

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

15/88

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

PERFORMANCES D'UN MOTEUR

A TAUX DE COMPRESSION

VARIABLE

(version essence injectée)

Proposé par :
M. HADJ-AMEUR

Etudié par :
M. A.J.LABADI

Dirigé par :
M. HADJ-AMEUR

PROMOTION

JANVIER 88





D E D I C A C E S

A MES CHERS PARENTS

A TOUTE MA FAMILLE

A TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS

A V A N T P R O P O S



Il m'est agréable d'exprimer ici ma profonde reconnaissance
à tous ceux qui m'ont aidé à ce que le present mémoire soit
élaboré. Je tiens particulièrement à remercier:

- M Hadj Aneur, qui m'a guidé pendant toute la période qu'a
pris ce mémoire pour se réalisé.

- M Khemis d'avoir accepté de présider le Jury.

- M Benbraika à qui je dois beaucoup pour son aide, ses
conseils judicieux et son soutien moral.

Enfin, que tous ceux qui m'ont encouragé et qui, de près ou
de loin, ont participé à la réalisation de ce mémoire
trouvent ici le témoignage de ma reconnaissance, je ne
citerais pas de nom de crainte d'en oublier.

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique

Promoteur : HADJ-AMEUR

Etudiant : LABADI .A

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة الهندسة الميكانيكية

الموجه : حاج عامر

الطالب : (لعبادي .ع)

الموضوع : دراسة منهجية تجريبية لمحرك بنزين محقن

المختص : يهدف هذا المشروع الى دراسة تجريبية على محرك
ذى نسبة انضغاط متغيرة (TD43). يعمل بالبنزين المحقن

قمتنا بمقارنته النتائج المتحصل عليها خلال التجارب مع النتائج
المقدمة من طرف صانع المحرك، وكذلك مع النتائج المتحصل
عليها من خلال التجارب على محرك البنزين.



Sujet : Performance du moteur équipant le banc
d'essai TD 43 en version essence injectée

Résumé : Notre projet consiste en une étude expérimentale sur le moteur à
taux de compression variable du banc d'essai TD 43, en version
essence injectée .
Les performances des moteur seront comparées avec celles fournies
par le constructeur, ainsi qu'avec les résultats des essais sur
le moteur en version essence carburée .

Subject : Test bench of a petrol injection engine

Abstract : our work consists in an experimental study on the test
bench TD 43 of a variable compression ratio in petrol
injection version. The obtained results were compared
with those given by the constructor ; as will as tests
on engine using petrol carburated.

CHAPITRE I :

I.1 Historique	1
I.2 Introduction	2

CHAPITRE II : Description du banc

II.1 Généralités	3
II.2 Les différents organes du banc	4
II.2.1 Le moteur	4
II.2.1.1 Modification du taux de compression	4
II.2.1.2 Principe de fonctionnement des poussoirs ..	5
II.2.2 Système d'allumage	6
II.2.3 Dynamomètre	6
II.2.4 Système de refroidissement du moteur	6
II.3 Instruments de mesure	7
II.3.1 Tachymètre	7
II.3.2 Couplemètre	7
II.3.3 Wattmètre	7
II.3.4 Thermocouples	7
II.3.5 Débitmètre	7
II.3.5.1 Débitmètre d'air	7
II.3.5.2 Débitmètre de carburant	9
II.3.5.3 Débitmètre d'eau de refroidissement	10
II.4 Accessoires du banc	11
II.5 Equipement d'injection d'essence	11

CHAPITRE III : La suralimentation du moteur

III.1 But de la suralimentation	12
III.2 Types de suralimentation	12
III.2.1 Suralimentation par surpresseur indépendant	12
III.2.2 Suralimentation par compresseur entraîné par le moteur lui-même	12
III.2.2.1 Turbocompresseur	12
III.2.2.2 Compresseur volumétrique	13

III.2.3 Suralimentation par Ondes Complex	13
III.3 Description du surpresseur	13



CHAPITRE IV : Critères de performances du moteur

IV.1 Puissance indiquée	15
IV.2 Puissance effective	15
IV.3 Puissance de friction	15
IV.4 Consommation spécifique de carburant	16
IV.5 Rendements	16
IV.5.1 Rendement mécanique	16
IV.5.2 Rendement thermique	16
IV.5.3 Rendement volumétrique	17
IV.6 Rapport air/carburant	18

CHAPITRE V : Etude thermodynamique

V.1 Combustion normale	20
V.1.1 Processus d'admission	21
V.1.2 Paramètres de fin de compression	23
V.1.3 Processus de combustion	23
V.1.3.1 Consommation d'air	23
V.1.3.2 Gaz de combustion	25
V.1.3.3 Bilan énergétique de la combustion	25
V.1.3.4 Paramètres d'état en "t"	28
V.1.3.5 Paramètres d'état en fin de détente "d"	29
V.1.4 Paramètres d'état en fin d'échappement "g"	29
V.1.5 Volumes des différents points du cycle	29
V.1.6 Caractéristiques du moteur en combustion normale	30
V.1.6.1 Pression moyenne indiquée	30
V.1.6.2 Puissance indiquée	30
V.1.6.3 Rendement mécanique	30
V.1.6.4 Puissance effective	30
V.1.6.5 Couple moyen effectif	30
V.1.6.6 Consommation spécifique de carburant	30
V.1.6.7 Rendement thermique	30
V.2 Combustion suralimentée	31

V.2.1	Processus d'admission	33
V.2.2	Paramètres d'état en fin de compression	33
V.2.3	Processus de combustion	33
V.2.3.1	Consommation d'air	33
V.2.3.2	Gaz de combustion	34
V.2.3.3	Bilan énergétique de la combustion	34
V.2.3.4	Paramètres d'état en "t"	35
V.2.3.5	Paramètres d'état en fin de détente	35
V.2.4	Paramètres d'état en fin d'échappement	35
V.2.5	Caractéristiques du moteur en combustion suralim ...	35
V.2.5.1	Pression moyenne indiquée	35
V.2.5.2	Puissance indiquée	36
V.2.5.3	Rendement mécanique	36
V.2.5.4	Puissance effective	36
V.2.5.5	Couple moyen effectif	36
V.2.5.6	Consommation spécifique de carburant	36
V.2.5.7	Rendement thermique	36
V.3	Tableau récapitulatif	37

CHAPITRE VI : Expériences et résultats

VI.1	Combustion normale	38
VI.1.1	Tableaux récapitulatifs des mesures	38
VI.1.2	Influence de la vitesse de rotation	43
VI.1.2.1	Constations	43
VI.1.2.2	Interprétations	44
VI.1.3	Influence du taux de compression	45
VI.1.3.1	Constations	45
VI.1.3.2	Interprétations	46
VI.2	Combustion suralimentée	47
VI.2.1	Tableau des mesures	47
VI.2.2	Constations	49
VI.2.3	Interprétations	50
VI.3	Influence de l'avance à l'allumage	51
VI.3.1	Tableau des mesures	51

VI.3.2	Constations	52
VI.3.3	Interprétations	52
VI.4	Comparaisons des performances du moteur	54
VI.4.1	Avec les performances fournies par le constructeur.	54
VI.4.2	Avec les performances théoriques	55
VI.4.3	Avec les performances du moteur en version essence carburée	57

