ; on évite simplement que ces gaz résiduels soient encore sous une pression élevée à la fin de l'échappement, afin que leur masse reste voisine du minimum.

a) Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement.

$$AOE = 35 \text{ à } 45^\circ$$

Cette avance permet à la soupape d'échappement de présenter l'orifice de passage maximum aux gaz brûlés avant que le PMB ne

ne soit atteint et, surtout, la chute de pression dans le cylindre est fort avancée lorsque le piston commence à remonter; La résistance des gaz brûlés se trouve diminuée, leur détente est presque totale lorsque le piston atteint le PMH.

b) Retard à la fermeture de la soupape d'échappement. R.F.E. = 10° environ.

Il n'y a aucun inconvénient à laisser la soupape d'échappement ouverte alors que la soupape d'admission est déjà soulevée. il ya suite d'échappement provoquée par l'inertie des gaz frais.

## IV 2.2 Amélioration du rendement

le réglage de distribution décrit précédemment et le réglage du carburateur, sont les seuls moyens dont on dispose dans la pratique pour obtenir un moteur de rendement maximal.

le cycle théorique nous a fait apparaître que le travail utile croit avec le taux de compression  $\epsilon$ .

on a donc intérêt à faire augmenter la valeur de  $\epsilon$  en réduisant l'espace mort au maximum. Mais on ne peut pas dépasser impunément certaines valeurs limites, car la température des gaz s'élève rapidement, et le mélange air-essence s'enflamme spontanément pour des températures dépassant les  $330^\circ$  environ, c'est à dire l'autoallumage aura lieu dans ces conditions. Et ceci entraîne obligatoirement des chocs violents aux système d'embielage car la combustion s'achèvera avant que le piston ait atteint le P.M.H. (C'est la détonation.).

Donc on doit procéder à un réglage rigoureux qui sera fonction du régime du moteur, de l'état du mélange air-essence etc...

## CHAPITRE V

### EXPERIENCES ET RESULTAS

#### V.1.1-Précautions et vérifications

- Vérifier les niveaux d'huile et d'eau de refroidissement
- Brancher l'alimentation
- Régler le débit d'eau à la valeur maximale.
- Appuyer sur le bouton reset. Les voyants verts s'allument
- Tourner le variateur d'intensité de la charge à fond dans le sens antihoraire
- Placer le bouton de commande de la vitesse en position minimum.

#### V.1.2 Démarrage

- Placer le selecteur Motor/generate en position Motor et appuyer sur le bouton "Start".
- Accélérer à moitié

- Augmenter lentement la vitesse, et brancher l'allumage.

Quand le moteur démarre, il faut placer le sélecteur Moteur/générateur en position générateur, puis laisser chauffer le moteur à une vitesse modérée ( $< 1250$  tr/min) pour passer ensuite aux essais à pleine ouverture des gaz.

### V.1.3 Arrêt

- Réduire graduellement les gaz et la charge simultanément.

- Couper l'allumage et fermer les robinets

- Placer le sélecteur M/générateur en position "off".

### V.2 Essais à l'essence carburé

L'universalité du banc d'essai peut fournir de nombreuses informations; On s'intéresse dans nos essais aux effets: du Taux de compression et du calage de l'allumage sur les performances du moteur.

Pour garantir que le moteur produise sa puissance maximale, celui-ci est testé à pleine ouverture des gaz sur une large plage de vitesse.

Pour arriver à obtenir les différents rendements nous devons mesurer et calculer les paramètres suivants :

- Couple
- puissance
- pertes par friction. (obtenues en entraînant le moteur par la génératrice).
- consommation spécifique
- Rapport Air/carburant
- températures

### V-3 Méthode de calcul

La vitesse de rotation, le couple et la puissance au frein sont relevés directement par lecture.

#### V-3.1 Consommation de carburant

Il s'agit de mesurer le temps nécessaire pour consommer les différents volumes de la pipette, en essence. soit 8, 16, 32 ml.

### V-3.1.1 consommation Volumique

$$C_v = \left( \frac{8}{t_1} + \frac{16}{t_2} + \frac{32}{t_3} \right)^{1/3} \quad (\text{ml/s})$$

### V-3.1.2 consommation massique

$$C_m = C_v \cdot \rho \cdot 10^{-3} \times 3600 \quad (\text{kg/h})$$

$$C_m = 2,664 \cdot C_v \quad (\text{kg/h})$$

### V-3.1.3 consommation spécifique (sfc)

$$Sfc = \frac{C_m}{P} \quad (\text{kg/kwh})$$

### V-3.2 Puissance de friction

Caractérise les pertes mécaniques. Calculée par la formule :

$$P_f = \frac{2\pi N}{60 \cdot 10^3} \cdot C_f$$

$C_f$ : couple de friction relevé du couplemètre après avoir accroché des masses à l'arrière du dynamomètre. (voir catalogue).

## V-3.3 Rendements

### V-3.3.1 Rendement thermique. ( $\eta_b$ )

Celui-ci fournit une appréciation sur le rendement global du moteur :

$$\eta_b = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{énergie fournie}} = \frac{P}{C_m \cdot P_{ci}}$$

$$\eta_b = \frac{3600}{S_{fc} \cdot P_{ci}}$$

$P_{ci}$  = pouvoir calorifique inférieur = 42000 (KJ/kg)

### V-3.3.2 Rendement Volumétrique

$$\eta_v = \frac{\text{charge d'air admise réellement}}{\text{charge d'air admise théoriquement}} = \frac{C_{HR}}{C_{Hth}}$$

(dans les conditions  $P_a, T_a$ )

si l'on assimile l'air à un gaz parfait on a :

$$C_{Hth} = \frac{P_a \cdot V_h}{r T_a} = \frac{P_a}{r T_a} \frac{V_h}{2.60/N} = \frac{P_a \cdot N \cdot V_h}{120 \cdot r \cdot T_a} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot P_a \cdot N}{120 \cdot 287 \cdot T_a}$$

si l'on exprime : •  $P_a$  en mbars ;  $N$  en tr/mn

•  $T_a$  en °K ;  $C_{Hth}$  en Kg/h



Alors on a :

$$C_{H+R} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{+2} \cdot 3600}{120 \cdot 287} \cdot \frac{P_a \cdot N}{T_a} = 0,00608 \frac{P_a \cdot N}{T_a}$$

$C_{H+R}$  : charge d'air réelle déterminée à partir de la courbe d'étalonnage.

$$\longrightarrow \eta_v = \frac{C_{H+R} \cdot T_a}{0,00608 P_a \cdot N} = 164,37 \frac{C_{H+R} T_a}{P_a \cdot N}$$

### V-3.3.3 Rendement mécanique

donné par la formule :

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance au frein}}{P_{\text{au frein}} + P_{\text{friction}}}$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + P_f/P_e}$$

### V-A Tableaux des Valeurs relevées

Il est essentiel de présenter les résultats des essais d'une manière claire et cohérente en particulier quand les résultats ne sont pas analysés immédiatement.

Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	25	27	30	33	35	34	34
	Puissance (KW)	6,5	6,3	6,1	5,7	5,3	4,2	3,4
Air	manometre (mm H <sub>2</sub> O)	38,5	38,0	35,0	35,0	28,0	24,5	20,0
	Debit d'air (kg/hr)	35,8	35,25	31,75	31,75	25,85	22,7	18,5
carburant	Temps pour consommer 8 ml	7	7	8	8	10	10	13
	Temps pour consommer 16 ml	14	16	17	19	22	25	30
	Temps pour consommer 32 ml	25	27	28	32	37	42	52
	Debit volumi C <sub>v</sub> (ml/s)	1,188	1,109	1,028	0,947	0,797	0,734	0,588
	Debit massi C <sub>m</sub> (kg/hr)	3,170	2,959	2,742	2,527	2,127	1,958	1,568
	Cons. specif S <sub>sc</sub> (kg/kwh)	0,487	0,469	0,449	0,443	0,401	0,466	0,461
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{carburant}}$		11,29	11,91	11,58	12,56	12,15	11,59	11,80
Friction	Couple (N.m)	/	/	13	12,6	13	11,1	11,3
	Puissance (KW)	/	/	2,721	2,308	2,041	1,452	1,183
Rendement	Thermique $\eta_b$	0,1757	0,1824	0,1906	0,1933	0,2130	0,1838	0,1858
	Volumetrique $\eta_v$	0,6761	0,7397	0,7496	0,8566	0,8137	0,8574	0,8735
	Mecanique $\eta_m$	/	/	0,692	0,712	0,722	0,743	0,742

## Parametres fixes

Eaux de Compression	Colage de l'allumage	Reglage carburateur ( $\eta_{ba}$ de tours)	Carburant	Poids specifique	ouverture des gaz	temperat. ambiante	Pression barometrique
$\epsilon = 9$	10 AV. PMH	25	essence	$\rho = 0,741$	pleine ouverture	18°C	1 atm

Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	17	22,8	25,5	29,5	29,5	29	27
	Puissance (KW)	5,2	5,7	5,6	5,6	4,9	4	3,4
Air	manometre (mm H <sub>2</sub> O)	40	39	35,5	32	26,5	22,5	19
	Debit d'air (kg/hr)	35,6	35	31,6	28,3	23,5	20,2	16,8
Carburant	Temps pour consommer 8 ml	7	7	8	9	10	12	15
	Temps pour consommer 16 ml	14	16	17	19	23	28	32
	Temps pour consommer 32 ml	27	28	29	34	38	42	50
	Debit volumi C <sub>v</sub> (ml/s)	1,157	1,095	1,015	0,8907	0,7793	0,6667	0,5578
	Debit massi C <sub>m</sub> (kg/hr)	3,0822	2,917	2,703	2,373	2,076	1,776	1,486
	cons. specif S <sub>fc</sub> (kg/kwh)	0,5927	0,5119	0,4828	0,4237	0,4237	0,440	0,437
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{carburant}}$		11,57	12,00	11,70	11,91	11,35	11,37	11,32
Friction	Couple (N.m)	/	/	12,8	12,5	12,4	11,5	11,2
	Puissance (KW)	/	/	2,70	2,29	1,95	1,51	1,17
Rendement	Thermique $\eta_b$	.1446	.1674	.1775	.2023	.2023	.1930	.1961
	volumetrique $\eta_v$	.6882	.7502	.7629	.7791	.7574	.7791	.8115
	Mecanique $\eta_m$	/	/	.6764	.7098	.7157	.7267	.7436

## Parametres fixes

Taux de Compression	Colage de l'allumage	Reglage carburateur ( $\eta_{bz}$ de tours)	Carburant	Poids specifique	ouverture des gaz	temperat ambiante	Pression barometre
$\epsilon = 8$	10 <small>AX.MH</small>	2,4	essence	$\rho = 0,741$	pleine ouverture	24°C	1 atm.

Frein	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	18	20,5	24	27	30,5	29	27,5
	Puissance (KW)	4,5	5	4,9	4,8	4,6	3,6	2,75
Air	manometre (mm H <sub>2</sub> O)	35	36	33,5	33	28,5	24,5	19,5
	Debit d'air (kg/h)	32,75	33,70	31,50	29,85	28,60	22,80	18,26
Carburant	Temps pour consommer 8 ml	6	8	8	8	10	10	13
	temps pour consommer 16 ml	15	17	17	19	22	25	30
	temps pour consommer 32 ml	25	28	29	32	44	46	52
	Debit volumi C <sub>v</sub> (ml/s)	1,226	1,028	1,015	0,947	0,751	0,734	0,588
	Debit massi C <sub>m</sub> (kg/h)	3,272	2,742	2,707	2,527	2,004	1,958	1,568
	cons. specif C <sub>sc</sub> (kg/kwh)	0,668	.548	.552	.526	.436	.544	.570
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$		10,01	12,29	11,63	11,81	14,27	11,64	11,64
Friction	Couple (N.m)	1	1	12	12	12,5	12	11
	Puissance (KW)	1	1	2,512	2,198	1,962	1,570	1,151
Rendement	Thermique $\eta_b$	.1283	.1562	.1551	.1628	.1967	.1576	.1502
	Volumetrique $\eta_v$	.6174	.7050	.7424	.8040	.8987	.8597	.8607
	Mecanique $\eta_m$	1	1	.661	.686	.701	.696	.705

## Paramètres fixes

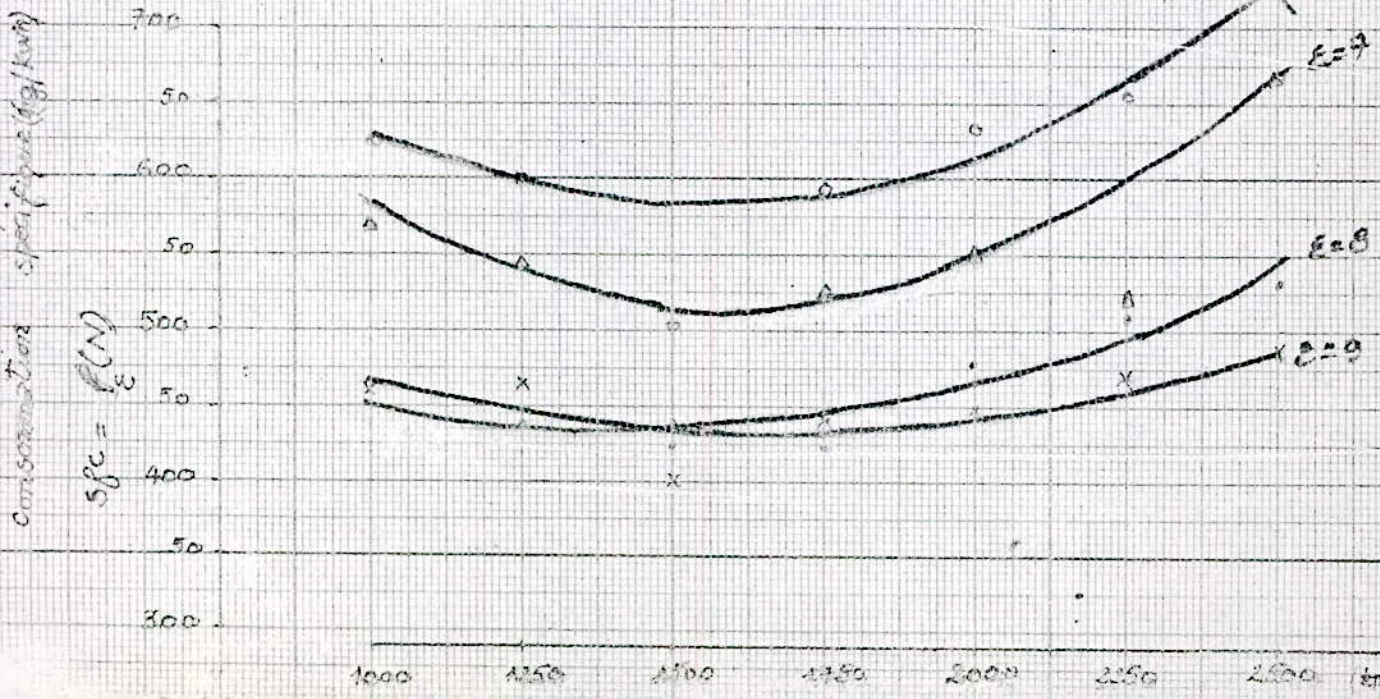
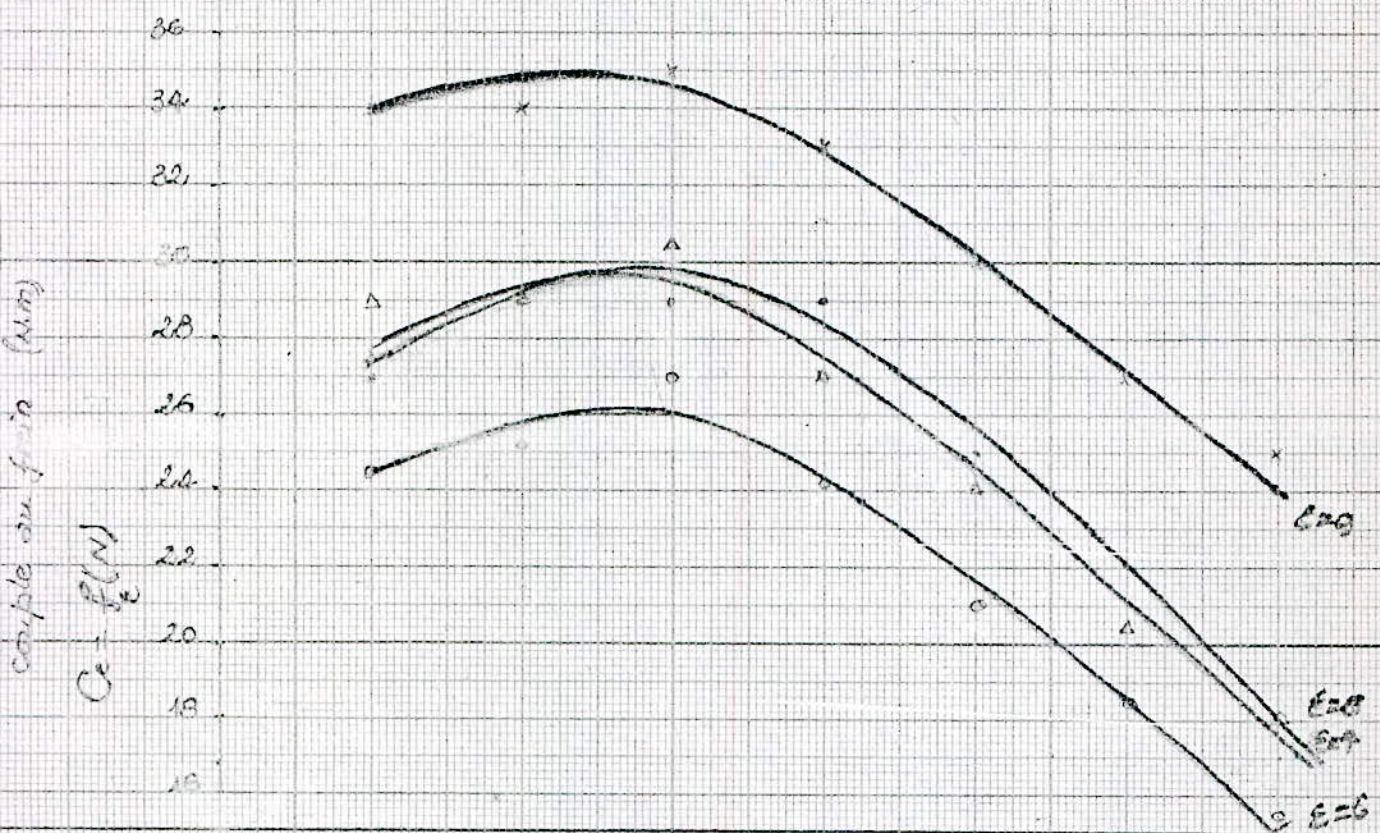
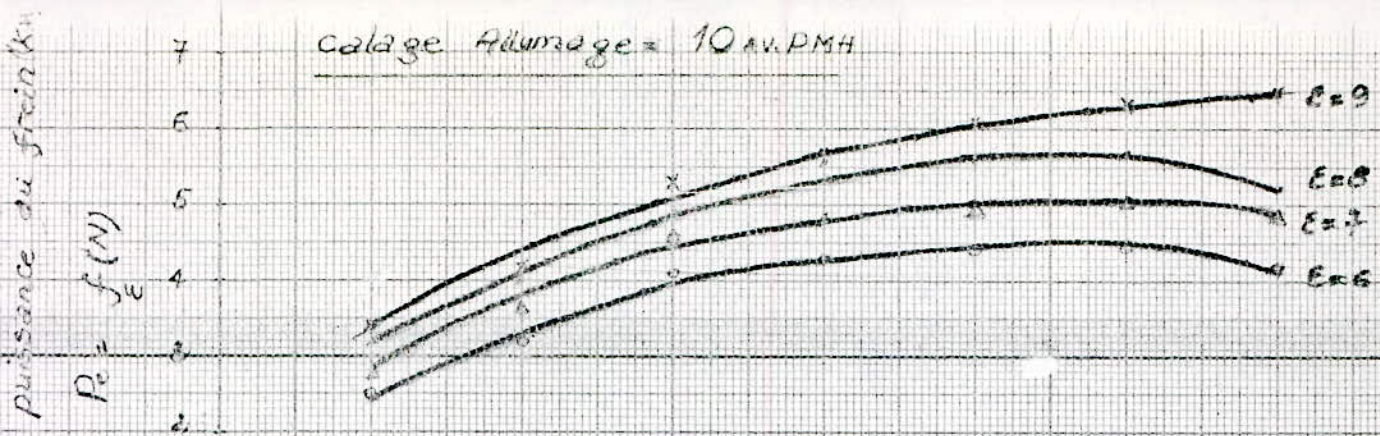
Eaux de Compression	Calage de l'allumage	Reglage carburateur ( $\eta_b$ & tours)	Carburant	Poids spécifique	ouverture des gaz	Température ambiante	Pression barometre
E=7	10 AV. PHH	2,4 tours	essence	S=0,741	pleine ouverture	17°C	1 atm.

Frein	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	14,8	18,5	21	24,2	27	25,2	24,5
	Puissance (kW)	4,2	4,5	4,4	4,3	4,1	3,2	2,5
Air	manometre (mm H <sub>2</sub> O)	37,5	37	38,5	34	27,5	24	19,5
	Debit d'air (kg/h)	33,30	34,00	35,20	31,40	25,20	22,10	18,25
carburant	Temps pour consommer 8 ml	7	7	7	8	10	11	13
	temps pour consommer 16 ml	15	16	17	19	22	24	30
	temps pour consommer 32 ml	25	27	30	31	40	42	52
	Debit volumi C <sub>v</sub> (ml/s)	1,163	1,109	1,050	0,958	0,775	0,718	0,588
	Debit massi C <sub>m</sub> (kg/h)	3,103	2,959	2,801	2,556	2,069	1,917	1,568
	cons. specif S <sub>sc</sub> (kg/kwh)	0,738	0,657	0,636	0,594	0,504	0,599	0,627
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{carburant}}$	10,73	11,49	12,57	12,28	12,18	11,53	11,64	
Friction	Couple (N.m)	1	1	11,5	11,2	11,0	11,3	10,2
	Puissance (kW)	1	1	2,407	2,051	1,727	1,478	1,067
Rendement	Thermique $\eta_b$	0,1160	0,1503	0,1346	0,1442	0,1698	0,1431	0,1366
	Volumetrique $\eta_v$	0,6332	0,7184	0,8367	0,8530	0,7987	0,8405	0,8676
	Mecanique $\eta_m$	1	1	0,646	0,677	0,703	0,684	0,700

## Parametres fixes

Taux de Compression	Calage de l'allumage	Reglage carburateur ( $\eta_b$ de tours)	Carburant	Poids specifique	ouverture des gaz	temperat ambiante	Pression barometre
E=6	10 <sub>AV. P.H.</sub>	2,4 <sub>tours</sub>	essence	0,741	Pleine ouverture	20°(C)	1 atm

calage Adumage = 10 AN.PMH



Rendement Mécanique

calage Allumage = 10 M.P.M.H.