CHAPITRE VII : Conclusion

~~~~~

LISTE DES TABLEAUX

|            |                                                                                                              |    |
|------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tableau.1  | :fractions massiques des composants de l'essence .....                                                       | 24 |
| Tableau.2  | :les coefficients spécifiques à l'air et à l'essence ...                                                     | 27 |
| Tableau.3  | :les coefficients spécifiques au CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O et N <sub>2</sub> ..... | 28 |
| Tableau.4  | :performances théoriques du moteur .....                                                                     | 37 |
| Tableau.5  | ;mesures pour E=6 .....                                                                                      | 39 |
| Tableau.6  | :mesures pour E=7 .....                                                                                      | 40 |
| Tableau.7  | :mesures pour E=8 .....                                                                                      | 41 |
| Tableau.8  | :mesures pour E=9 .....                                                                                      | 42 |
| Tableau.9  | :mesures en combustion suralimentée .....                                                                    | 48 |
| Tableau.10 | :les taux de variations des performances en suralimentat°                                                    | 49 |
| Tableau.11 | :mesures des essais du calage de l'allumage .....                                                            | 51 |
| Tableau.12 | :tableau donnant les performances théoriques et réelles .                                                    | 55 |
| Tableau.13 | :comparaison avec les performances du moteur<br>en version essence carburée .....                            | 57 |

LISTE DES FIGURES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

|                                                                                 | page |
|---------------------------------------------------------------------------------|------|
| fig.1 : Courbe d'étalonnage des taux de compression .....                       | 4    |
| fig.2 : Schéma de fonctionnement des poussoirs hydrauliques .....               | 5    |
| fig.3 : Etalonnage du débitmètre visqueux .....                                 | 8    |
| fig.4 : Courbe de correction débitmètre visqueux/surpresseur .....              | 9    |
| fig.5 : Courbe d'étalonnage du débitmètre de l'eau de refroidiss- .             | 10   |
| fig.6 : Unité d'injection d'essence .....                                       | 11   |
| fig.7 : Principe de la suralimentation par un surpresseur indép <sup>t</sup> .. | 13   |
| fig.8 : Principe de la suralimentation par turbocompresseur .....               | 13   |
| fig.9 : Schéma du surpresseur .....                                             | 14   |
| fig.10 : Cycle de "Beau de Rochas" en combustion normale .....                  | 21   |
| fig.10bis Diagramme pression/volume en combustion normale                       |      |
| fig.14 : Cycle de "Beau de Rochas" en combustion suralimentée .....             | 31   |
| fig.14bis Diagramme pression /volume en combustion suralimentée                 |      |
| fig.15 : Performances du moteur .....                                           | 42.1 |
| fig.16 : Rendements du moteur .....                                             | 42.2 |
| fig.17 : Performances du moteur en combustion suralimentée .....                | 48.1 |
| fig.18 : Rendements du moteur en combustion suralimentée .....                  | 48.2 |
| fig.19 : Effets du calage de l'allumage .....                                   | 51.1 |
| fig.20 : Effets du calage de l'allumage .....                                   | 52   |
| fig.21 : Cycle réel du moteur .....                                             | 56   |

LISTE DES SYMBOLES

| Symbole     | Désignation                          | Unité               |
|-------------|--------------------------------------|---------------------|
| $p_{mi}$    | pression moyenne indiquée            | daN/cm <sup>2</sup> |
| $V_h$       | cylindrée                            | cm <sup>3</sup>     |
| $P_i$       | puissance indiquée                   | W                   |
| $P_e$       | puissance effective                  | W                   |
| $P_f$       | puissance de friction                | W                   |
| $N$         | vitesse de rotation                  | Tours/min           |
| $C$         | couple                               | N.m                 |
| $S_{fc}$    | consommation spécifique de carburant | Kg/Kwh              |
| $\dot{m}_f$ | débit massique de carburant          | Kg/h                |
| $\eta_m$    | rendement mécanique                  | -                   |
| $\eta_v$    | rendement volumétrique               | -                   |
| $\eta_b$    | rendement thermique                  | -                   |
| $P_{ci}$    | pouvoir calorifique inférieur        | Kcal/Kg             |
| $p (*)$     | pression                             | daN/cm <sup>2</sup> |
| $T (**)$    | température                          | K                   |
| $\Delta P$  | surpression                          | mm Hg               |
| $L$         | rapport air/carburant                | -                   |
| $E$         | taux de compression                  | -                   |
| $\zeta$     | coefficient de pression moyenne      | -                   |
| $K$         | " adiabatique                        | -                   |
| $\rho$      | " de balayage                        | -                   |
| $\mu$       | " du volume des gaz résiduels        | -                   |
| $\nu$       | " de charge supplémentaire           | -                   |
| $\delta_g$  | " des gaz résiduels                  | -                   |
| $m_c$       | " polytropique                       | -                   |
| $m_d$       | " polytropique                       | -                   |
| $\lambda$   | " d'excès d'air                      | -                   |
| $\xi$       | " d'utilisation de chaleur           | -                   |
| $\xi_t$     | " d'échange de chaleur avec parois   | -                   |
| $\mu_t$     | " total de variation molaire         | -                   |

(\*) l'indice du symbole spécifie la pression

(\*\*) l'indice du symbole spécifie la température



|            |                                       |                     |
|------------|---------------------------------------|---------------------|
| $\theta$   | rapport du chauffage du mélange       | -                   |
| $f_m$      | section moyenne de soupape            | cm <sup>2</sup>     |
| $L_{min}$  | consommation d'air nécessaire         | Kg/Kg comb          |
| $L_{réel}$ | consommation d'air réelle             | Kg/Kg comb          |
| $\delta_t$ | rapport volumétrique                  | -                   |
| $M_c$      | masse molaire de l'essence            | Kg/Kmoles           |
| $n_i$      | nombre de moles fraiches              | Kmoles/Kg           |
| $n_f$      | nombre de moles des gaz de combustion | Kmoles/Kg           |
| $\Delta U$ | variation d'énergie interne           | Kcal/Kmole          |
| $W$        | travail                               | Kcal/Kmole          |
| $P_o$      | pression atmosphérique                | daN/cm <sup>2</sup> |
| $T_o$      | température ambiante                  | K                   |



## I.1 Historique

L'injection d'essence est sans doute, de tous les problèmes posés par le moteur d'automobile, le sujet qui a suscité le plus de recherches, d'études, de brevets et de réalisations prototypes.

Si l'idée d'alimenter un moteur en injectant le carburant liquide sous pression est pratiquement née avec le moteur lui-même (Deutz en 1909), l'application pratique a attendu un demi-siècle et le procédé a d'abord été exploité sur le moteur d'avion.

L'histoire de l'application des systèmes d'injection d'essence aux moteurs d'automobiles peut se diviser en cinq grandes périodes :

a- Les précurseurs (1945 - 1950) : c'est une période de recherches, de tentatives dans beaucoup de pays comme la France, l'Allemagne, la Grande Bretagne, les U.S.A et la suisse .

b- Apparition sur le marché (1950 - 1960) : en cette période, deux modèles prestigieux, Mercedes et Chevrolet Corvette, ont fait leur apparition sur le marché .

c- Début de la production en série (1960 - 1965) : c'est en Europe que l'injection d'essence va commencer à équiper des voitures en série comme Bosch sur Mercedes 220 SE et Kugelfischer sur Peugeot 404 IE .

d- Développement de la production en série (1965 - 1972) : en cette période la technique du système d'injection indirecte d'essence à commande électronique va susciter un grand intérêt à cause de la facilité d'installation sur moteur.

e- Apparition de la troisième génération des systèmes de série (à partir de 1972) : en cette période, le souci majeur des constructeurs est la précision de la mesure, même au détriment de la performance, pour satisfaire aux normes antipollution qui les a conduit aux systèmes à débitmètre de mesure .

## I.2 Introduction

Il est évident qu'avec la crise de l'énergie et son acuité croissante, les préoccupations se tournent tout naturellement vers les solutions théoriquement susceptibles de rendements plus élevés que les solutions classiques ceci a conduit les constructeurs d'automobiles à se soucier de l'augmentation des performances du moteur tout en conservant une faible cylindrée ainsi qu'une faible consommation de carburant. Toutefois, certains constructeurs ont opté pour des véhicules à grosses cylindrées, ce qui permet au moteur d'atteindre une plus grande puissance et une meilleure fiabilité, malgré l'augmentation de la consommation de combustible.

Cependant, le constructeur est contraint avant de lancer toute production de moteur, de s'assurer avec exactitude des performances réelles de son projet dont l'étude a été réalisée au préalable; d'où l'intérêt de l'utilisation d'un banc d'essai qui permettra une confirmation des performances et des caractéristiques du moteur en question .

Ceci n'étant pas le seul domaine d'utilisation du banc d'essai, ce dernier peut-être utilisé pour vérifier les caractéristiques d'un moteur après la réparation et la mise à neuf des organes défectueux.

Notre étude s'intéressera à la vérification et à la confirmation des performances du moteur monocylindrique du banc d'essai TD 43 converti en version injection d'essence. On comparera par la suite les caractéristiques du moteur, essentiellement le couple, la puissance fournie et la consommation spécifique de carburant avec celles du moteur en version essence carburée. Enfin, on établira l'évolution des performances en fonction de la vitesse de rotation, ceci pour différents taux de compression; ainsi que l'influence du calage d'allumage sur le couple et la puissance .

## C H A P I T R E    I I

### DESCRIPTION DU BANC D ESSAI

#### II.1. Généralités

Le banc d'essai TD 43 est construit à partir d'un moteur Diesel marin à quatre temps, refroidi par Farryman A30, transformé par TecQuipement en vue de lui conférer une certaine universalité. Le taux de compression peut-être varié entre 5:1 et 18:1 ,ce qui permet en alimentation normale de faire fonctionner le moteur à l'essence, au gas-oil, au propane ou au gaz naturel .

Le banc d'essai dispose d'un surpresseur qui peut être utilisé en version diesel et injection d'essence .

Un dynamomètre électrique est accouplé au moteur et sert à démarrer ce dernier et à le faire tourner lors des essais de friction .