$$\eta_{M} = f_{\epsilon}(N)$$

90  
80  
70  
60

$\epsilon = 9$   
 $\epsilon = 8$   
 $\epsilon = 7$   
 $\epsilon = 6$

Rendement Volumétrique

$$\eta_{V} = f_{\epsilon}(N)$$

90  
80  
70  
60

$\epsilon = 9$   
 $\epsilon = 8$   
 $\epsilon = 7$   
 $\epsilon = 6$

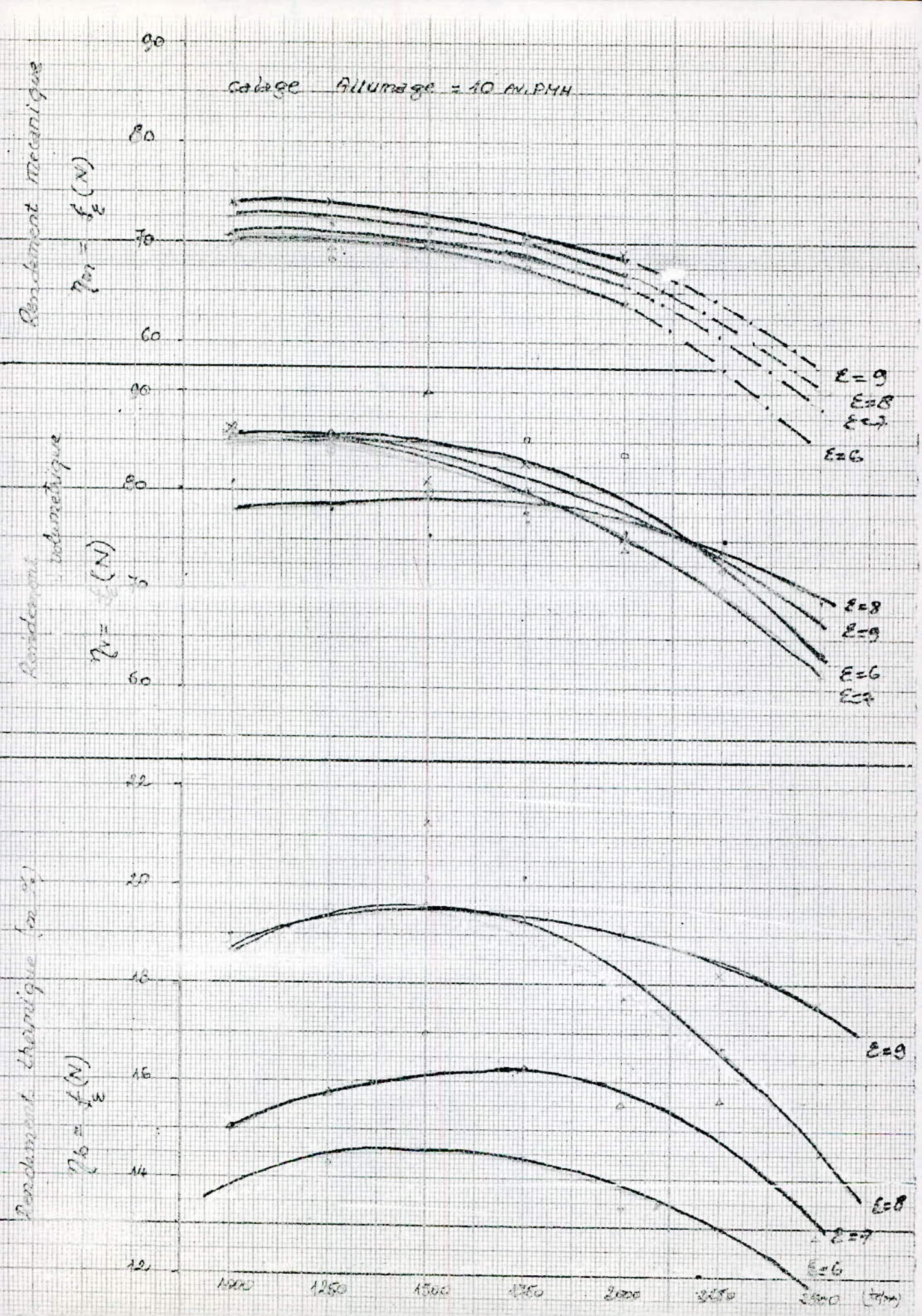
Rendement Thermique (%)

$$\eta_{\theta} = f_{\epsilon}(N)$$

22  
20  
18  
16  
14  
12

$\epsilon = 9$   
 $\epsilon = 8$   
 $\epsilon = 7$   
 $\epsilon = 6$

1000 1250 1500 1750 2000 2250 2500 (tr/m)



## V.5 Constataions et interpretations.

### V.5.1 Vitesse de rotation

Les courbes representees, constituent les courbes de puissance, couple, consommation et les differents rendements en fonction du regime du moteur pour des taux de compression variables.

Les courbes, ont des allures de paraboles.

\* La puissance augmente tout le long de la plage du regime du moteur pour atteindre une valeur maximale correspondant à une vitesse élevée. et à partir de cette vitesse la puissance change de variation et diminue.

→ La vitesse donnant la puissance maximale est d'autant plus élevée, que la distribution et les canalisations d'admission et d'échappement sont mieux étudiées.

→ La diminution de la puissance effective à partir de cette vitesse provient du fait qu'aux allures rapides du moteur les pertes mécaniques auront de l'importance, vu l'augmentation du frottement hydrodynamique. Ceci apparaît



très bien sur les courbes de rendement mécanique qui diminue de plus en plus et à mesure que la vitesse du moteur augmente.

\* Le couple varie de la même manière, c'est à dire que, pour une augmentation régulière de la vitesse, celui-ci croît rapidement, passe par un maximum, puis s'abaisse graduellement; Mais sa valeur maximale est atteinte pour une vitesse modérée et qui est inférieure à celle donnant la puissance maximale.

→ Lorsque la vitesse augmente considérablement, c'est à dire aux allures rapides du moteur, il est évident que les pertes de charge au niveau du carburateur, dans les canalisations et au niveau des soupapes prendront de l'importance du fait qu'elles sont proportionnelles au carré de la vitesse de circulation des particules, il s'en suivra de ce fait une réduction de la pression effective de remplissage et par conséquent la quantité des gaz frais aspirés à chaque cycle.

→ On note aussi cette diminution due la tempéra-

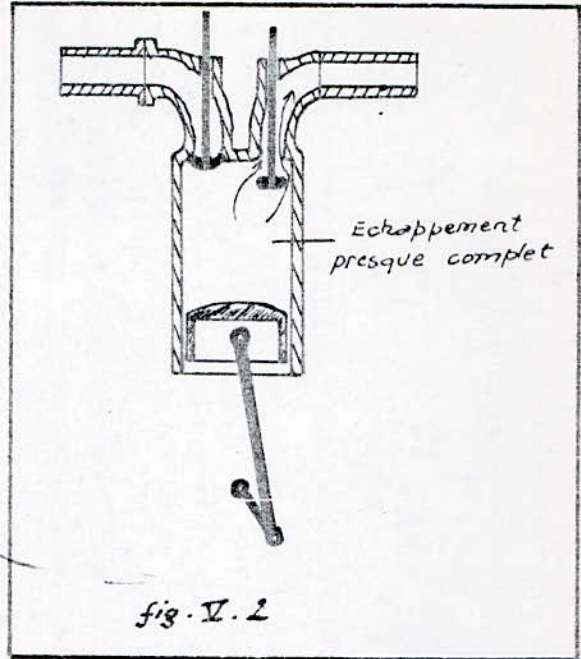
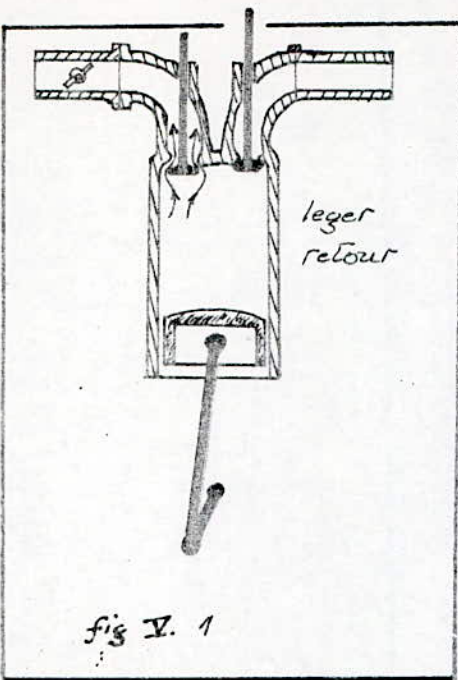
ture élevée du moteur qui fait diminuer la densité du gaz aspiré, et aussi la faible pression en fin d'admission par rapport à la pression atmosphérique ; Ce qui conduit inévitablement - donc - à la diminution de pression maximale soit donc la valeur du couple qui en dépend principalement.