Un socle rigide en acier reposant librement sur quatre pieds anti-vibration sert de support au moteur ainsi qu'au dynamomètre .

Deux consoles sont montées derrière le moteur; celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur, ainsi que les commandes de sélection de charge. La console de droite porte les instruments de mesures des performances du moteur; au-dessus de cette console sont fixés les réservoirs d'essence, de gas-oil 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 et l'ensemble radiateur-ventilateur assurant le refroidissement .



## II.2 Les différents organes du banc

### II.2.1 Le moteur

Le moteur est à quatre temps, robuste et moderne, de conception traditionnelle, mis à part le fait que le taux de compression peut-être modifié.

L'ensemble complet-culasse, cylindre et soupapes-peut se déplacer par rapport au carter-moteur à l'aide de manette à cliquet. Les tiges-poussoirs des soupapes sont entraînées par des poussoirs hydrauliques qui se règlent automatiquement quand on modifie le taux de compression .

#### II.2.1.1 Modification du taux de compression

Le taux de compression varie si le volume de la chambre de combustion varie, pour cela il suffit de déplacer la partie supérieure du moteur par rapport au carter. Deux butées préréglées sont prévues pour éliminer tout risque de programmer des taux sortant de la plage autorisée de 5 à 18 .

Le déplacement du cylindre est mesuré à l'aide d'un micromètre. La courbe d'étalonnage attachée à la console droite nous donne le réglage micrométrique correspondant au taux de compression voulu .(fig.1)

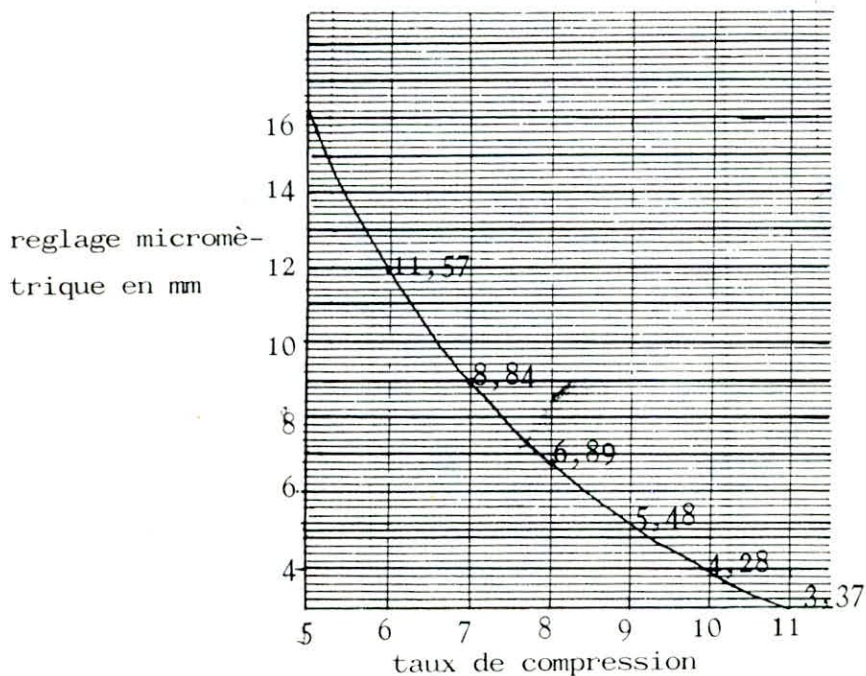


fig. 1 courbe d'étalonnage des taux de compression

## II.2.1.2 Principe de fonctionnement des poussoirs hydrauliques

Les deux contre-cames coulisent vers le haut et vers le bas à l'intérieur du corps des poussoirs et sont maintenues en contact avec les cames par les petits ressorts montés entre-elles et les pistons. Quand la contre-came est en contact avec le dos de la came, l'orifice de graissage se trouve en regard du canal d'arrivée d'huile ménagé dans le corps du poussoir et l'huile sous pression remplit la cavité séparant le piston de la contre-came. A mesure que la contre-came monte, l'arrivée d'huile dans la partie inférieure de celle-ci se trouve coupée et l'ensemble devient rigide. La contre-came continue à monter, entraînant avec elle la tige-poussoir, le culbuteur et la soupape, ainsi il est évident que pendant un tour complet, les différents éléments cités restent en contact et il n'y aurait aucun jeu de poussoirs. (fig.2)

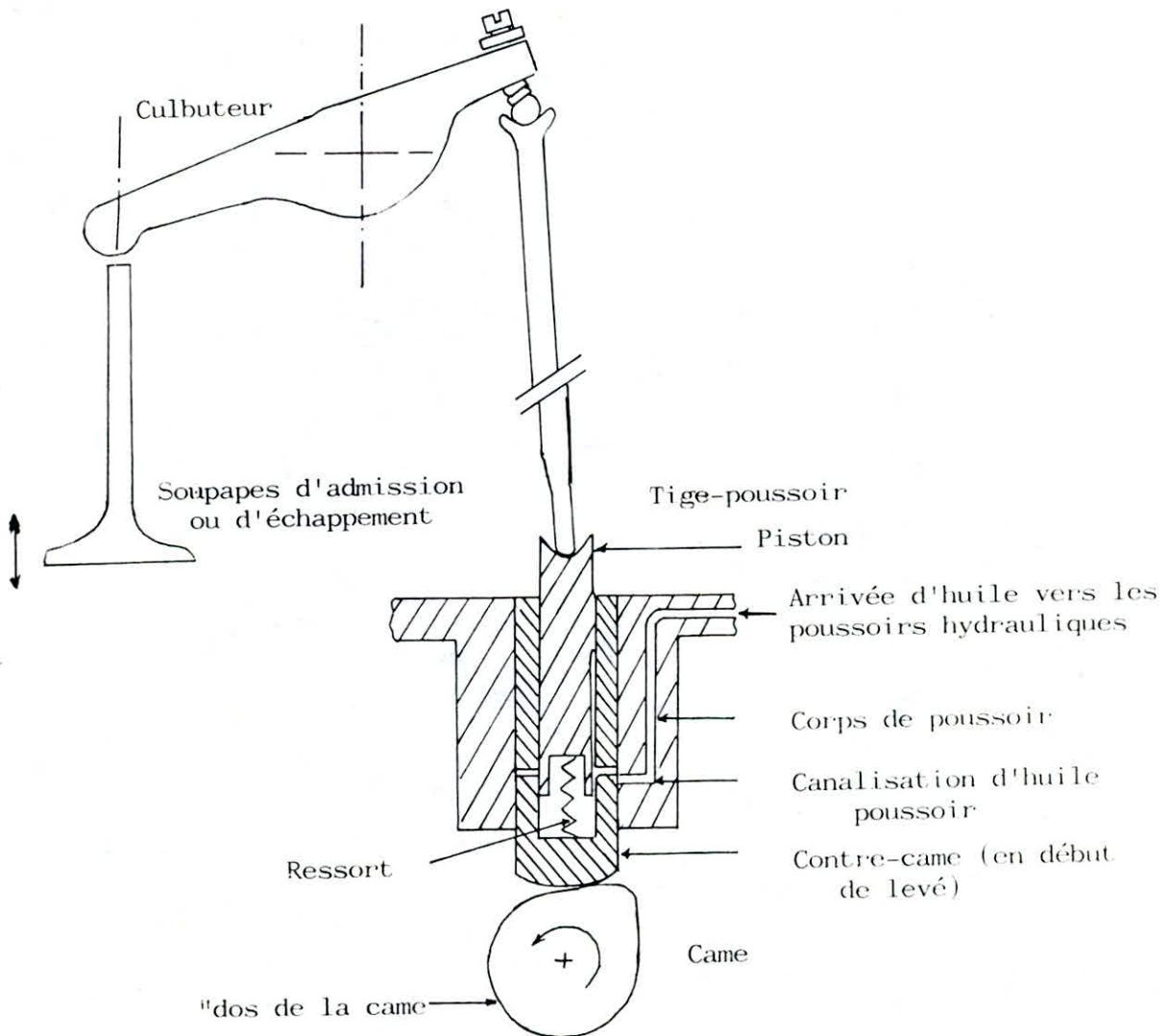


fig.2 - Schéma de fonctionnement des poussoirs hydrauliques

### II.2.2 Système d'allumage

Le système d'allumage est composé d'une bobine automobile traditionnelle de 12V et un rupteur dont la commande est assurée par une came .  
L'allumage peut-être calé entre 30° avant le P.M.H et 10° après .

### II.2.3 Dynamomètre

Le dynamomètre est un appareil électrique conventionnel à courant continu qui, outre son rôle de frein d'essai du moteur, sert également à mettre celui-ci en marche et à le faire tourner lors des essais de mesure des frictions .  
Les commandes du dynamomètre sont situées sur la console de gauche .

En plaçant le selecteur Motor-Generate en position Generate et en branchant un jeu de résistances électriques en parallèle -Banc de charge-, le dynamomètre oppose au moteur une résistance qui permet de contrôler sa vitesse à pleine ouverture. La variation de l'intensité de charge s'effectue à l'aide du bouton LOAD CURRENT CONTROL .

Le dynamomètre est conçu pour supporter en permanence une intensité de 25A. Toutefois, il est permis de dépasser cette valeur pendant des périodes très courtes mais un fonctionnement prolongé sous une intensité trop élevée risque de provoquer une surchauffe de l'appareil; un coupe-circuit de surintensité protège le dynamomètre contre les surcourants.

Le carter du dynamomètre repose sur deux paliers à roulements et peut pivoter entre deux limites très étroites.

### II.2.4 Système de refroidissement du moteur

L'eau est pompée dans le collecteur de tête vers le radiateur qui dissipe la chaleur dans l'atmosphère et contribue à harmoniser l'écoulement. Elle passe ensuite dans la chemise d'eau du cylindre où elle se charge de la chaleur dégagée par le moteur. Les températures de l'eau sont mesurées à l'entrée et à la sortie par des capteurs installés dans la chemise. L'eau poursuit son chemin à travers la vanne de commande et le rotamètre et retourne finalement au collecteur de tête .



## II.3 Instruments de mesure

Le banc dispose d'instruments qui permettent de mesurer les performances du moteur, l'affichage des mesures se fait grâce aux cadrans montés sur la console de droite .

### II.3.1 Tachymètre

La vitesse du moteur est mesurée électroniquement par un tachymètre, qui n'est autre qu'un dispositif de comptage d'impulsions; Ces dernières naissent à partir des 20 fentes que comporte un disque monté sur un arbre intermédiaire entraîné par l'arbre du boîtier d'allumage à l'aide d'une roue dentée et une courroie .

### II.3.2 Couplemètre

L'effort créé par la tendance du carter à tourner avec l'arbre est recueilli par un bras poussant contre un ressort. La compression du ressort est mesurée par un potentiomètre linéaire . Le signal de sortie du potentiomètre est proportionnel au couple exercé sur le carter du dynamomètre et se lit sur le cadran du couplemètre .

### II.3.3 Wattmètre

Les signaux électriques du couplemètre et du tachymètre sont transmis au circuit de mesure de la puissance, qui applique électroniquement la relation suivante

$$\text{puissance au frein} = \frac{2\pi N C}{60.000} \text{---(Kw)}$$

### II.3.4 Thermocouples

Les thermocouples servent à mesurer les températures de l'eau de refroidissement à l'entrée et à la sortie du moteur, et sont indiquées sur le cadran gauche; tandis que la température des gaz d'échappement mesurée est indiquée sur le cadran droit .

### II.3.5 Débitmètre

#### II.3.5.1 Débitmètre d'air

a-combustion normale

Un débitmètre visqueux est utilisé pour mesurer la consommation d'air. Le moteur monocylindrique a tendance à induire un débit d'air pulsant puisque l'air n'est aspiré dans le cylindre que pendant une course du piston sur quatre pour cela un volume d'amortissement est placé entre l'instrument de mesure et l'injecteur. 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 (fig. 3) .

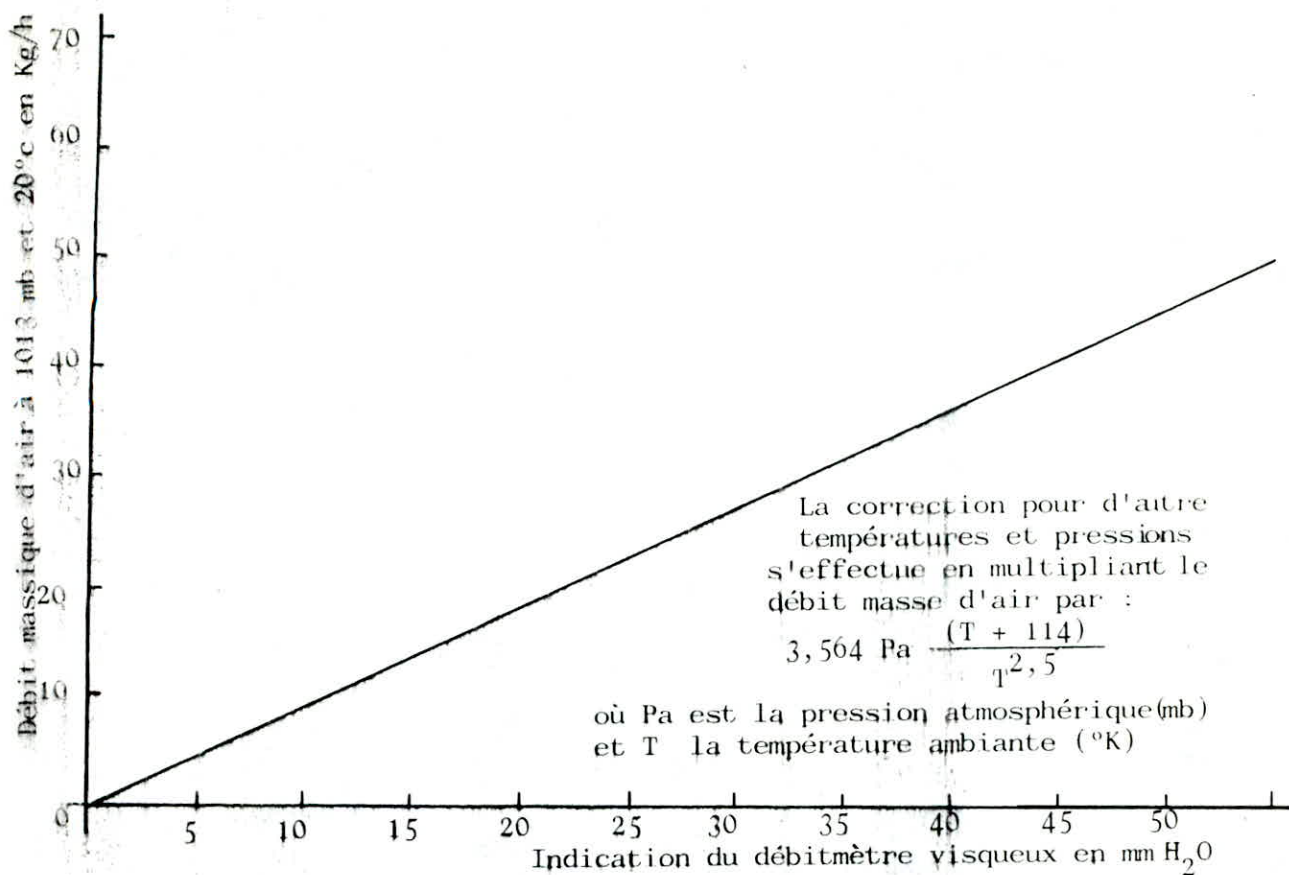


fig.3 Etalonnage du débitmètre visqueux

#### b-combustion suralimentée

L'étalonnage du débitmètre visqueux ne devrait pas varier quand on utilise le surpresseur, mis à part le coefficient à appliquer pour prendre en compte l'augmentation de la pression et de la température. Cependant, en pratique, la surpression peut provoquer un certain nombre de fuites aux différents joints du système. Ces fuites entraînent une chute de pression dans le débitmètre visqueux quand le moteur est à l'arrêt, et doivent être prises en compte pour corriger en conséquence l'étalonnage de base de ce débitmètre. Cette correction est établit en soustrayant à la valeur réelle du débitmètre la valeur fournie par le diagramme "correction type surpresseur/débitmètre visqueux" (fig. 4)



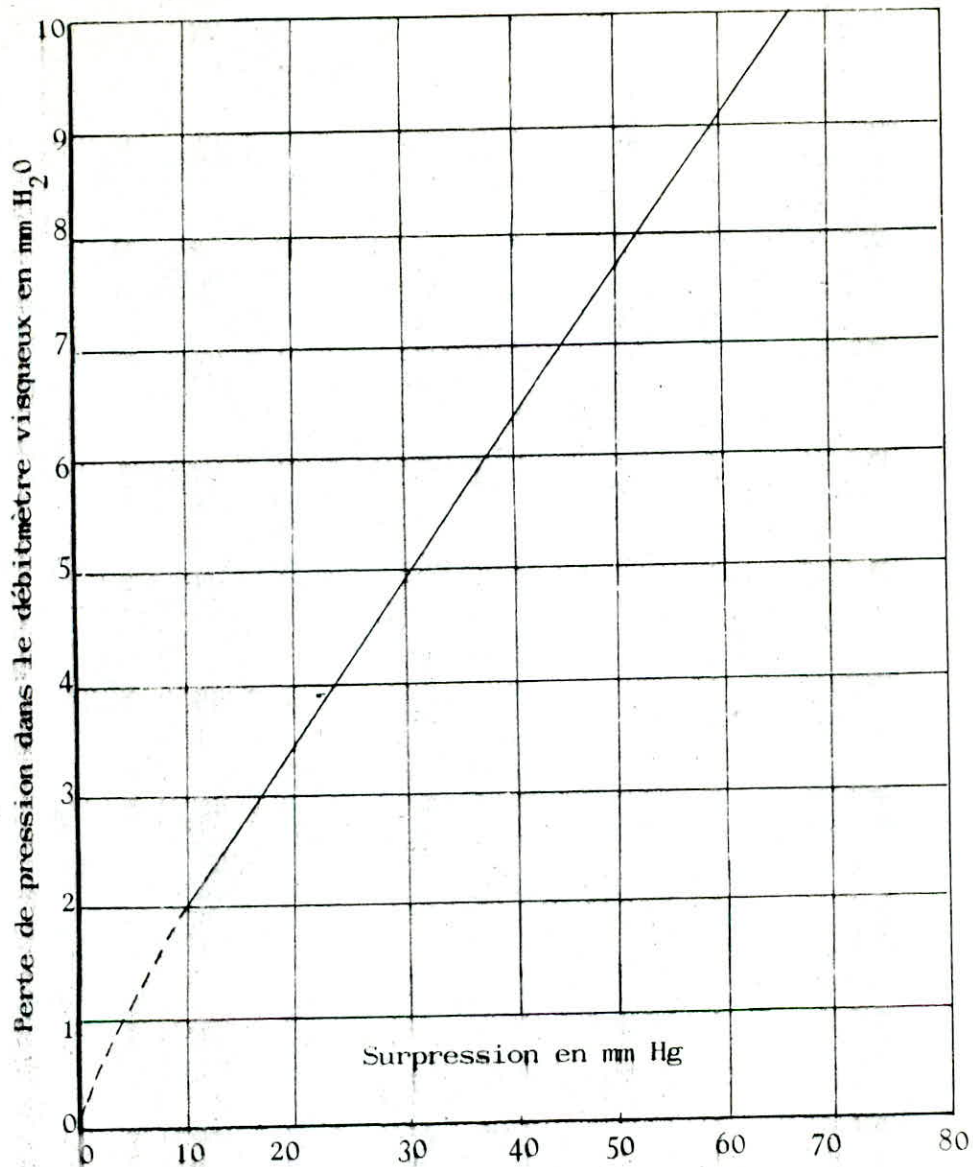


fig. 4 Courbe de correction débitmètre visqueux/surpresseur

### II.3.5.2 Débitmètre de carburant

Une pipette à trois niveaux 8 ml, 16 ml et 32 ml permet de mesurer le débit de carburant, en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer l'un des trois volumes de combustible.

### II.3.5.3 Débitmètre d'eau de refroidissement

Le débit d'eau de refroidissement du moteur est fonction de la chaleur indiquée par le rotamètre: la courbe d'étalonnage de ce dernier nous donne ainsi la valeur du débit d'eau .(fig. 5 ) .

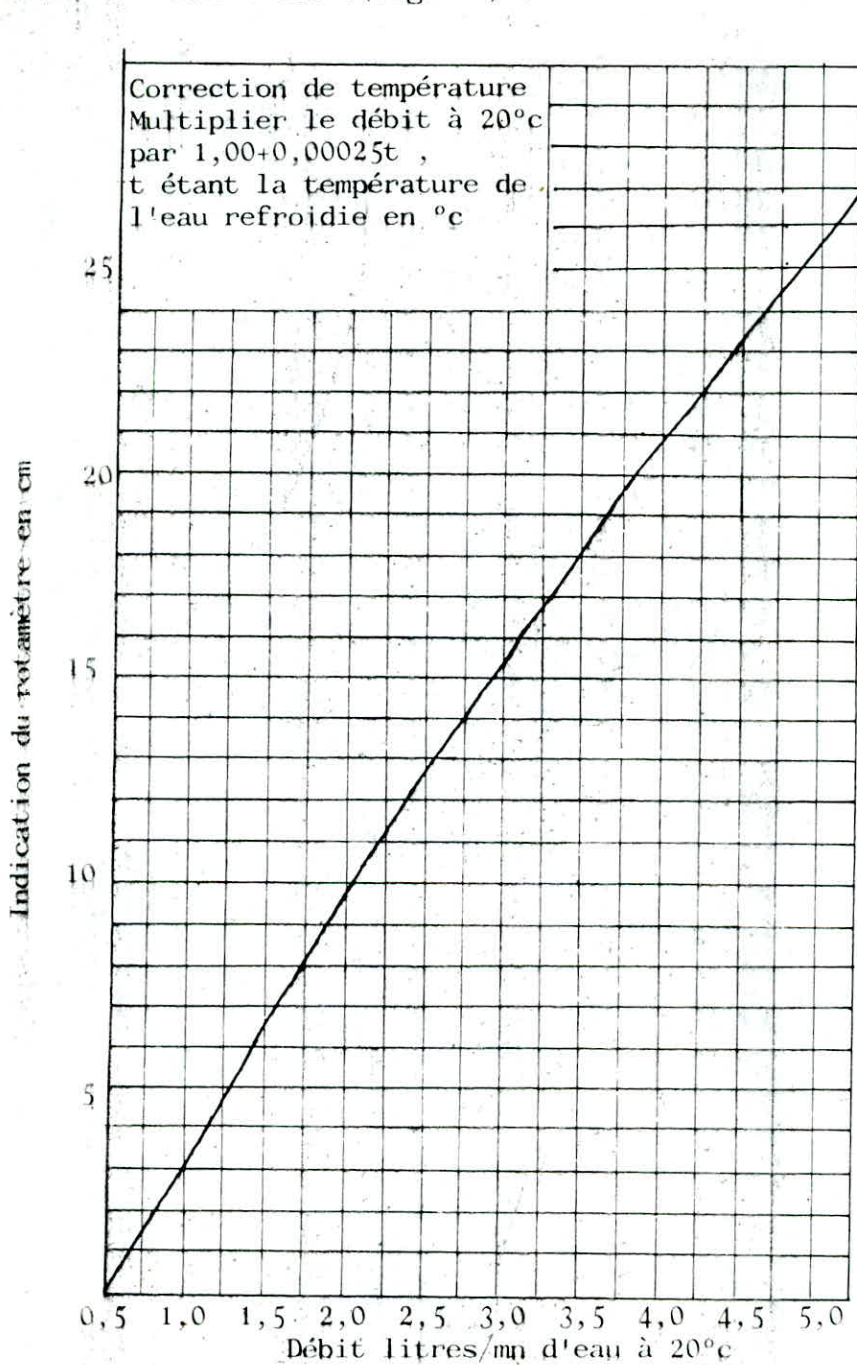


fig.5 Courbe d'étalonnage du débitmètre de l'eau de refroidissement

## II.4 Accessoires du banc

Le domaine d'utilisation du banc peut-être élargi par l'utilisation des accessoires disponibles qui permettent de faire tourner le moteur en versions Diesel, essence carburé, gaz propane ou naturel. Il existe également un surpresseur d'alimentation pour la suralimentation du moteur .

Le banc dispose aussi d'un système optionnel E.32 dont la fonction est la visualisation des diagrammes, pression/volume et pression/angle du vilebrequin. Cet indicateur électronique est relié au cylindre, et la pression qui y régné est mesurée au moyen d'un capteur piezo-électrique miniature .

## II.5 Equipement d'injection d'essence

L'équipement d'injection comporte deux organes :

- un injecteur d'essence,
- et une unité d'injection d'essence qui comporte les éléments indiqués sur le schéma suivant :(fig.6 )

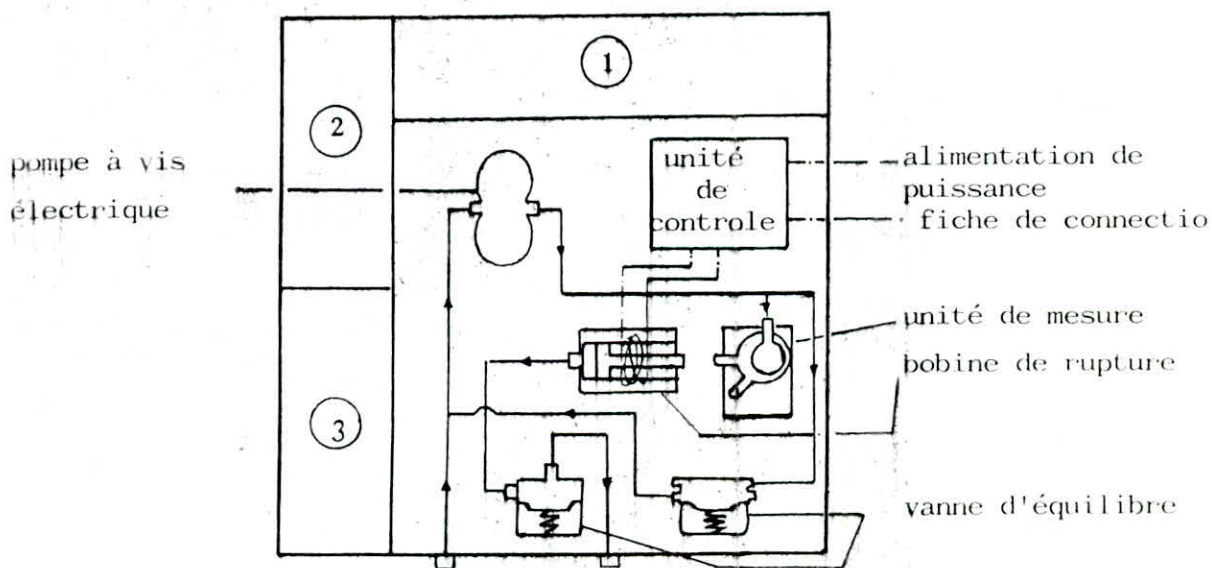


fig.6 unité d'injection d'essence



## C H A P I T R E III

### LA SURALIMENTATION DU MOTEUR



#### III.1 But de la suralimentation

La double nécessité économique

- d'abaisser les prix de fabrication par cheval,
- de réduire le poids et l'encombrement par cheval:

conduit à chercher à augmenter la qualité de combustion qu'un cylindre de volume donné brûle par unité de temps, ce que l'on ne peut réaliser qu'en accroissant la masse d'air comburant introduit par litre de cylindrée et par unité de temps. Pour cela on peut :

-soit augmenter la vitesse de rotation; mais celle-ci est limitée du fait que l'augmentation des efforts dynamiques entraînent un accroissement des pertes mécaniques.

-soit augmenter la masse spécifique de l'air introduit, pour cela on lui fait subir une compression préalable, provoquant ainsi une suralimentation du moteur .

Ceci nous permet de dire que la suralimentation constitue un des moyens d'accroître la puissance de sortie des moteurs, par l'amélioration du rendement volumétrique, l'augmentation de la masse d'air aspirée dans le cylindre et de la quantité de carburant brûlée .

#### III.2 Types de suralimentation

Il existe trois procédés de suralimentation :

##### III.2.1 Suralimentation par surpresseur indépendant

La suralimentation par surpresseur actionné par un moyen indépendant du moteur, correspond au procédé utilisé par le **banco** TD 43, qui utilise un moteur électrique qui actionne le surpresseur, (fig.7 ).

##### III.2.2 Suralimentation par compresseur entraîné par le moteur lui-même

###### III.2.2.1 Turbocompresseur

Dans ce cas, un compresseur d'air est utilisé pour augmenter la pression d'admission. L'énergie nécessaire à son entraînement est récupérée au gaz d'échappement par l'intermédiaire d'une turbine. L'ensemble turbine-compresseur

s'appelle turbo-compresseur et comporte deux circuits :

- le circuit echappement-turbine,
- et le circuit admission-compresseur ,(fig. 8 ).

### III.2.2.2 Compresseur volumétrique

Ce type de compresseur est entraîné mécaniquement par le moteur lui-même, ce procédé est moins utilisé du fait :

- qu'il ne permet pas la récupération d'une partie de l'énergie contenue dans les gaz d'echappement,
- et qu'il prélève, pour entrainer le compresseur, une puissance utilisable.

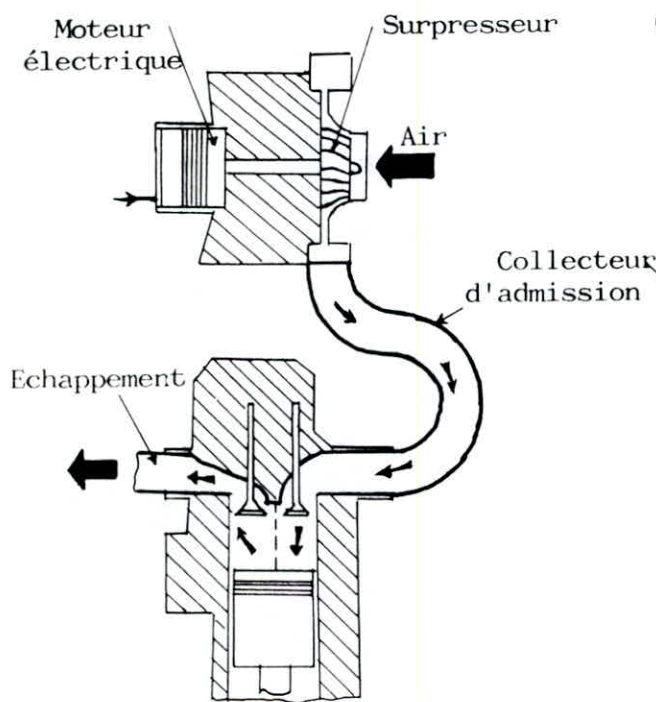


fig.7 Principe de la suralimentation par un surpresseur indépendant

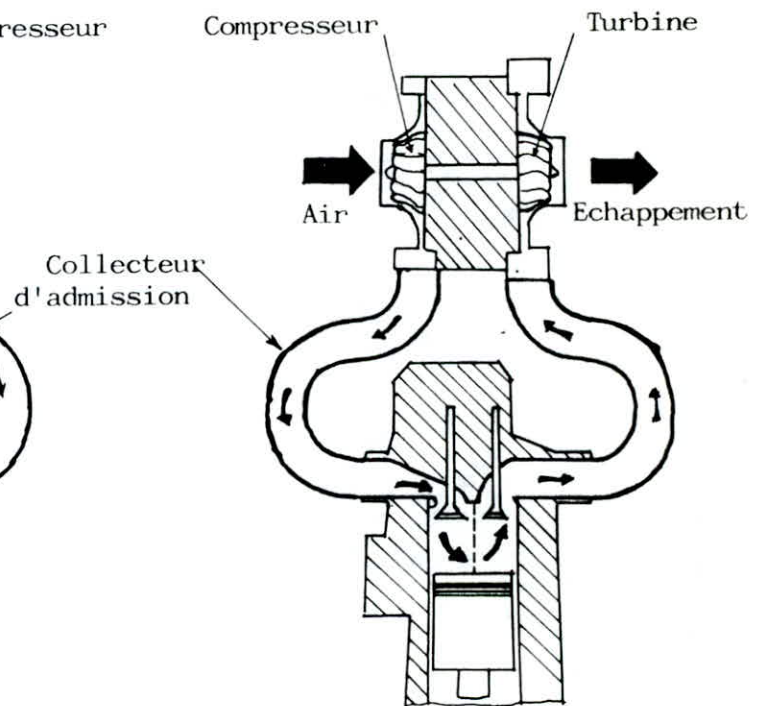


fig.8 Principe de la suralimentation par turbo-compresseur

### III.2.3 Suralimentation par Ondes COMPLEX

Ce procédé utilise l'onde de pression, onde dont le front se déplace à la vitesse que possède le son dans le milieu considéré et dont la propagation provoque dans son sillage un vide important .

De telles ondes de compression et de détente peuvent être utilisées pour la

transmission directe d'énergie d'un gaz comprimé à un autre gaz destiné à être comprimé .

### III.3 Description du surpresseur

Le surpresseur est à quatre étages ,il est entraîné à 9500 tr/mn par un moteur triphasé à induction d'une puissance nominale de 0,56 Kw .

L'air sortant du surpresseur traverse une soupape de decharge constituée d'un tube autour duquel tourne un manche.Deux grands orifices sont percés dans le tube et le manche.Quand ils sont en regard l'un de l'autre,la majeure partie de l'air comprimé s'echappe dans l'atmosphère et la surpression est faible. En faisant tourner le manchon de manière que moins d'air s'echappe,on augmente la surpression jusqu'a une valeur maximale,atteinte quand le manchon obture complètement l'orifice du tube.

La surpression est mesurée à l'aide d'un diaphragme à proximité du boitier de commande du surpresseur;(fig. 9 )

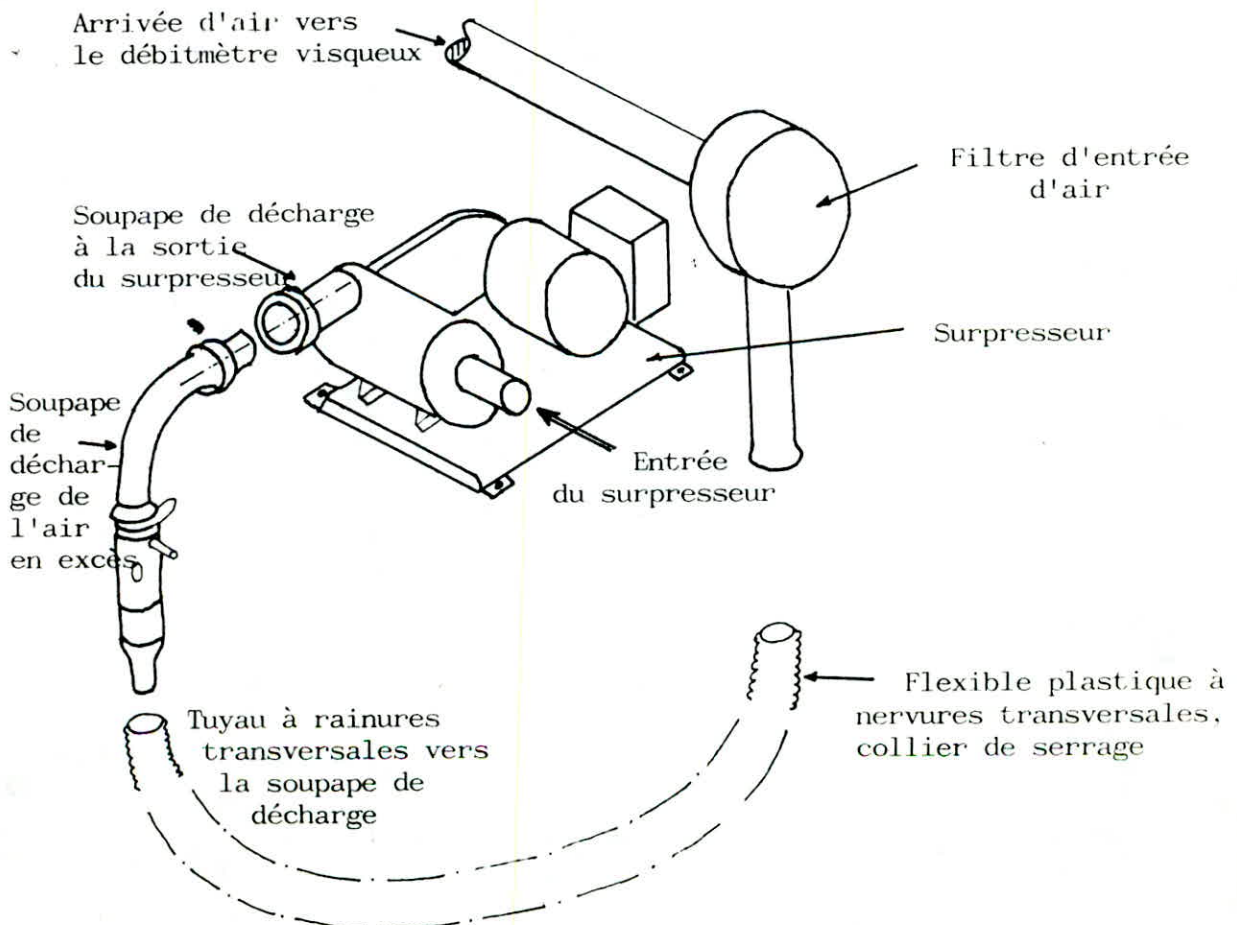


fig. 9 Schéma du surpresseur



## C H A P I T R E IV

### CRITERES DE PERFORMANCES DU MOTEUR

#### IV.1 Puissance indiquée

La puissance indiquée est la puissance correspondante au travail fourni par le moteur qui est représenté par l'air du cycle de fonctionnement. Cette puissance est supérieure à celle effectivement disponible au vilebrequin du moteur, puisqu'elle ne tient pas compte des pertes mécaniques.

Le travail net fourni par cycle  $W_i = 0,1 \cdot \overline{p_{mi}} \cdot V_h$  (Joules) (1)

avec :  $\overline{p_{mi}}$  pression moyenne indiquée (dan/cm<sup>2</sup>)  
 $V_h$  cylindrée (cm<sup>3</sup>)

La puissance indiquée dépend de la fréquence des phases motrices. Dans un moteur à quatre temps, le cycle s'effectue en deux tours complets.

La puissance indiquée  $P_i = \overline{p_{mi}} V_h \frac{N}{2} \frac{1}{60}$  (Watts) (2)

avec : N vitesse du moteur en tours/mn

#### IV.2 Puissance effective

La puissance effective est la puissance au frein disponible au vilebrequin du moteur. Cette puissance s'obtient en mesurant le couple du moteur qui travaille contre l'action d'un frein. Le banc TD 43 dispose d'un frein électrique -dynamomètre-.

La puissance effective  $P_e = \frac{2 \pi N C}{60}$  (Watts) (3)

avec : C couple indiqué par le potentiomètre (N.m)

#### IV.3 Puissance de friction

La puissance de friction représente les pertes d'énergie dues aux frictions mécaniques. Elle est soit déduite de la différence entre la puissance

indiquée et la puissance au frein :

$$P_f = P_i - P_e \quad (4)$$

soit calculée à partir du couple  $C_f$  nécessaire pour faire tourner le moteur,

$$P_f = \frac{2\pi N C_f}{60} \quad (5)$$

avec:  $C_f$  couple de friction indiqué par l'instrument de mesure (N.m)

#### IV.4 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant constitue un critère utile pour l'appréciation du caractère économique de l'énergie délivrée. Elle se définit comme suit:

$$S_{fc} = \frac{\dot{m}_f}{P_e} = \frac{\text{consommation de carburant (masse/unité de temps)}}{\text{puissance effective}} \quad (6)$$

La consommation de carburant se détermine en mesurant le temps  $t$  nécessaire au moteur pour consommer un volume  $V_i$ ;  $V_i$  peut être de 8ml, 16ml, ou 32ml. Pour une densité d'eau de  $1000 \text{ Kg/m}^3$ , et un poids spécifique  $S_{gf}$  de  $0,741 \text{ Kg/m}^3$  pour l'essence, on aura:

$$\dot{m}_f = \frac{S_{gf} \cdot 10^3 \cdot V_i \cdot 10^{-6}}{t} = \frac{0,741 \cdot V_i \cdot 10^{-3}}{t} \quad (\text{Kg/s}) \quad (7)$$

#### IV.5 Rendements

##### IV.5.1 Rendement mécanique

Les pertes d'énergie dues aux frictions mécaniques font que la puissance recueillie sur l'arbre soit inférieure à la puissance indiquée; d'où la notion du rendement mécanique:

$$n_m = \frac{\text{puissance effective}}{\text{puissance indiquée}} = \frac{P_e}{P_i}$$

puisque  $P_i = P_e + P_f$

$$n_m = \frac{1}{1 + \frac{P_f}{P_e}} \quad (8)$$

##### IV.5.2 Rendement thermique

Le rendement thermique fournit une appréciation sur le rendement global



du moteur, et se définit comme suit:

$$n_b = \frac{\text{puissance effective}}{\text{puissance fournie}} = \frac{\text{puissance effective}}{\dot{m}f \cdot \text{pouvoir calorifique inférieur}}$$

$$n_b = \frac{P_e}{\dot{m}f \cdot P_{ci}}$$

puisque  $P_e = \dot{m}f / Sfc$

$$\text{alors } n_b = \frac{1}{Sfc P_{ci}} \quad (9)$$

Sfc se mesure en Kg/Kwh et Pci en Kcal/Kg. Pour obtenir une valeur correcte de  $n_b$ , on multiplie l'équation (9) par 861.

#### IV.5.3 Rendement volumétrique

Dans la pratique, le moteur n'aspire pas une pleine charge d'air à chaque course d'admission, et il convient de définir le rendement volumétrique comme suit:

$$n_v = \frac{\text{charge d'air admise réellement}}{\text{charge d'air idéale que peut contenir le cylindre dans les conditions atmosphériques}} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{th}} \quad (10)$$

En assimilant l'air à un gaz parfait on a :

$$\dot{m}_{th} = \frac{p_a V_h}{t_{\text{cycle}}} = \frac{p_a}{r T_a} \cdot \frac{V_h}{2.60/N}$$

$$\dot{m}_{th} = \frac{p_a N V_h}{120 r T_a}$$

Si l'on exprime :  $p_a$  en mbars ;  $N$  en tours/mn  
 $T_a$  en K ;  $\dot{m}_{th}$  en Kg/h

$$\text{alors on a : } \dot{m}_{th} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-2}}{120 \cdot 287} \cdot 3600 \cdot \frac{p_a N}{T_a} = 0,00608 \cdot \frac{p_a N}{T_a} \quad (11)$$

$\dot{m}_r$  étant la charge d'air réelle déterminée à partir de la courbe d'étalonnage.

$$\text{On aura : } n_v = \frac{\dot{m}_r T_a}{0,00608 p_a N} = 164,47 \frac{\dot{m}_r T_a}{p_a N} \quad (12)$$

#### IV.6 Rapport air/carburant

Le rapport air/carburant est le rapport du débit massique d'air par le débit massique de carburant.

$$\text{d'ou } L = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_f} \quad (13)$$

Dans les conditions idéales, le rapport L doit être de l'ordre de 14,6 : 1 pour obtenir une combustion complète.

## C H A P I T R E V

### E T U D E T H E R M O D Y N A M I Q U E

On a jugé indispensable de faire une étude thermique théorique détaillée, qui nous fournira des outils de démonstration appréciables.

Cette étude s'établira sur différents points, entre autres, le calcul de pression et de température pour tous les points du cycle ainsi que l'évaluation des différents paramètres.

Le cycle cherché est le cycle de " Beau de Rochas " , et pour la simplification des calculs, on prendra les hypothèses suivantes :

- Les processus de travail sont réversibles
- L'introduction de chaleur ou la cessation de l'apport de chaleur se fait sans pertes
- La substance évoluant est un gaz parfait
- La compression et la détente sont des transformations polytropiques
- La nature chimique du fluide moteur change instantanément par combustion en fin compression
- On considère les ouvertures et les fermetures des soupapes dans les points morts
- On admet une détente des gaz résiduels en début d'admission
- Le fluide moteur est formé de mélange des gaz résiduels ainsi que de la charge fraîche
- La charge fraîche se chauffe dans le collecteur d'admission.

Pour le calcul, on utilisera les données de base suivantes :

- Cylindrée totale  $V_h = 582 \text{ cm}^3$
- Nombre de cylindres  $i = 1$
- Vitesse de rotation  $N = 1500 \text{ Tours/mn}$
- Alésage et course  $D = 95 \text{ mm}$  et  $C = 82 \text{ mm}$
- Taux de compression  $\epsilon = 8$

|                                              |                                  |
|----------------------------------------------|----------------------------------|
| - Pression atmosphérique                     | $P_o = 1,013 \text{ dan/cm}^2$   |
| - Température ambiante                       | $T_o = 293 \text{ K}$            |
| - Pouvoir calorifique inférieur du carburant | $P_{ci} = 10400 \text{ Kcal/Kg}$ |

Les quatre temps du cycle de " Beau de Rochas " sont : (fig.10)

1<sup>o</sup>temps : admission (g-a)

ouverture de la soupape d'admission et aspiration du mélange gazeux par la descente du piston.

2<sup>o</sup>temps : compression (a-c)

fermeture de la soupape d'admission, et compression du mélange par la montée du piston.

3<sup>o</sup>temps : a) combustion (c-y-t)

amorçage de la combustion par un apport de chaleur extérieur.

La combustion se fait suivant deux étapes :

1<sup>o</sup>étape : à volume constant (c-y)

2<sup>o</sup>étape : à température constante (y-t)

b) détente (t-d)

détente des gaz de combustion qui produit l'énergie mécanique recherchée.

4<sup>o</sup>temps : echappement (d-g)

ouverture de la soupape d'echappement et évacuation des gaz brûlés.

### V.1 Combustion normale

On entend par combustion normale, le cas où l'alimentation du moteur en air carburant se fait grâce à la dépression créée par la descente du piston lors de la phase d'admission. Le moteur utilisant ce mode de combustion se nomme " moteur atmosphérique ".

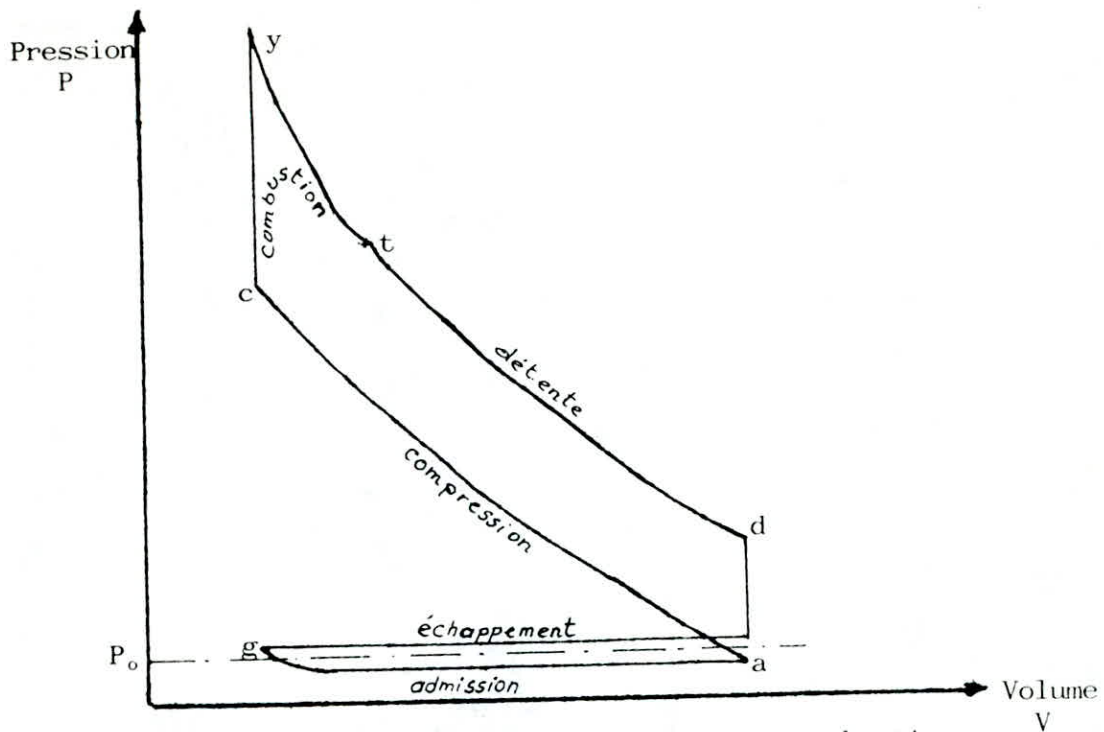


fig.10 cycle de "Beau de Rochas" en combustion normale

### V.1.1 Processus d'admission

- Pression d'admission  $P_a$

L'expression (14) donnant la pression d'admission du mélange en fonction des paramètres est obtenue par combinaison des équations de conservation d'énergie, d'écoulement, et de continuité.

$$P_a = \frac{P_o}{\sigma} \left( 1 - \frac{N^2}{\epsilon 1800 K/K-1 P_o / \Gamma_o (\mu_a \phi_a)^2} \left( \frac{\epsilon - \mu p}{\epsilon - 1} \right)^2 \frac{1}{(f_m / V_h)^2} \right)^{K/K-1} \quad (14)$$

où  $\sigma$  coefficient de pression moyenne  
généralement  $\sigma = (0,9 ; 0,98)$   
soit  $\sigma = 0,98$

$\Gamma_o$  poids volumique de l'ambient,  $\Gamma_o = \frac{g}{v_o}$

K coefficient adiabatique,  $K=1,4$

$$1800 K/K-1 P_o / \Gamma_o = 520 \cdot 10^6$$

$\mu_a \phi_a$  coefficient du débit  
généralement  $\mu_a \phi_a = 0,9$

$f_m$  section moyenne de soupape,  $f_m = 3,63 \text{ cm}^2$

$V_h$  cylindrée,  $V_h = 582 \text{ cm}^3$



soit  $f_m/V_h = 0,624 \text{ cm}^{-1}$

$p$  coefficient de balayage  
généralement  $p = (0 ; 1)$   
soit  $p = 1$

$\mu$  coefficient du volume des gaz résiduels  
généralement  $\mu = 0,5$

D'ou  $P_a = 0,978 \text{ dan/cm}^2$

-Pression des gaz résiduels  $P_g$

Elle est comprise en général dans l'intervalle (1,05 ; 1,15)

soit  $P_g = 1,10 \text{ dan/cm}^2$

-Température des gaz résiduels  $T_g$

supposons  $T_g = 800 \text{ K}$

-Rendement volumétrique  $n_v$

L'expression du rendement volumétrique est :

$$n_v = \frac{\nu}{\theta K (\epsilon - 1)} \frac{P_a}{P_o} \left[ \epsilon + \nu (K-1)(\epsilon - 1) - p \frac{P_g}{P_a} \right] \quad (15)$$

où  $\nu$  coefficient de charge supplémentaire  
généralement  $\nu = (1,05 ; 1,15)$   
soit  $\nu = 1,08$

$\theta$  rapport de chauffage du mélange pendant l'admission  $\theta = \frac{T + T_o}{T_o}$   
généralement  $T = (10 ; 45) \text{ K}$

soit  $T = 40 \text{ K}$

$T_o$  : température ambiante;  $T_o = 293 \text{ K}$

$$\theta = 1,136$$

Alors  $n_v = 0,90$

-Coefficient des gaz résiduels  $\delta_g$

Le coefficient  $g$  est donné par l'expression suivante:

$$\delta_g = p \frac{P_g}{P_o} \frac{T_o}{T_g} \frac{1}{(\epsilon - 1)n_v} \quad (16)$$

Tous les coefficients et paramètres ont été définis précédemment.

D'où  $\gamma_g = 0,063$

-Température de fin d'admission  $T_a$

La température  $T_a$  est donnée par l'expression suivante:

$$T_a = T_o \frac{P_a}{P_o} \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}-1} \frac{1}{n_v(\gamma_g + 1/\gamma)} \quad (17)$$

connaissant tous les paramètres et les coefficients, on aura alors:

$$T_a = 363 \text{ K}$$

V.1.2 Paramètres de fin de compression

On considère que la compression est une transformation polytropique à coefficient constant

soit  $m_c$  : coefficient polytropique  
généralement  $m_c = (1,32 ; 1,38)$   
soit  $m_c = 1,32$

$$\begin{array}{ll} \text{On aura} & P_c = P_a \mathcal{E}^{m_c} \quad ; \quad P_c = 15,220 \text{ dan/cm}^2 \\ & T_c = T_a \mathcal{E}^{m_c-1} \quad ; \quad T_c = 706 \text{ K} \end{array}$$

V.1.3 Processus de combustion