→ Aux faibles vitesses les gaz frais sortent le volet des gaz et remplissent le cylindre dans de bonnes conditions, mais des fuites importantes se produisent, ce qui fait diminuer la valeur du couple ; et la masse du volant n'est pas suffisante pour amortir les irrégularités de ce couple. Dans ces conditions le moteur risque de caler.

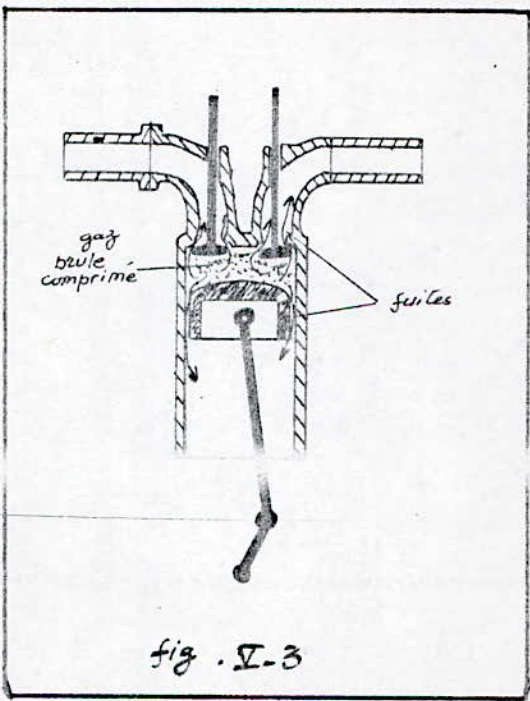
On note aussi que si la distribution est réglée pour les allures rapides du moteur, alors :

- Au début de la compression, une partie des gaz frais est refoulée hors du cylindre, puisqu'il y a retard à la fermeture d'admission (voir fig. I. 2)
- En fin de détente, les gaz s'évacuent presque complètement avant le point mort bas, dès que

Souvre l'échappement (voir figure V.2)



A ces pertes s'ajoutent les fuites par les segments et par les soupapes fermées, fuites d'autant plus importantes que la masse de gaz séjourne plus longtemps à l'intérieur du cylindre. (voir fig V.3)



NB:

Le rendement volumétrique ( $\eta_v$ ) est un facteur qui influence énormément sur la puissance et le couple que peut délivrer un moteur. Son allure reflète bien les variations de la puissance et du couple.

Au faibles vitesses la puissance n'est pas très influencée par le coefficient ( $\eta_v$ ) de même pour le couple, car c'est l'effet de la combustion qui l'emporte. Son influence apparaît clairement aux allures rapides, c'est à dire que le manque de puissance provient du manque de gaz admis, ce qui ajouté aux pertes mécaniques par friction, fait que la puissance ne peut plus encore augmenter et c'est le cas pour le couple, comme il a été expliqué.

\* La consommation varie aussi suivant une allure de parabole, c'est à dire pour une variation uniforme de la vitesse, celle-ci diminue, atteint un minimum puis augmente rapidement et considérablement aux grandes vitesses.

Le minimum de consommation - soit donc le maximum d'économie - est atteint pour un régime proche de celui donnant le couple maximal, et par très loin

de celui donnant la puissance maximale. Mais identique à celui correspondant au rendement thermique max. Ceci est évident, du fait que la diminution de consommation pour ces régimes l'emporte sur l'accroissement de puissance ailleurs. Ce qui donne obligatoirement - donc - le rendement maximal aux vitesses économie maximale.

→ La puissance indiquée fournie par le moteur dans le cylindre au piston est composée de celle mesurée au frein ( $P_e$ ) et celle calculée en friction ( $P_{fr}$ ).

Les pertes par friction augmentent linéairement avec la vitesse de rotation; Alors, pour les vitesses élevées du moteur, les pertes prennent des valeurs maximales, et le régime du moteur demandera une grande quantité de combustible, à cet effet; et cela pour assurer la puissance au frein correspondante. Cette dernière aura à diminuer au fur et à mesure que la vitesse augmente puisque la puissance de friction est en hausse continue, et le moteur ne peut assurer une puissance indiquée supérieure à celle correspondante à la quantité admise.

Après l'étude faite sur l'effet du régime du moteur sur les différentes performances, on s'intéresse maintenant à l'effet du taux de compression.

On constate sur les courbes que l'augmentation du couple, de la puissance et la réduction de la consommation évoluent de la même manière que l'augmentation du taux de compression  $\epsilon$ .

La vitesse du moteur correspondant à la consommation minimale de carburant augmente avec l'augmentation du taux  $\epsilon$ .

$$\epsilon = 6 \rightarrow N_{\min} \approx 1500 \text{ (tr/min)}$$

$$\epsilon = 7 \rightarrow N_{\min} \approx 1650 \text{ (tr/min)} \dots$$

On fait la même remarque concernant la vitesse donnant la puissance maximale. Celle-ci est d'autant plus grande que le taux l'est.

Par contre c'est le cas contraire pour le couple maximal qui est atteint pour une vitesse d'autant plus faible que  $\epsilon$  est grand.

Interpretation

→ Lorsqu'on avait étudié le cycle théorique on avait trouvé que le rendement thermodynamique ( $\eta_{th}$ ) était fonction principale de  $\epsilon$ . Si l'on fait accroître  $\epsilon$ , le rendement thermodynamique augmentera lui aussi; soit donc une augmentation de travail utile avec une diminution de consommation spécifique.

→ Dans le cycle réel apparaît des facteurs et des paramètres plus complexes et qui sont influencés par la variation du taux  $\epsilon$ . L'étape du cycle assurant l'apport de chaleur est l'étape du cycle la plus complexe: C'est la Combustion.

La combustion est une réaction chimique devant se faire ou se produire lorsque le milieu combustible se trouve dans des conditions bien déterminées et favorables pour amorcer le processus, et permettant ainsi un dégagement de chaleur considérable.

L'étude d'un tel processus (combustion) exige une profonde connaissance dans le domaine vaste et étendu afin de donner des explications

beaucoup plus juste aux phénomènes observés. Mais dans notre projet, on ne s'étale pas beaucoup dans cela, néanmoins on va l'essayer d'expliquer les différents résultats trouvés sur le moteur.

D'ordinaire la tendance est de rapprocher le cycle réel au cycle théorique ou idéal. Ceci est nécessaire pour que le processus de combustion se produise autant que possible à proximité du P.M.H. Autant que le processus de combustion est plus proche du P.M.H. d'autant plus grand sera le Taux de la détente des produits de combustion dans le cylindre, et par conséquent autant plus grand sera le rendement du moteur - soit l'économie et la puissance.

D'autre part la combustion momentanée du mélange carburé est aussi indésirable puisque dans ce cas la pression des gaz croît brusquement et se transmet brutalement (par petit choc) au piston, à la bielle, au vilebrequin et aux roussinets. Une telle augmentation soudaine de la charge exerce des répercussions nuisibles sur le mécanisme bielle/manivelle.

Pour que le processus de combustion se fasse



d'une manière optimum, c'est à dire que le moteur acquière une haute puissance et un grand rendement, il est nécessaire qu'on crée des conditions favorables dans la chambre de combustion. Ces conditions impliquent une combustion meilleure.