Pour le calcul, on admettra les hypothèses suivantes:

- La combustion suivra deux transformations : isochore (c-y) et isotherme (y-t)
  - On tiendra compte de la chaleur échangée avec les parois
  - Le gaz de combustion n'est pas considéré comme dissocié
- Tous l'oxygène de l'air est utilisé pendant la combustion

V.1.3.1 Consommation d'air

La quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 Kg d'essence est donnée par:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

où : C, H, O les fractions massiques des composants de l'essence données par le tableau suivant: (Tableau.1)

| Eléments                                    | C     | h     | O     |
|---------------------------------------------|-------|-------|-------|
| $\frac{\text{Kg d'elt}}{\text{Kg de comb}}$ | 0,854 | 0,142 | 0,004 |

Tableau.1 fractions massiques des composants de l'essence

d'où  $L_{\min} = 0,507$  Kmoles d'air/Kg de comb

Soit  $\lambda$  : l'excès d'air qui est le rapport entre la quantité réelle d'air utilisée et la quantité stoechiométrique nécessaire pour la combustion.

prenons  $\lambda = 1,2$

$$\lambda = \frac{L_{\text{réel}}}{L_{\min}}$$

donc  $L_{\text{réel}} = \lambda L_{\min} = 0,608$  Kmoles/Kg de comb

Pour une masse molaire d'air de 29g :

$$L_{\text{réel}} = 17,64 \text{ Kg d'air/Kg de comb}$$

-Nombre de moles fraiches admises dans le cylindre à la fermeture de la soupape d' admission.

$$n_i = L_{\text{réel}} + \frac{1}{M_c}$$

$M_c$  étant la masse molaire de l'essence :  $M_c = 114 \text{ Kg/Kmoles}$

d'où  $n_i = 0,617$  Kmoles/Kg de comb

-Fractions molaires des composants du mélange air-comb

Le mélange air-combustible est constitué d'air, d'essence ainsi que des gaz résiduels. Les fractions molaires des constituants sont données par expressions suivantes:

$$r_{\text{air}} = \frac{L_{\text{réel}}}{L_{\text{réel}} + 1/M_c} ; r_{\text{ess}} = \frac{1/M_c}{L_{\text{réel}} + 1/M_c} ; r_{\text{gr}} = \frac{\delta_g}{1 + \delta_g}$$

on obtient:  $r_{\text{air}} = 0,986$   
 $r_{\text{ess}} = 0,014$   
 $r_{\text{gr}} = 0,041$



### V.1.3.2 Gaz de combustion

Pour une combustion complète, les gaz d'échappement seront composés de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$

-Nombre de moles des gaz de combustion

$$n_f = n_{\text{CO}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}}$$

où :  $n_{\text{CO}_2}$ ,  $n_{\text{O}_2}$ ,  $n_{\text{N}_2}$ ,  $n_{\text{H}_2\text{O}}$  les fractions molaires des constituants des gaz de combustion et, sont données par:

$$n_{\text{CO}_2} = \frac{c}{12}$$

$$n_{\text{O}_2} = 0,21(\lambda - 1)L_{\text{min}}$$

$$n_{\text{N}_2} = 0,79(\lambda - 1)L_{\text{min}}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = h/2$$

Donc 
$$n_f = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\lambda - 0,21)L_{\text{min}}$$

$$n_f = 0,644 \text{ Kmoles/Kg de comb}$$

-Fractions molaires des composants des gaz de combustion

$$r_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_f} = 0,110$$

$$r_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_f} = 0,033$$

$$r_{\text{N}_2} = \frac{n_{\text{N}_2}}{n_f} = 0,746$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_f} = 0,110$$

### V.1.3.3 Bilan énergétique de la combustion

Le bilan énergétique du point "c" au point "t" s'établit comme suit

$$Q_r = \Delta U_{c-t} + W_{c-t} + Q_p_{c-t} \quad (18)$$

avec :  $Q_r$  chaleur de réaction chimique  
pour  $\lambda > 1$ ,  $Q_r = P_{ci}$

$\Delta U_{c-t}$  variation d'énergie interne de "c" à "t"

$W_{c-t}$  travail échangé

$Q_{p_{c-t}}$  chaleur échangée avec les parois

on a :  $Q_r = P_{ci} = 10400 \text{ Kcal/Kg}$

$$\Delta U_{c-t} = \Delta U_{c-y} + \Delta U_{y-t} = \Delta U_{c-y} \quad \text{car la transformation (y-t) est isothermique et par conséquent}$$

$$\Delta U_{y-t} = 0$$

$$W_{c-t} = W_{c-y} + W_{y-t} = W_{y-t} \quad \text{car la transformation (c-y) est isochore et par conséquent}$$

$$W_{c-y} = 0$$

L'introduction des coefficients d'échange et d'utilisation de chaleur nous permet d'établir les équations suivantes :

$$W_{y-t} = \xi_t \cdot P_{ci}$$

avec :  $\xi_t$  coefficient d'échange de chaleur avec les parois;  $\xi_t = 0,275$   
 $\xi$  coefficient d'utilisation de chaleur ;  $\xi = 0,88$

Et de la même manière on prendra :

$$\Delta U_{c-y} = \xi P_{ci} (1 - \xi_t)$$

Enfin :  $Q_{p_{c-t}} = -\xi P_{ci} + P_{ci} = P_{ci} (1 - \xi)$

Soit :  $\mu_t$  : coefficient total de variation molaire, donné par :

$$\mu_t = \frac{\mu_c + \delta g}{1 + \delta g} ; \quad \mu_c : \text{étant le rapport de charge fraiche et gaz d'échappement, } \mu_c = n_f / n_i = 1,044$$

D'où  $\mu_t = 1,045$

En définitive l'équation du bilan s'écrira comme suit :

$$\frac{\xi P_{ci} (1 - \xi_t)}{n_f (1 + \delta g)} + (U_c - U_r) = \mu_t (U_y - U_r) \quad (19)$$

$U_r$  : l'énergie interne correspondant à la température de référence  $T_r$  :

Soit  $T_r = 500 \text{ K}$

- La variation d'énergie interne ( $U_c - U_r$ ) est donnée par :

$$U_c - U_r = A(T_c - T_r) + B/2 (T_c^2 - T_r^2) + C/3 (T_c^3 - T_r^3) + D/4 (T_c^4 - T_r^4) + E/5 (T_c^5 - T_r^5) \quad (20)$$

où :  $A = a_{air}^r air + a_{ess}^r ess$   
 $B = b_{air}^r air + b_{ess}^r ess$

$$C = c_{\text{air}} r_{\text{air}} + c_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

$$D = d_{\text{air}} r_{\text{air}} + d_{\text{ess}} r_{\text{ess}}$$

Les coefficients  $a_{\text{air}}, \dots, e_{\text{ess}}$ , sont donnés par le tableau suivant: (Tableau.2)

|         | a     | $b10^{-3}$ | $c10^{-6}$ | $d10^{-9}$ | $e10^{-12}$ |
|---------|-------|------------|------------|------------|-------------|
| Air     | 4,195 | -0,373     | 2,272      | -0,912     | 0           |
| Essence | 5,485 | 148,0      | -51,5      | 0          | 0           |

Tableau.2 les coefficients spécifiques à l'air et à l'essence

On obtient:

$$\begin{aligned} A &= 4,213 \\ B &= 1,734 \cdot 10^{-3} \\ C &= 1,950 \cdot 10^{-6} \\ D &= 8,990 \cdot 10^{-10} \\ E &= 0 \end{aligned}$$

En remplaçant les coefficients par leur valeur dans l'équation (20), on aura:

$$U_c - U_r = 1272,544 \text{ Kcal/Kmoles}$$

- La variation d'énergie interne ( $U_y - U_r$ ) est donnée par:

$$U_y - U_r = F(T_y - T_r) + G/2 (T_y^2 - T_r^2) + H/3 (T_y^3 - T_r^3) + I/4 (T_y^4 - T_r^4) + J/5 (T_y^5 - T_r^5) \quad (21)$$

où:

$$\begin{aligned} F &= a_{\text{co}_2} r_{\text{co}_2} + a_{\text{o}_2} r_{\text{o}_2} + a_{\text{H}_2\text{o}} r_{\text{H}_2\text{o}} + a_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} \\ G &= b_{\text{co}_2} r_{\text{co}_2} + b_{\text{o}_2} r_{\text{o}_2} + b_{\text{H}_2\text{o}} r_{\text{H}_2\text{o}} + b_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} \\ H &= c_{\text{co}_2} r_{\text{co}_2} + c_{\text{o}_2} r_{\text{o}_2} + c_{\text{H}_2\text{o}} r_{\text{H}_2\text{o}} + c_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} \\ I &= d_{\text{co}_2} r_{\text{co}_2} + d_{\text{o}_2} r_{\text{o}_2} + d_{\text{H}_2\text{o}} r_{\text{H}_2\text{o}} + d_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} \\ J &= e_{\text{co}_2} r_{\text{co}_2} + e_{\text{o}_2} r_{\text{o}_2} + e_{\text{H}_2\text{o}} r_{\text{H}_2\text{o}} + e_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} \end{aligned}$$

Les coefficients  $a_{\text{co}_2}, \dots, e_{\text{N}_2}$ , sont donnés par le tableau suivant: (Tableau.3)

|     | a     | b10 <sup>-3</sup> | c10 <sup>-6</sup> | d10 <sup>-9</sup> | e10 <sup>-12</sup> |
|-----|-------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| co2 | 3,114 | 15,012            | -9,848            | 2,952             | 0,324              |
| o2  | 4,181 | 3,358             | -1,480            | -0,242            | 0                  |
| H2o | 5,809 | -0,218            | 4,388             | -3,495            | 2,077              |
| N2  | 3,790 | 3,249             | -1,204            | 0,162             | 0                  |

Tableau.3 des coefficients spécifiques au co2,o2,H2o et N2

On obtient:

$$\begin{aligned}
 F &= 3,951 \\
 G &= 4,169 \cdot 10^{-3} \\
 H &= -1,550 \cdot 10^{-6} \\
 I &= 0,054 \cdot 10^{-9} \\
 J &= 0,268 \cdot 10^{-12}
 \end{aligned}$$

En remplaçant les coefficients par leur valeur dans l'équation (21), on aura:

$$\begin{aligned}
 U_y - U_r &= 3,951(T_y - 500) + 4,169 \cdot 10^{-3}/2 (T_y^2 - 500^2) - 1,550 \cdot 10^{-6}/3 (T_y^3 - 500^3) \\
 &+ 0,054 \cdot 10^{-9}/4 (T_y^4 - 500^4) + 0,268 \cdot 10^{-12}/5 (T_y^5 - 500^5)
 \end{aligned}$$

Pour déterminer la température  $T_y$ , il suffit de remplacer les expressions de  $(U_c - U_r)$  et de  $(U_y - U_r)$  dans l'équation (19) du bilan énergétique: on obtient une équation du 5<sup>o</sup> degré à une seule inconnue ( $T_y$ ):

$$\begin{aligned}
 3,951 T_y + 4,169 \cdot 10^{-3}/2 T_y^2 - 1,550 \cdot 10^{-6}/3 T_y^3 + 0,054 \cdot 10^{-9}/4 T_y^4 \\
 + 0,268 \cdot 10^{-12}/5 T_y^5 - 13333,285 = 0
 \end{aligned} \tag{22}$$

Par itérations successives de l'équation (22), on tire la valeur de  $T_y$ :

d'où :  $T_y = 1933 \text{ K}$

- La pression au point "y" est donnée par la relation suivante:

$$\begin{aligned}
 P_y &= \mu_t P_c T_y/T_c \\
 P_y &= 43,547 \text{ dan/cm}^2
 \end{aligned} \tag{23}$$

#### V.1.3.4 Paramètre d'état en "t"

La transformation (y-t) est une transformation isothermique d'où:

$$T_t = T_y = 1933 \text{ K}$$



Etant donné que la transformation (y-t) est isothermique, utilisons la relation  $PV = Cte$  pour déterminer la pression au point "t": on obtient alors:

$$P_t V_t = P_y V_y$$

$$P_t = P_y / \delta_t$$

$\delta_t$  étant le rapport volumétrique  $V_t/V_y$  et, a pour expression :

$$\delta_t = \exp \left( \sum_t \sum_t P_{ci} / 1,986 n_y T_y \right) \quad (24)$$

avec  $n_y = n_i (\mu_c + \delta_g)$

$$n_y = 0,683$$

d'où  $\delta_t = 2,610$

Il s'en suit que :  $P_t = 16,684 \text{ dan/cm}^2$

#### V.1.3.5 Paramètres d'état en fin de détente "d"

La transformation (t-d) est une transformation polytropique d'exposant  $md$ . Généralement  $md = (1,25 ; 1,35)$

soit  $md = 1,28$

On aura :  $P_d = P_t (\delta_t/\epsilon)^{md} ; P_d = 3,978 \text{ dan/cm}^2$

$$T_d = T_t (\delta_t/\epsilon)^{md-1} ; T_d = 1413 \text{ K}$$

#### V.1.4 Paramètres d'état en fin d'échappement "g"

Les paramètres d'état au point "g" ont été déterminés au paragraphe V.1.1

$$P_g = 1,100 \text{ dan/cm}^2$$

$$T_g = 800 \text{ K}$$

#### V.1.5 Volumes des différents points du cycle

- Volume de la chambre de combustion  $V_{ch}$

$$\epsilon = V_h + V_{ch} / V_{ch} ; V_{ch} = V_h / \epsilon - 1 = 83,143 \text{ cm}^3$$

-  $V_a = V_{ch} = 665,144 \text{ cm}^3$

$V_c = V_{ch} = 83,143 \text{ cm}^3$

$V_y = V_{ch} = 83,143 \text{ cm}^3$

$V_t = \delta_t V_y = 217,003 \text{ cm}^3$

$$V_d = V_a = 665,144 \text{ cm}^3$$

$$V_g = V_{ch} = 83,143 \text{ cm}^3$$

### V.1.6 Caractéristiques du moteur en combustion normale

#### V.1.6.1 Pression moyenne indiquée

$$P_{mi} = \frac{P_a \varepsilon^{mc}}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{P_y}{P_c} \ln \delta_t + \frac{P_y}{P_c} \frac{1}{md-1} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{md-1} \right] - \frac{1}{mc-1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{mc-1}} \right) \right] \quad (25)$$

$$P_{mi} = 8,647 \text{ dan/cm}^2$$

#### V.1.6.2 Puissance indiquée

$$P_i = P_{mi} \cdot V_h \cdot N \cdot 10^{-4} / 2.60 \quad \text{Kw} \quad (26)$$

$$P_i = 6,291 \text{ Kw}$$

#### V.1.6.3 Rendement mécanique

Le rendement mécanique d'un moteur à injection d'essence est compris dans l'intervalle (0,75 ; 0,85)

$$\text{soit } n_m = 0,80$$

#### V.1.6.4 Puissance effective

$$P_e = n_m P_i \quad (27)$$

$$P_e = 5,033 \text{ Kw}$$

#### V.1.6.5 Couple moyen effectif

$$C_{me} = P_e / \omega = P_e \cdot 60 / 2\pi N \quad (\text{N.m}) \quad (28)$$

$$C_{me} = 32,04 \text{ N.m}$$

#### V.1.6.6 Consommation spécifique de carburant

$$S_{fc} = 859 / n_e \cdot P_{ci} \quad (\text{Kg/Kwh}) \quad (29)$$

où  $n_e$  rendement effectif;  $n_e = n_m n_i$

$n_i$  étant le rendement indiqué d'expression  $n_i = 1,987 P_{mi} \cdot n_i \cdot T_o / P_o \cdot n_v \cdot P_{ci}$

$$n_i = 0,327$$

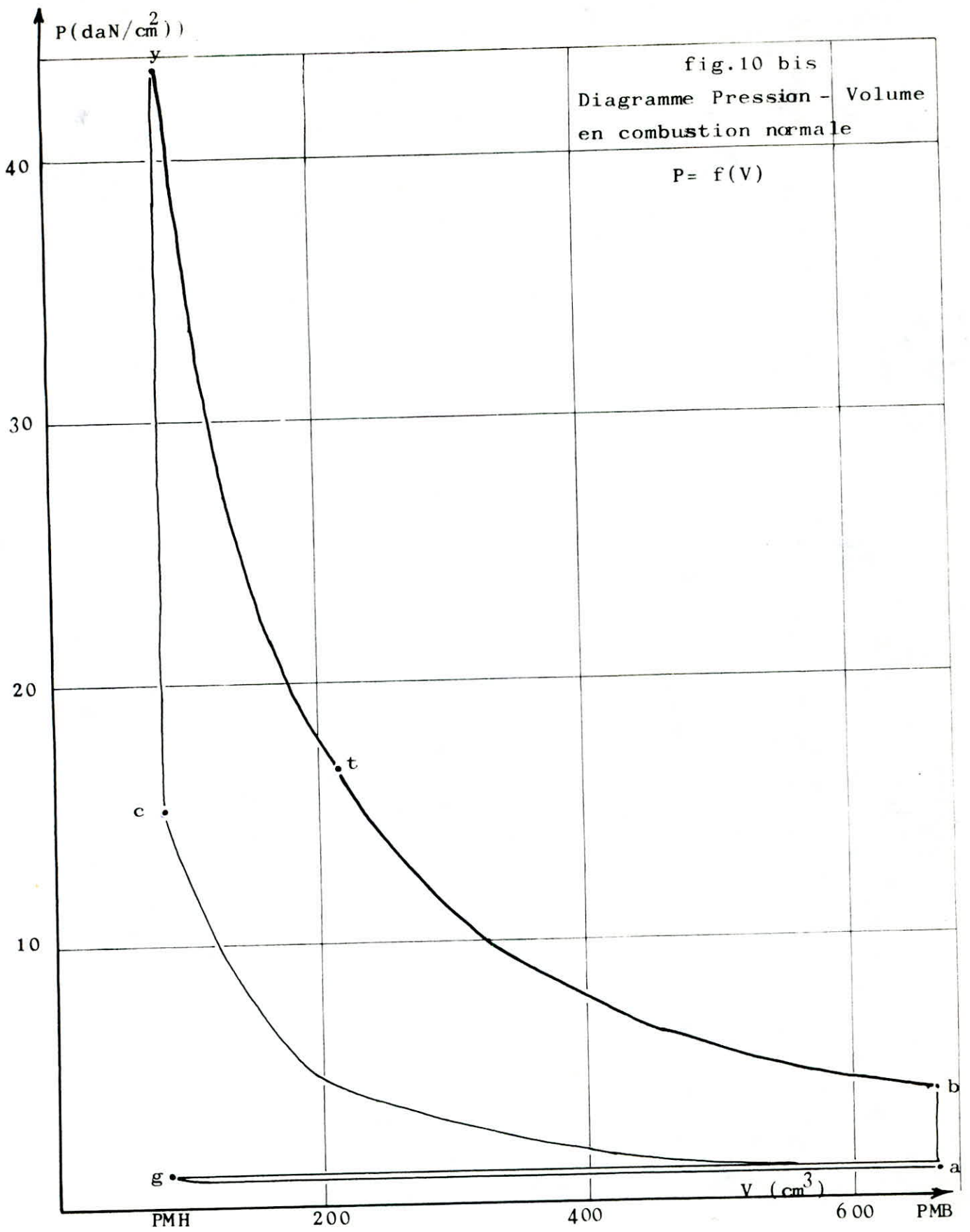
$$\text{donc } n_e = 0,262$$

Il s'en suit que:  $S_{fc} = 0,315 \text{ Kg/Kwh}$

#### V.1.6.7 Rendement thermique

$$\eta_b = 861 / S_{fc} P_{ci} \quad (30)$$

$$\eta_b = 0,263$$



## V.2 Combustion suralimentée

En ce chapitre, on s'intéressera à l'étude thermodynamique de l'évolution du fluide moteur en combustion suralimentée et, par suite établir l'intérêt d'une compression préalable de l'air à l'admission.

Comme pour la combustion normale, le cycle recherché est le cycle de "Beau de Rochas". (fig.14)

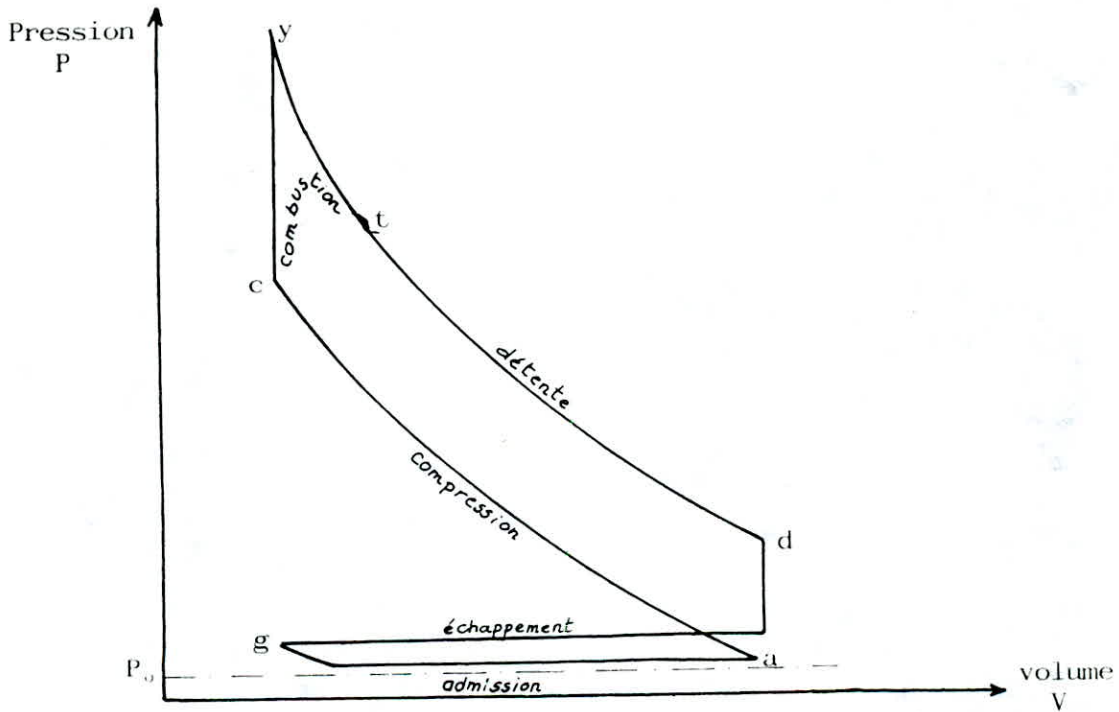


fig.14 cycle de "Beau de Rochas" en combustion suralimentée.

### V.2.1 Processus d'admission

#### - Pression du mélange à l'admission

La pression du mélange à l'admission, en combustion suralimentée est donnée par l'expression suivante:

$$P_a^s = \frac{P^s}{\sigma} \left[ 1 - \frac{N^2}{1800 \text{ g}} \frac{K/K-1}{P^s/\rho_0} \frac{(\mu_a \phi_a)^2}{(\frac{\epsilon - \mu \rho}{\epsilon - 1})^2} \frac{1}{(f_m/V_h)^2} \right]^{K/K-1} \quad (31)$$

avec  $P^s$  pression de l'air après compression ;  $P^s = P_0 + \Delta P$

$\Delta P$ : étant la surpression à la sortie du surpresseur

$$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$$



$$\Delta P = 35 \text{ mm Hg}$$

$$\text{soit } \Delta P = 0,047 \text{ dan/cm}^2$$

$$\text{Il s'en suit que : } P^S = 1,060 \text{ dan/cm}^2$$

Les coefficients de l'équation (14) sont aussi valables pour l'équation (31) ce qui nous permet d'écrire:

$$P_a^S = 1,026 \text{ dan/cm}^2$$

- Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique en suralimentation est donné par l'expression suivante:

$$n_V^S = \frac{\sqrt{s}}{\theta^S K (\xi - 1)} \frac{P_a^S}{P^S} \left[ \xi + (K-1)(\xi - 1) - p \frac{P_g^S}{P_a^S} \right] \quad (32)$$

où  $P_g^S$  : pression des gaz résiduels  
généralement  $P_g^S = (1,05 ; 1,15)$   
soit  $P_g^S = 1,12 \text{ dan/cm}^2$

$\theta^S$  rapport de chauffage du mélange pendant l'admission;  $\theta^S = T^S + \Delta T / T^S$   
généralement  $\Delta T = (10 ; 45)$   
soit  $\Delta T = 40 \text{ K}$

$T^S$  étant la température de l'air après compression;  
supposons que le surpresseur comprime l'air de manière isentropique, on aura approximativement:

$$P^S / P_o = (T^S / T_o)^{\gamma / \gamma - 1}$$

$$T^S = T_o (P^S / P_o)^{\gamma - 1 / \gamma} = 297 \text{ K}$$

$$\text{Donc } \theta^S = 1,134$$

$\sqrt{s}$  coefficient de charge supplémentaire  
généralement  $\sqrt{s} = (1,05 ; 1,15)$   
soit  $\sqrt{s} = 1,15$

$$\text{Enfin } n_V^S = 0,966$$

- Coefficient des gaz résiduels

Le coefficient des gaz résiduels en suralimentation est défini comme suit:

$$\gamma_{g^S} = p \frac{P_g^S}{P^S} \frac{T^S}{T_g} \frac{1}{(\xi - 1)} n_V^S \quad (33)$$

où  $T_g^S$  température des gaz résiduels  
on estime  $T_g^S = 820 \text{ K}$

on obtient :  $\delta_g^S = 0,056$

- Température d'admission

Pour un moteur suralimenté, la température d'admission est donnée par la relation suivante:

$$T_a^S = T^S \frac{P_a^S}{P^S} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{1}{n_v^S (\delta_g^S + 1/\sqrt{v}^S)} \quad (34)$$

$$T_a^S = 367 \text{ K}$$

- V.2.2 Paramètres d'état en fin de compression

On considère une compression polytropique à coefficient  $mc=1,32$

$$\begin{aligned} \text{d'où } P_c^S &= P_a^S \quad mc & ; & \quad P_c^S = 15,950 \text{ dan/cm}^2 \\ T_c^S &= T_a^S \quad mc-1 & ; & \quad T_c^S = 714 \text{ K} \end{aligned}$$

V.2.3 Processus de combustion

V.2.3.1 Consommation d'air

Comme pour la combustion normale, la quantité d'air nécessaire à la combustion de un Kg d'essence est de:

$$L_{\min}^S = 0,507 \text{ Kmoles d'air/Kg de comb}$$

soit un excès d'air de  $\lambda = 1,3$

$$L_{\text{réel}}^S = \lambda L_{\min}^S = 0,659 \text{ Kmoles d'air/Kg de comb}$$

Pour une masse molaire de 29g pour l'air, on aura:

$$L_{\text{réel}}^S = 19,11 \text{ Kg d'air/Kg de comb}$$

- Nombre de moles fraîches admises dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission

$$n_i^S = L_{\text{réel}}^S + 1/M_c = 0,668 \text{ Kmoles d'air/Kg de comb}$$

- Fractions molaires des composants du mélange air/combustible

$$r_{\text{air}}^S = 0,986$$

$$r_{ess}^S = 0,013$$

$$r_{gr}^S = 0,053$$

### V.2.3.2 Gaz de combustion

- Nombre de moles des gaz de combustion

$$n_f^S = n_{CO_2}^S + n_{O_2}^S + n_{N_2}^S + n_{H_2O}^S$$

$$n_f^S = 0,695 \text{ Kmoles/Kg de comb}$$

- Fractions molaires des composants du gaz de combustion

$$r_{CO_2} = 0,102$$

$$r_{O_2} = 0,046$$

$$r_{N_2} = 0,749$$

$$r_{H_2O} = 0,110$$

### V.2.3.3 Bilan énergétique de la combustion

Pour déterminer la température au point "y", utilisons l'équation du bilan énergétique pour un moteur suralimenté :

$$\frac{\sum (1 - \xi_t) P_{ci}}{n_i^S (1 + \delta_g^S)} + (U_c - U_r)^S = \mu_t (U_y - U_r)^S \quad (35)$$

$$- \mu_t^S = \mu_c^S + \delta_g^S / 1 + \delta_g^S = 1,038$$

- La variation d'énergie interne  $(U_c - U_r)^S$  est donnée par l'équation (20) sauf qu'il faut utiliser la température  $T_c^S$  ; on obtient alors :

$$(U_c^S - U_r^S) = 1326 \text{ Kcal}$$

- De même pour la variation d'énergie  $(U_y - U_r)^S$  qui est donnée par l'équation (21) en remplaçant  $T_Y$  par  $T_Y^S$

En remplaçant les quantités  $(U_c - U_r)^S$  et  $(U_y - U_r)^S$  dans l'équation (35), on obtient une équation du 5<sup>e</sup> degré à une seule inconnue ( $T_y^S$ )

$$3,951 T_y^S + 4,169 \cdot 10^{-3} / 2 T_y^S - 1,550 \cdot 10^{-6} / 3 T_y^S + 0,054 \cdot 10^{-9} T_y^S + 0,268 \cdot 10^{-12} / 5 T_y^S - 13480,836 = 0 \quad (36)$$

Par itérations successives de l'équation (36), on tire la valeur de  $T_y^S$

$$T_y^S = 1948 \text{ K}$$

$$P_y^S = \mu_c^S P_c^S T_y^S / T_c^S = 45,170 \text{ dan/cm}^2$$

#### V.2.3.4 Paramètres d'état en "t"

$$T_t^S = T_y^S = 1948 \text{ K}$$

$$P_t^S = P_y^S / \delta_t^S$$

où  $\delta_t^S = \exp(\sum \sum_t P_{ci} / 1,987 T_y^S n_y^S)$

$$n_y^S = n_1^S (\mu_c^S + \delta_g^S) = 0,732$$

$$\delta_t^S = 2,480$$

On obtient ainsi:  $P_t^S = 18,588 \text{ dan/cm}^2$

#### V.2.3.5 Paramètres d'état en fin de détente

La détente est une transformation polytropique à coefficient  $md=1,28$

$$P_d^S = P_t^S (\delta_t^S / \epsilon)^{md} ; \quad P_d^S = 4,044 \text{ dan/cm}^2$$

$$T_d^S = T_t^S (\delta_t^S / \epsilon)^{md-1} ; \quad T_d^S = 1395 \text{ K}$$

#### V.2.4 Paramètres d'état de fin d'échappement

Les paramètres au point "g" ont été déterminés dans le paragraphe V.2.1

$$P_g^S = 1,12 \text{ dan/cm}^2$$

$$T_g^S = 820 \text{ K}$$

#### V.2.5 Caractéristiques du moteur en combustion suralimentée

##### V.2.5.1 Pession moyenne indiquée

$$P_{mi}^S = \frac{P_d^S \epsilon^{mc}}{\epsilon - 1} \left[ \frac{P_y^S}{P_c^S} \ln \delta_t^S + \left( \frac{P_y^S}{P_c^S} \right)^{\frac{1}{mc-1}} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_t^S}{\epsilon} \right)^{mc-1} \right] - \frac{1}{mc-1} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{mc-1}} \right] \right] \quad (37)$$

$$P_{mi}^S = 8,825 \text{ dan/cm}^2$$



### V.2.5.2 Puissance indiquée

$$P_i^S = P_{mi}^S \text{ Vh N } 10^{-4} / 2.60 \quad \text{Kw} \quad (38)$$

$$P_i^S = 6,420 \quad \text{Kw}$$

### V.2.5.3 Rendement mécanique

supposons  $n_m^S = 0,80$

### V.2.5.4 Puissance effective

$$P_e^S = n_m^S P_i^S \quad (39)$$

$$P_e^S = 5,136 \quad \text{Kw}$$

### V.2.5.5 Couple moyen effectif

$$C_{me}^S = P_e^S 60 \cdot 10^3 / 2 \cdot \pi \cdot N \quad \text{N.m} \quad (40)$$

$$C_{me}^S = 32,70 \quad \text{N.m}$$

### V.2.5.6 Consommation spécifique de carburant

$$S_{fc}^S = 859 / n_e^S P_{ci} \quad \text{Kg/Kwh} \quad (41)$$

où  $n_e^S$  rendement effectif;  $n_e^S = n_m^S n_i^S$

$n_i^S$  rendement indiqué d'expression  $n_i^S = 1,987 P_{mi}^S n_i^S T^S / P^S n_v^S P_{ci}$

$$n_i^S = 0,327$$

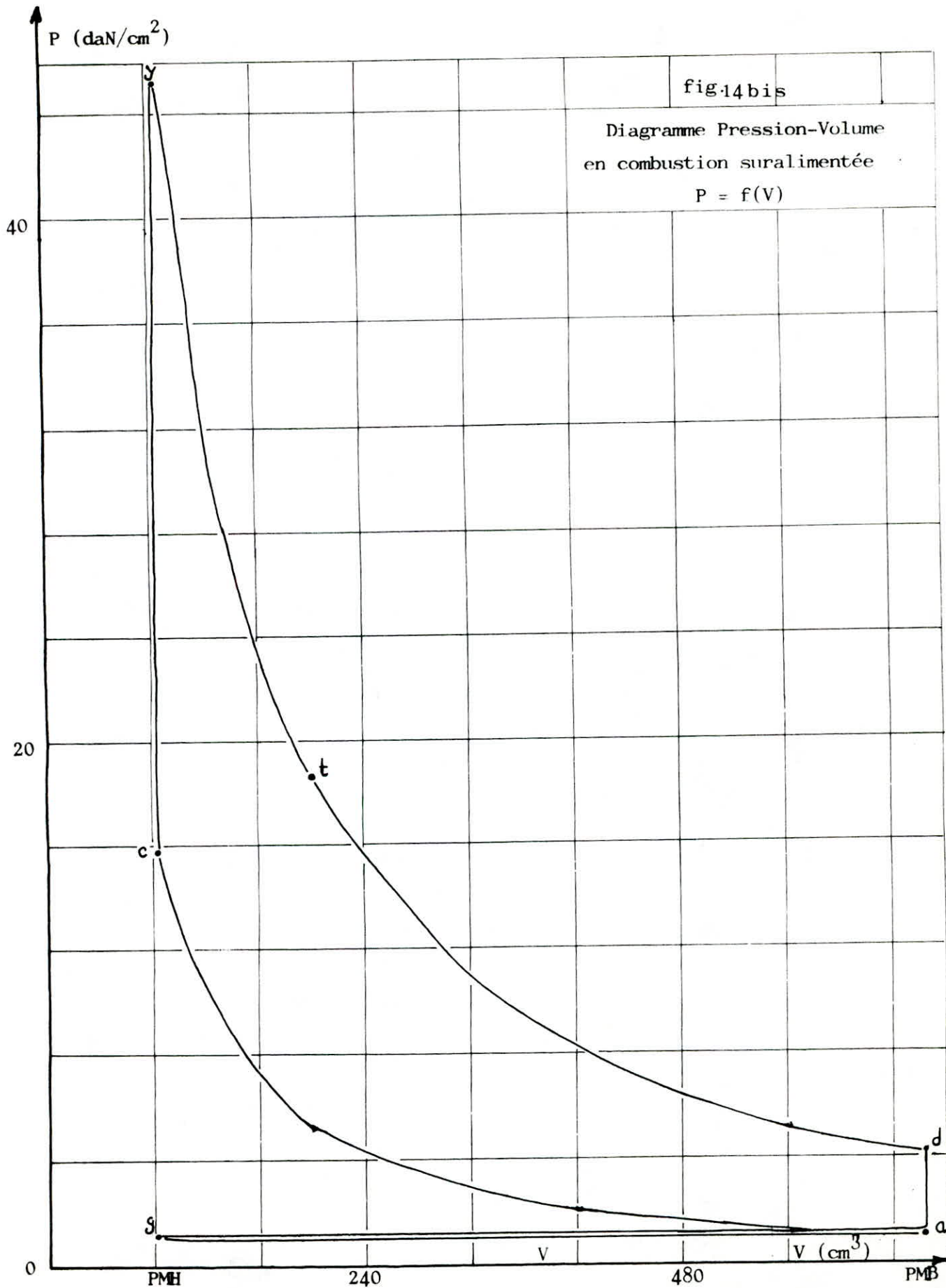
$$n_e^S = 0,262$$

donc  $S_{fc}^S = 0,316 \quad \text{Kg/Kwh}$

### V.2.5.7 Rendement thermique

$$n_b^S = 861 / S_{fc}^S P_{ci} \quad (42)$$

$$n_b^S = 0,262$$



### V.3 Tableau récapitulatif

|                            |                    | Combustion normale                 |                 |                              | Combustion suralimentée            |                 |                              |
|----------------------------|--------------------|------------------------------------|-----------------|------------------------------|------------------------------------|-----------------|------------------------------|
|                            |                    | Pression<br>(dan/cm <sup>2</sup> ) | Température (K) | Volume<br>(cm <sup>3</sup> ) | Pression<br>(dan/cm <sup>2</sup> ) | Température (K) | Volume<br>(cm <sup>3</sup> ) |
| a                          |                    | 0.978                              | 363             | 665.144                      | 1.026                              | 367             | 665.144                      |
| c                          |                    | 15.220                             | 706             | 83.143                       | 15.950                             | 714             | 83.143                       |
| y                          |                    | 43.547                             | 1933            | 83.143                       | 45.170                             | 1948            | 83.143                       |
| t                          |                    | 16.684                             | 1933            | 217.003                      | 18.588                             | 1948            | 202.037                      |
| d                          |                    | 3.978                              | 1413            | 665.144                      | 4.044                              | 1395            | 665.144                      |
| g                          |                    | 1.10                               | 800             | 83.143                       | 1.12                               | 820             | 83.143                       |
| Puissance indiquée(Kw)     |                    | 6.291                              |                 |                              | 6.420                              |                 |                              |
| Puissance effective(Kw)    |                    | 5.033                              |                 |                              | 5.136                              |                 |                              |
| Couple moyen effectif(N.m) |                    | 32.04                              |                 |                              | 32.70                              |                 |                              |
| Consommation spécifique    |                    | 0.315                              |                 |                              | 0.316                              |                 |                              |
| Pression moyenne indiquée  |                    | 8.647                              |                 |                              | 8.825                              |                 |                              |
| Rapport air/carb           |                    | 17.64                              |                 |                              | 19.11                              |                 |                              |
| Rendements                 | mécanique $n_m$    | 0.800                              |                 |                              | 0.800                              |                 |                              |