Les paramètres dont dépend celle ci sont nombreux ; parmi les quels on cite :

- \* Vitesse de combustion
- \* durée d'oxydation des produit de combustion, délai d'allumage, grande puss...

La vitesse de combustion (ou propagation du front de flamme) est un facteur qui influ sur le bon déroulement de la combustion. Celle ci (vitesse de combustion) est déterminée par trois facteurs fondamentaux :

- a) de la température et la pression du mélange à la fin de la compression
- b) de la composition chimique du mélange .
- c) de la vitesse d'échauffement du mélange .

→ Il paraît clair que si le taux de compression est augmenté, la pression et la température en fin de compression augmentent aussi, ce qui active le processus de combustion et permet ainsi une bonne détente des produits de combustion qui va être récupérée sous forme de travail utile d'autant plus important que cette détente est prolongée.

un exemple pratique qu'on n'a pas pu faire sur notre banc, montre clairement l'effet du taux sur les grandeurs mesurées et sur la combustion.

"En passant du rapport de compression 5,59 au rapport 6,06 (donc pour une augmentation d'une demi-unité environ) on constate sur un moteur à soupapes latérales à très faible turbulence tournant à 1250 tours-minute une diminution du délai d'allumage (de 16 à 10°) une augmentation importante de la vitesse d'accroissement de la pression une diminution (de l'ordre de 5°) de la durée totale de combustion, un accroissement de la pression maximale (de l'ordre de 10%)." (Par Max SERRUYS, Professeur).

D'autres expériences effectuées sur un moteur d'aviation ont fourni les résultats suivants qui complètent

Les indications précédentes :

compression Volumétrique	5,5	6,36	7,25
décal d'allumage (en secondes)	0,0007	0,00045	0,003
Variation de pression (kg/cm <sup>2</sup> par degré)	1,8	2,6	3
Durée totale de combustion (en secondes)	0,039	0,035	0,031
Pression maxima (en kg/cm <sup>2</sup> ).	32	39	45

(Par Max SERRUYS).

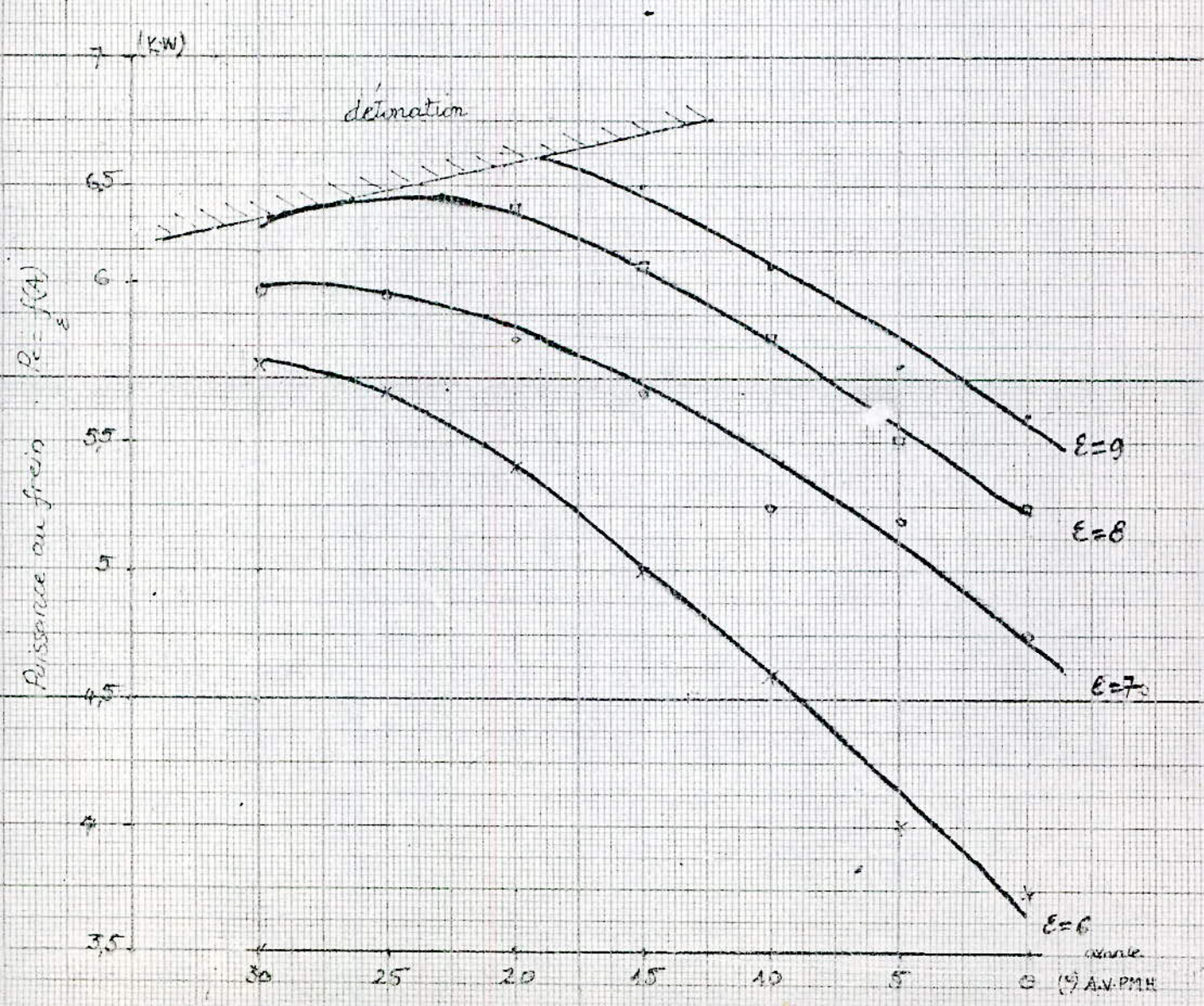
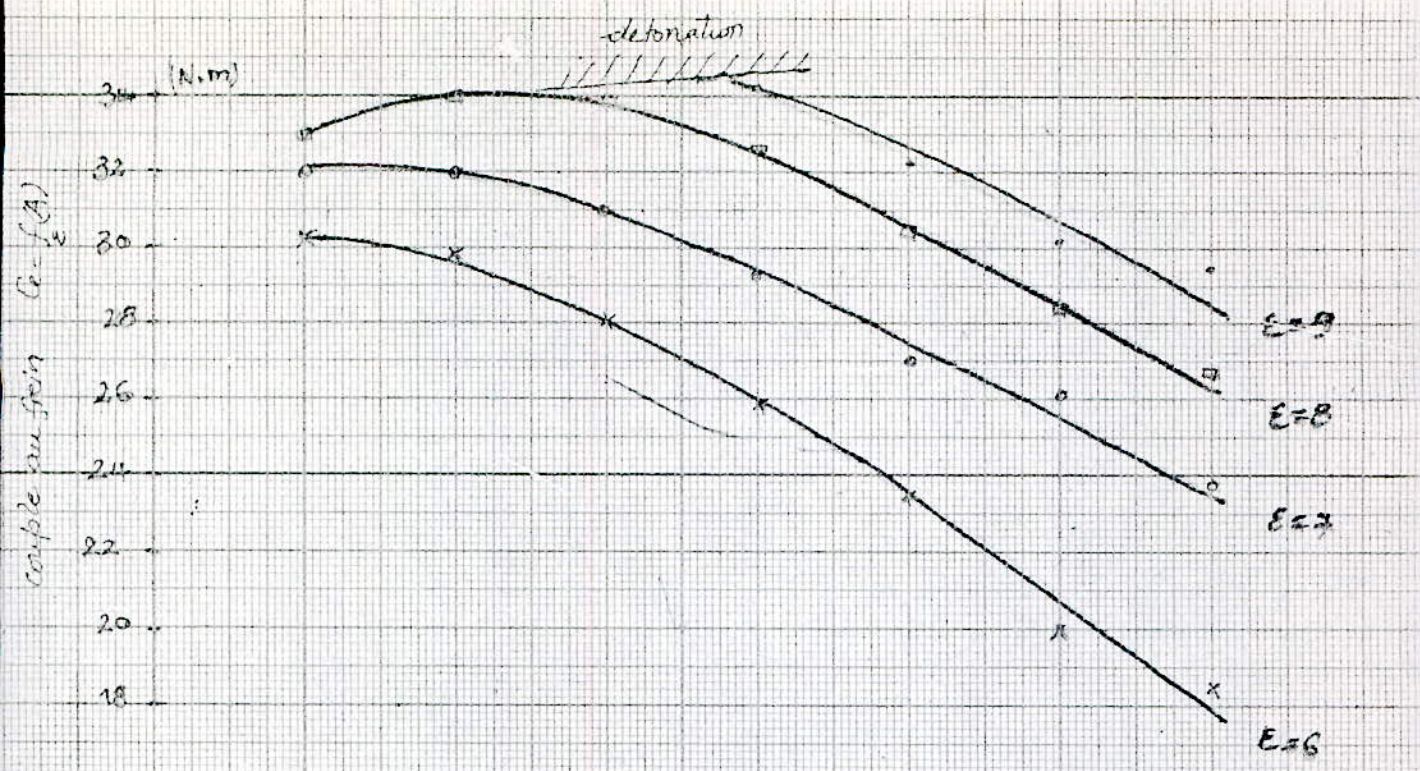
Le taux de compression a - donc - un rôle très important dans la combustion, et c'est un facteur déterminant des performances du moteur.