|                            | volumétrique $n_v$ | 0.900                              |                 |                              | 0.966                              |                 |                              |
|                            | thermique $n_b$    | 0.263                              |                 |                              | 0.262                              |                 |                              |

Tableau;4 tableau des performances théoriques

## C H A P I T R E VI

### EXPERIENCES ET RESULTATS

Dans ce chapitre, on déterminera expérimentalement les différentes caractéristiques du moteur en combustion atmosphérique et suralimentée, ceci en fonction de la vitesse de rotation et du taux de compression.

Par suite, on a jugé utile d'établir d'une part l'effet du calage de l'allumage sur les performances du moteur, et d'une autre part la comparaison des résultats obtenus avec ceux :

- fournis par le constructeur
- déterminés par l'étude théorique
- obtenus par les essais sur moteur en version essence carburée

Les méthodes de calcul des différentes caractéristiques du moteur ont été établies dans le chapitre IV.

#### VI.1 Combustion normale

##### VI.1.1 Tableaux récapitulatifs des mesures

Il est essentiel d'établir les résultats des essais sur le moteur du banc TD 43 sous forme de tableaux qui nous permettront ensuite le tracé des courbes d'évolution des performances du moteur en fonction de la vitesse et du taux de compression.



**Paramètres fixes**

| Date des essais | Taux de Compression | Combustion | Avance à l'allumage | Carburant et pds spécif | Ouverture des gaz | Pression atmosphérique | Température ambiante |
|-----------------|---------------------|------------|---------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| 19.12.87        | $\epsilon = 6$      | Normale    | 10° av PMH          | essence<br>0.741 Kg/L   | Maximale          | 760.3 mm Hg            | 17 °c                |

| Vitesse de rotation (trs/mn)                                      |                                      | 1500   | 1750   | 2000   | 2250   | 2500   |
|-------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Frein                                                             | Couple (N.m)                         | 28.5   | 28.5   | 26     | 22     | 19     |
|                                                                   | Puissance (Kw)                       | 4.489  | 5.222  | 5.445  | 5.184  | 4.974  |
| Air                                                               | Manomètre (mm H <sub>2</sub> O)      | 27     | 34     | 38.5   | 43     | 44     |
|                                                                   | Débit (Kg/h)                         | 25.57  | 32.20  | 36.46  | 40.72  | 41.67  |
| Carburant                                                         | Temps de consommation 8 ml (s)       | 10     | 9      | 8      | 7      | 7      |
|                                                                   | Temps de consommation 16 ml (s)      | 26     | 23     | 20     | 15     | 15     |
|                                                                   | Débit volumique $\dot{m}_v$ (ml/s)   | 0.708  | 0.792  | 0.900  | 1.105  | 1.105  |
|                                                                   | Débit massique $\dot{m}_f$ (Kg/h)    | 1.889  | 2.113  | 2.401  | 2.948  | 2.948  |
|                                                                   | Consommation spécifique Scf (Kg/Kwh) | 0.422  | 0.405  | 0.441  | 0.569  | 0.593  |
| Rapport air/carburant                                             |                                      | 13.546 | 15.239 | 15.185 | 13.813 | 14.135 |
| Température d'échappement (°C)                                    |                                      | 660    | 700    | 750    | 740    | 760    |
| Température des gaz d'échappement à la sortie du calorimètre (°C) |                                      | 35     | 55     | 115    | 135    | 150    |
| Friction                                                          | Couple (N.m)                         | 6.5    | 7.5    | 7.5    | -      | -      |
|                                                                   | Puissance (Kw)                       | 1.021  | 1.283  | 1.570  | -      | -      |
| Rendements                                                        | thermique ( $n_b$ )                  | 0.196  | 0.204  | 0.188  | 0.145  | 0.140  |
|                                                                   | volumétrique ( $n_v$ )               | 0.801  | 0.865  | 0.857  | 0.851  | 0.784  |
|                                                                   | mécanique ( $n_m$ )                  | 0.814  | 0.791  | 0.775  | -      | -      |
| eau de refroidissement du moteur                                  | Température d'entrée (°C)            | 45     | 50     | 50     | 65     | 70     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)           | 65     | 70     | 80     | 75     | 85     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                       | 23     | 23     | 23     | 23.5   | 24     |
| eau du calorimètre                                                | Température d'entrée (°C)            | 10     | 10     | 10     | 10     | 10     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)           | 30     | 35     | 40     | 45     | 50     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                       | 15     | 13     | 11.5   | 11.5   | 11     |

Tableau.5 tableau des mesures pour E=6

### Paramètres fixes

| Date des essais | Taux de Compression | Combustion | Avance à l'allumage | Carburant et pds spécif | Ouverture des gaz | Pression atmosphérique | Température ambiante |
|-----------------|---------------------|------------|---------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| 19.12.87        | $\xi = 7$           | Normale    | 10° av PMH          | essence<br>0.741 Kg/L   | Maximale          | 760.3 mm Hg            | 17°C                 |

| Vitesse de rotation (trs./mn)                                        |                                         | 1500   | 1750   | 2000   | 2250   | 2500   |
|----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Frein                                                                | Couple (N.m)                            | 33.5   | 32     | 30     | 26     | 23     |
|                                                                      | Puissance (Kw)                          | 5.262  | 5.864  | 6.283  | 6.130  | 6.021  |
| Air                                                                  | Manomètre (mm H <sub>2</sub> O)         | 27.5   | 34     | 40     | 47     | 46     |
|                                                                      | Débit (Kg/h)                            | 26.04  | 32.20  | 37.89  | 44.51  | 43.56  |
| Carburant                                                            | Temps de consommation<br>8 ml (s)       | 9      | 9      | 7      | 7      | 6      |
|                                                                      | Temps de consommation<br>16 ml (s)      | 22     | 20     | 16     | 17     | 16     |
|                                                                      | Débit volumique $\dot{m}_v$<br>(ml/s)   | 0.808  | 0.844  | 1.071  | 1.042  | 1.167  |
|                                                                      | Débit massique $\dot{m}_f$<br>(Kg/h)    | 2.156  | 2.252  | 2.857  | 2.780  | 3.113  |
|                                                                      | Consommation spécifique Scf<br>(Kg/Kwh) | 0.410  | 0.384  | 0.455  | 0.453  | 0.517  |
| Rapport air/carburant                                                |                                         | 12.078 | 14.300 | 13.262 | 16.011 | 13.993 |
| Température d'échappement (°C)                                       |                                         | 590    | 640    | 675    | 700    | 750    |
| Température des gaz d'échappement<br>à la sortie du calorimètre (°C) |                                         | 35     | 35     | 40     | 65     | 85     |
| Friction                                                             | Couple (N.m)                            | 7.5    | 8      | 8.5    | —      | —      |
|                                                                      | Puissance (Kw)                          | 1.178  | 1.466  | 1.780  | —      | —      |
| Rendements                                                           | thermique ( $n_b$ )                     | 0.202  | 0.216  | 0.182  | 0.183  | 0.160  |
|                                                                      | volumétrique ( $n_v$ )                  | 0.816  | 0.865  | 0.891  | 0.930  | 0.820  |
|                                                                      | mécanique ( $n_m$ )                     | 0.817  | 0.800  | 0.780  | —      | —      |
| eau de refroidissement du moteur                                     | Température d'entrée (°C)               | 45     | 55     | 65     | 45     | 55     |
|                                                                      | Température de sortie (°C)              | 60     | 75     | 75     | 80     | 85     |
|                                                                      | Rotamètre (cm)                          | 23     | 24     | 24     | 23.5   | 23.5   |
| eau du calorimètre                                                   | Température d'entrée (°C)               | 10     | 10     | 10     | 10     | 10     |
|                                                                      | Température de sortie (°C)              | 25     | 25     | 30     | 30     | 35     |
|                                                                      | Rotamètre (cm)                          | 23     | 22.5   | 22     | 21.5   | 22     |

Tableau.6 tableau des mesures pour E=7



### Paramètres fixes

| Date des essais | Taux de Compression | Combustion | Avance à l'allumage | Carburant et pds spécif | Ouverture des gaz | Pression atmosphérique | Température ambiante |
|-----------------|---------------------|------------|---------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| 19.12.87        | $\xi = 8$           | Normale    | 10° av PMH          | essence<br>0.741 Kg/L   | Maximale          | 760.3 mmHg             | 17°C                 |

| Vitesse de rotation (trs./mn)                                     |                                       | 1500   | 1750   | 2000   | 2250   | 2500   |
|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Frein                                                             | Couple (N.m)                          | 35.5   | 34.5   | 32     | 29     | 24.5   |
|                                                                   | Puissance (Kw)                        | 5.580  | 6.322  | 6.702  | 6.833  | 6.414  |
| Air                                                               | Manomètre (mm H <sub>2</sub> O)       | 28     | 34.5   | 39     | 43.5   | 42     |
|                                                                   | Débit (Kg/h)                          | 26.52  | 32.67  | 36.93  | 41.19  | 39.77  |
| Carburant                                                         | Temps de consommation<br>8 ml (s)     | 10     | 10     | 8      | 7      | 6      |
|                                                                   | Temps de consommation<br>16 ml (s)    | 23     | 22     | 19     | 16     | 16     |
|                                                                   | Débit volumique $\dot{m}_v$<br>(ml/s) | 0.711  | 0.764  | 0.921  | 1.071  | 1.167  |