## V.6 Calage de l'allumage

### V.6.1 . Tableau de valeurs

Avance à l'allumage en (°) AVPMH	$\varepsilon = 6$		$\varepsilon = 7$	
	Couple (N.m)	puissance (kW)	couple (N.m)	puissance (kW)
0	18,5	3,75	23,8	4,75
5	20	4	26,1	5,2
10	23,4	4,6	27	5,25
15	25,8	5	29,3	5,7
20	28	5,4	31	5,9
25	29,8	5,7	32	6,1
30	30,3	5,8	32	6,1

Avance à l'allumage en (°) AV.PMH	$\varepsilon = 8$		$\varepsilon = 9$	
	Couple (N.m)	puissance (kW)	Couple (N.m)	puissance (kW)
0	26,9	5,25	29,5	5,6
5	28,5	5,5	30,2	5,8
10	30,5	5,9	32,3	6,2
15	32,7	6,2	34,3	6,5
20	34	6,45	↓	↓
25	34	6,5		
30	33	5,9		



## V-6.1 Etude de l'effet de l'Avance à l'allumage

### Constatation

Les courbes tracées représentent l'effet du calage de l'allumage sur la puissance et le couple pour différents taux de compression.

Pour un taux donné et fixé, la courbe  $P=f(A)$  ( $P=f(\text{calage})$ ) possède une allure de parabole; la puissance augmente au fur et à mesure que l'avance à l'allumage augmente, et cela jusqu'à une valeur maximale, puis rec chute si l'on fait augmenter encore la valeur de l'avance.

On remarque aussi qu'il ya une zone -pours élevée- qu'on a pas pu relever les valeurs correspondants à la puissance et au couple.

### Interpretation .

Le calage de l'allumage est un facteur qui influence énormément sur le bon déroulement de la combustion et ainsi sur la puissance et le couple fourni par le moteur.

L'allumage - dans les moteurs à essence - se fait

en ammençant une étincelle électrique au moyen d'une bougie, dans la chambre de combustion, puis celle-ci produit une flamme qui se propage tout le long de la chambre de combustion pour brûler tout le mélange combustible qui se trouve dans un état bien déterminé sur le cycle du moteur, c'est l'état de fin - ou presque - de compression.

Comme il a été déjà expliqué dans l'étude théorique, la combustion demande un certain temps pour se produire, qui dépend de beaucoup de facteurs; ainsi il a été évoqué que le processus de combustion se fait avec une vitesse qui n'est pas aléatoire, mais aussi influencée par beaucoup de paramètres, parmi lesquels on avait cité: La pression et la température de fin de compression, qui sont liées directement et fortement aux conditions initiales et à la valeur du taux de compression  $\epsilon$ .

→ lorsqu'on augmente l'avance à l'allumage - à l'état fixe - ceci se traduit par un commencement du processus de combustion bien avant que le piston ait atteint le PMH, et plus l'avance sera importante plus le début de combustion

est avancé de la valeur d'avance choisie. Et d'autre part le processus de combustion ne s'achèvera qu'après un certain temps bien déterminé par la vitesse de combustion; Et si l'on s'arrange de sorte que le temps d'avance choisi sera un peu inférieur ( $5^{\circ}$  à  $10^{\circ}$ ) à celui nécessaire à l'achèvement de la combustion, on sera sûr que le maximum de pression sera atteint juste à proximité du PMH (avant), et de ce fait l'effort d'inertie dû à la rotation du volant (qui aura le même sens que l'effort dû au gaz) s'ajoutant à la pression des gaz, fournira donc le plus grand effort du cycle, donnant comme résultat un maximum de couple et de puissance représenté sur les courbes, Et plus on fait du retard par rapport à l'avance optimal, ~~plus~~ la pression des gaz diminuera, du fait que son maximum est atteint un peu après que le piston est au PMH, et ainsi le moteur fournira une puissance et un couple moindres, et beaucoup plus moindres que l'avance est beaucoup retardée ou trop accentuée.

→ En ce qui concerne l'effet du taux de compression



pour un calage fixé, l'interprétation de la courbe a été déjà faite auparavant, mais il faut ajouter qu'il s'agit de l'apparition d'un phénomène qu'on avait pas parlé : la détonation. La détonation est un phénomène nuisible pour le moteur, elle se manifeste par un bruit métallique caractéristique, "le cliquetis" : indice d'efforts anormaux et de chocs ; on dit que le moteur « cogne » ou « cliquette ». Simultanément il apparaît un échauffement anormal de l'ensemble du moteur ; la puissance et le rendement diminuent et surtout de graves avaries peuvent survenir. La vitesse d'inflammation des gaz peut atteindre 10 fois la vitesse de combustion normale.

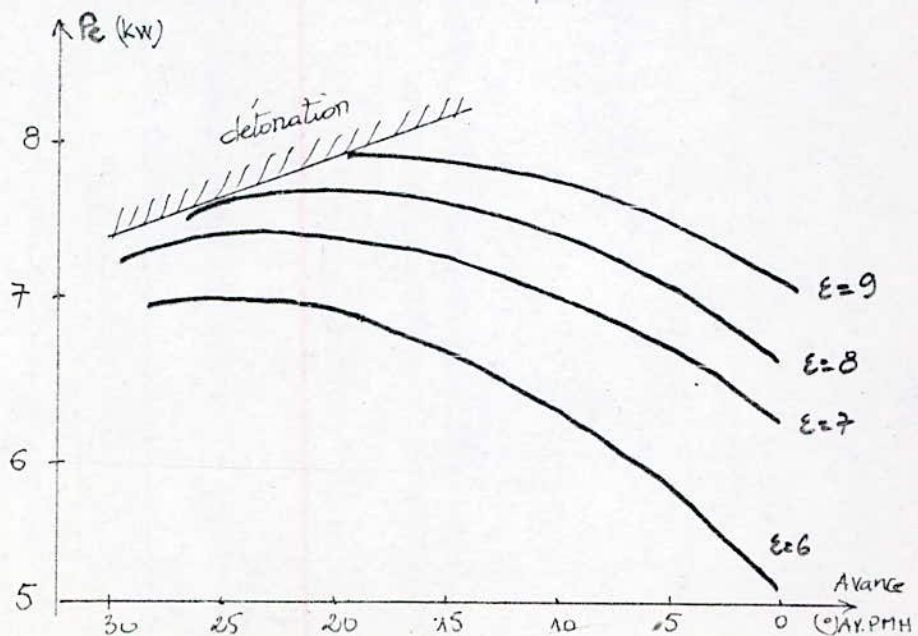
Dans notre expérience on a bien observé ce phénomène qui a été localisé pour les valeurs du taux de compression les plus élevées et pour des avances importantes.

Ceci s'explique par le fait que la pression maximale était atteinte beaucoup avant que le piston ait atteint le PMH, et, de ce fait une fois que la combustion commencera (et trop en avance) la forte pression que possède le gaz (puisque  $\epsilon$  est élevé)

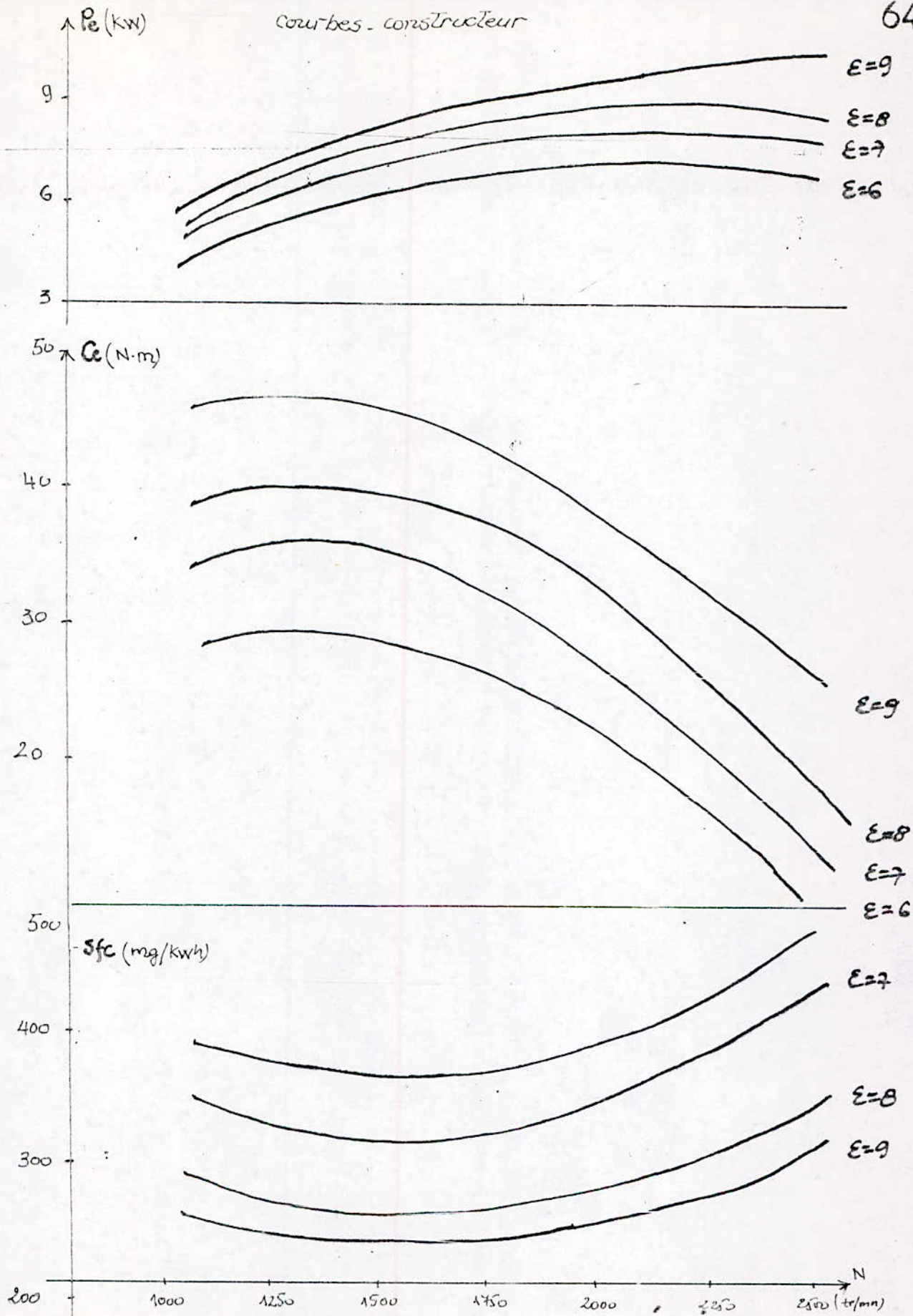
oriente le dernier (gaz) vers la combustion spontanée (ou l'explosion) avant que le piston aura pris de l'élan vers la détente, et c'est le choc, ou la détonation.

→ Pour les vitesses variables du moteur le point d'allumage doit être modifié en raison de ce que la vitesse de combustion et le temps de combustion en dépendent; mais pas énormément. L'avance à l'allumage doit croître avec la vitesse, car pendant le temps de combustion, le piston parcourt une distance qui est d'autant plus grande que la vitesse du moteur est élevée, et vis versa.

### V-7 Essais constructeur et comparaison.



Courbes - constructeur



## V-7.1 Comparaison et discussion

On remarque que les essais effectués par le constructeur du moteur ont donné des résultats plus satisfaisants que les nos.

→ Ceci revient au fait que les conditions d'essais ne sont pas les mêmes :

- Les conditions extérieures en pression et en température sont différentes.

- Les variations de ces valeurs et de ces paramètres d'une mesure à l'autre, vu la salle dépourvue d'une climatisation

→ Il faut noter aussi qu'il est difficile de garder la vitesse de rotation constante durant l'essai, à cause de l'irrégularité du couple pour un monocylindre malgré l'utilisation du volant d'inertie.

→ La cause essentielle dont est la source des divergences de résultats provient de la différence des diamètres du venturi du carburateur utilisé dans notre essai. On avait utilisé un venturi de diamètre 21, alors que le constructeur a effectué

Ses essais avec un Venturi de  $\phi 23$ .  
et il est évident que le diamètre du Venturi est  
un facteur très déterminant en ce qui concerne  
le débit d'air admis, et par conséquent l'influence  
apparaîtra sur la quantité de combustible consom-  
-mée et la sur la richesse de celle-ci.

## CHAPITRE VI

## CONCLUSION

L'étude de ce projet nous a permis de connaître, de localiser, d'analyser, et de prévoir beaucoup de phénomènes concernant le fonctionnement et le comportement du moteur à essence ; et ceci en plein charge et dans des cas relativement variés.

Le champs d'investigation du moteur en question pouvait être élargi par l'utilisation des accessoires disponibles qui permettraient de faire travailler le moteur sous injection d'essence, ou gaz propane ou naturel, en régime normal ou suralimenté, et ainsi, une comparaison entre les performances du même moteur alimenté par des carburants différents ferait l'objet d'une étude plus complète.

A cause d'une fuite d'huile dans le moteur, juste en début d'étude de l'injection d'essence, notre

travail a été perturbé et nous pousse ainsi à  
laisser la suite de l'étude aux promotions à venir.

Il est à noter - en outre - que les phénomènes obse-  
-rvés et interprétés après analyse et recherche,  
nous ont permis de conclure qu'une étude  
approfondie dans le domaine vaste est domi-  
-nant pour la perfection du moteur est nec-  
-essaire, soit l'étude du phénomène de combustion.

## Bibliographie

- Moteurs à combustion interne (Ed. Riber).  
(Max. SERRUYS).
- L'Automobile. technologie professionnelle  
générale. (Ed. Foucher).  
(M. Desbois - F. Touache - R. Torri - J. Touran)
- Ingénieur de l'automobile. (revue scientifique  
et technique).
- Moteurs à combustion interne (Polycopié).  
A. GAHMOUSSE.
- Encyclopédie des sciences industrielles.  
(Ed. Quillet).
- Le mécanicien d'automobile (Ed. EYROLLES).  
(J. Mauried et M. Delarette.)