|                                                                   | Débit massique $\dot{m}_f$<br>(Kg/h)  | 1.897  | 2.038  | 2.457  | 2.857  | 3.113  |
|                                                                   | Consommation spécifique Scf (Kg/Kwh)  | 0.340  | 0.322  | 0.367  | 0.418  | 0.486  |
| Rapport air/carburant                                             |                                       | 13.978 | 16.031 | 15.031 | 14.419 | 12.777 |
| Température d'échappement (°C)                                    |                                       | 600    | 650    | 675    | 690    | 700    |
| Température des gaz d'échappement à la sortie du calorimètre (°C) |                                       | 45     | 55     | 70     | 95     | 115    |
| Friction                                                          | Couple (N.m)                          | 7.5    | 8      | 8.5    | —      | —      |
|                                                                   | Puissance (Kw)                        | 1.178  | 1.466  | 1.780  | —      | —      |
| Rendements                                                        | thermique ( $n_b$ )                   | 0.342  | 0.257  | 0.226  | 0.198  | 0.170  |
|                                                                   | volumétrique ( $n_v$ )                | 0.831  | 0.877  | 0.868  | 0.861  | 0.748  |
|                                                                   | mécanique ( $n_m$ )                   | 0.826  | 0.812  | 0.790  | —      | —      |
| eau de refroidissement du moteur                                  | Température d'entrée (°C)             | 45     | 60     | 60     | 50     | 55     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)            | 65     | 75     | 75     | 80     | 85     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                        | 23     | 23.5   | 23.5   | 23.5   | 23.5   |
| eau du calorimètre                                                | Température d'entrée (°C)             | 10     | 10     | 10     | 10     | 10     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)            | 30     | 30     | 35     | 35     | 35     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                        | 18.5   | 18     | 17     | 17     | 17     |

Tableau.7 tableau des mesures pour E=8

### Paramètres fixes

| Date des essais | Taux de Compression | Combustion | Avance à l'allumage | Carburant et pds spécif | Ouverture des gaz | Pression atmosphérique | Température ambiante |
|-----------------|---------------------|------------|---------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| 19.12.87        | $\epsilon$ 9        | Normale    | 10° av PMH          | essence<br>0.741 Kg/L   | Maximale          | 760.3 (mm Hg)          | 17°C                 |

| Vitesse de rotation (trs/mn)                                      |                                       | 1500   | 1750   | 2000   | 2250   | 2500   |
|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Frein                                                             | Couple (N.m)                          | 39     | 38     | 36     | 32     | 27.5   |
|                                                                   | Puissance (Kw)                        | 6.130  | 6.964  | 7.540  | 7.540  | 7.200  |
| Air                                                               | Manomètre (mm H <sub>2</sub> O)       | 28.5   | 35     | 40.5   | 44.5   | 43     |
|                                                                   | Débit (Kg/h)                          | 26.99  | 33.14  | 38.35  | 42.14  | 40.72  |
| Carburant                                                         | Temps de consommation<br>8 ml (s)     | 9      | 9      | 8      | 7      | 6      |
|                                                                   | Temps de consommation<br>16 ml (s)    | 24     | 21     | 18     | 17     | 16     |
|                                                                   | Débit volumique $\dot{m}_v$<br>(ml/s) | 0.778  | 0.825  | 0.944  | 1.042  | 1.167  |
|                                                                   | Débit massique $\dot{m}_f$<br>(Kg/h)  | 2.075  | 2.202  | 2.520  | 2.780  | 3.113  |
|                                                                   | Consommation spécifique Scf (Kg/Kwh)  | 0.338  | 0.316  | 0.334  | 0.369  | 0.443  |
| Rapport air/carburant                                             |                                       | 13.007 | 15.052 | 15.220 | 15.159 | 13.081 |
| Température d'échappement (°C)                                    |                                       | 600    | 625    | 650    | 700    | 725    |
| Température des gaz d'échappement à la sortie du calorimètre (°C) |                                       | 35     | 55     | 80     | 105    | 130    |
| Friction                                                          | Couple (N.m)                          | 8      | 8.5    | 9      | —      | —      |
|                                                                   | Puissance (Kw)                        | 1.257  | 1.558  | 1.885  | —      | —      |
| Rendements                                                        | thermique ( $n_b$ )                   | 0.245  | 0.262  | 0.248  | 0.224  | 0.191  |
|                                                                   | volumétrique ( $n_v$ )                | 0.846  | 0.890  | 0.901  | 0.880  | 0.766  |
|                                                                   | mécanique ( $n_m$ )                   | 0.830  | 0.817  | 0.800  | —      | —      |
| eau de refroidissement du moteur                                  | Température d'entrée (°C)             | 45     | 50     | 55     | 45     | 65     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)            | 70     | 75     | 80     | 75     | 80     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                        | 23.5   | 24     | 24     | 24     | 24     |
| eau du calorimètre                                                | Température d'entrée (°C)             | 15     | 10     | 10     | 10     | 10     |
|                                                                   | Température de sortie (°C)            | 30     | 35     | 35     | 37.5   | 50     |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                        | 15.5   | 15     | 14.5   | 14     | 13.5   |

Tableau.8 tableau des mesures pour E=9



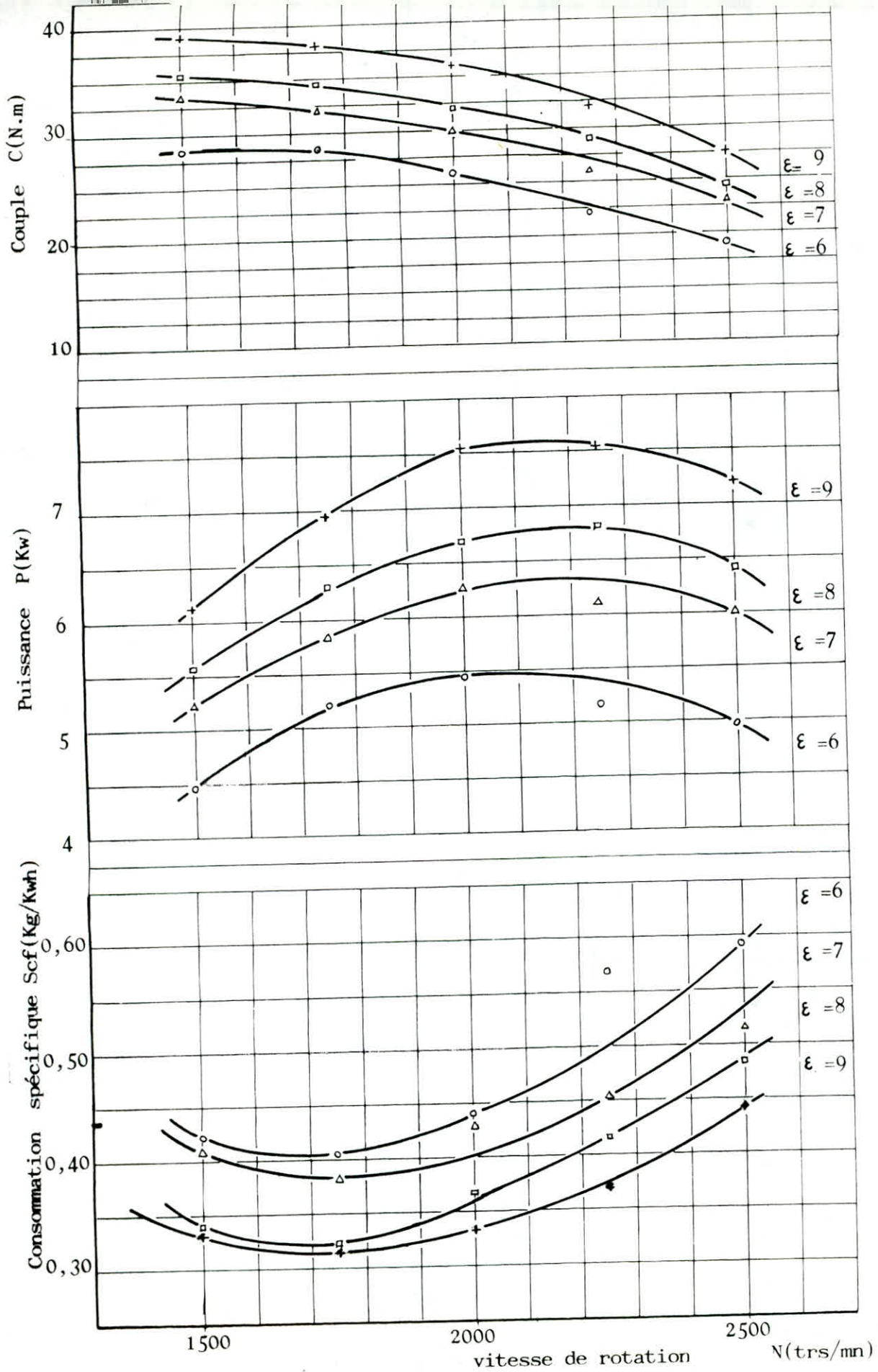


fig.15 Performances du moteur en combustion normale

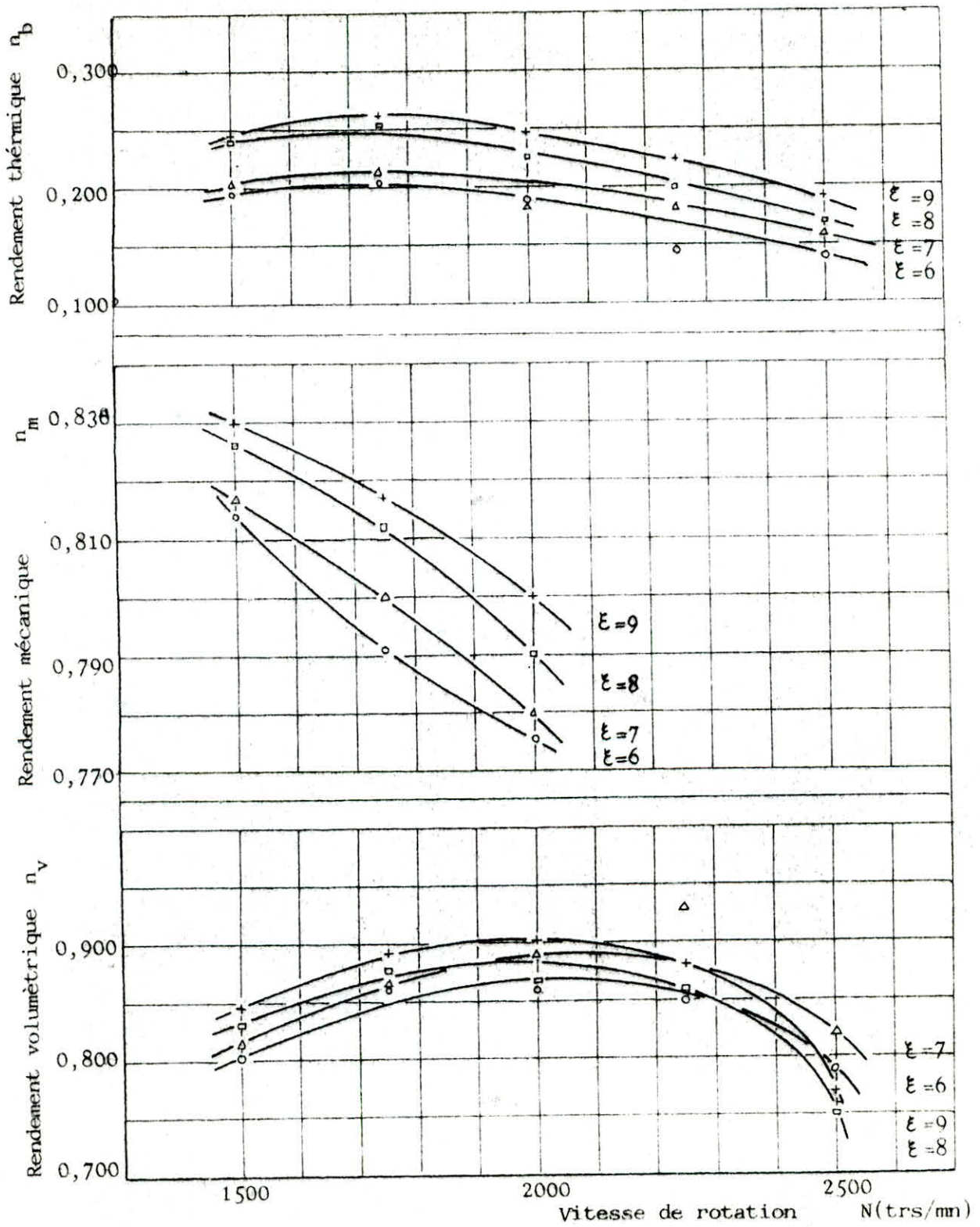


fig.16 Rendements du moteur en combustion normale

## VI.1.2 Influence de la vitesse de rotation

### VI.1.2.1 Constatations

- **Puissance:** la puissance augmente en fonction du régime du moteur. Elle atteint son maximum entre 2125 et 2250 tours/mn, puis elle diminue rapidement à des vitesses élevées.
- **Couple:** le couple diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente. Au régime élevé, le couple diminue plus rapidement par rapport au régime bas. La valeur maximale est atteinte à la vitesse de 1500 tours/mn; cette dernière est différente de celle qui correspond à la puissance maximale.  
Malheureusement, il nous a été impossible d'établir les caractéristiques du moteur au régime bas (1000; 1500); car aux faibles vitesses, les fuites qui se produisent font que l'intensité du couple diminue; et la masse du volant n'est pas assez suffisante pour amortir les inégalités de ce couple.
- **Consommation spécifique de carburant:** la consommation spécifique diminue lorsque la vitesse de rotation augmente, et elle atteint son minimum à la vitesse de 1750 tours/mn. Cette vitesse dépassée, la consommation spécifique croît rapidement.  
La vitesse d'économie maximale, soit donc le minimum de consommation spécifique est proche de celle donnant le couple maximum, et elle est identique à celle correspondante au rendement thermique maximal.
- **Rendement thermique:** le rendement thermique augmente jusqu'à la vitesse de 1750 tours/mn et, diminue à des vitesses supérieures. Ceci est justifié étant donné que le rendement thermique est inversement proportionnel à la consommation spécifique.
- **Rendement mécanique:** le rendement mécanique diminue avec l'augmentation de la vitesse et, varie suivant une allure presque linéaire.
- **Rendement volumétrique:** le rendement volumétrique croît en fonction de la vitesse. Il atteint son maximum entre 1875 et 2000 tours/mn; puis diminue aux vitesses élevées.



### VI.1.2.2 Interprétations

- Aux faibles vitesses, l'augmentation de la puissance est due essentiellement à l'amélioration du rendement volumétrique, tandis qu'aux vitesses supérieures elle résulte entièrement de l'augmentation du poids spécifique du carburant.
- La diminution de la puissance effective provient du fait qu'aux allures rapides du moteur, les pertes par frictions prennent de l'importance. Ceci apparaît clairement sur les courbes du rendement mécanique (fig. 16) qui diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente.
- Toute augmentation de la vitesse angulaire du moteur entraîne une augmentation à peu près proportionnelle de la vitesse des gaz dans les différentes canalisations et, une augmentation des pertes de charge proportionnelles au carré de la vitesse. Cependant, les pertes de charge ont pour effet de réduire la pression effective de remplissage, et par conséquent la quantité de gaz frais à chaque cycle. Il est donc inévitable que le couple moteur diminue rapidement aux grandes vitesses pour lesquelles les pertes de charge prennent une valeur d'autant plus importante que la vitesse augmente.
- La loi de Bernoulli (équation 43) nous apprend que la pression d'une veine gazeuse diminue quand celle-ci est animée d'une vitesse de déplacement, plus cette vitesse croît et plus la pression décroît.

$$\frac{P}{\rho g} = K - \frac{V^2}{2g} \quad (43)$$

On déduit alors que la pression d'admission du mélange diminue avec l'augmentation de la vitesses de rotation.

La pression d'admission influe directement sur la masse de carburant brûlée à chaque cycle et, par conséquent, sur la puissance développée. Ceci a été mis en évidence par la relation (44) établit par le Professeur "Max Serruys" :

$$\frac{P_e - P_{e0}}{P_{e0}} = 1,18 \frac{p - p_0}{p_0} \quad (44)$$



avec:  $P_{e0}$  puissance correspondante à une pression  $p_0=700$  mm hg  
 $P_e$  puissance correspondante à la pression  $p$

Comme on le voit, la puissance varie linéairement, mais plus vite que si elle était simplement proportionnelle à la pression.

- La température élevée dans la tubulure d'admission entraîne une diminution de la densité de l'air. Ainsi la pression d'admission, et la pression moyenne indiquée qui en dépend diminuent; ceci oblige en conséquence une réduction du couple moteur.
- La relation (43) de Bernoulli, montre que la pression d'admission décroît avec l'augmentation de la vitesse; et puisque le rendement volumétrique est fonction principal de la pression d'admission (équation 12), celui-ci décroît en conséquence.

### VI.1.3 Influence du taux de compression

#### VI.1.3.1 Constatations

- Couple et puissance: le couple et la puissance s'améliorent en fonction du taux de compression. La vitesse correspondante au couple maximum est constante pour les différents taux de compression; tandis que la vitesse correspondante à la puissance maximale augmente.
- Consommation spécifique de carburant: la consommation spécifique décroît lorsque le taux de compression augmente. La vitesse correspondante à la consommation minimale reste constante pour les différents taux de compression.
- Rendement thermique: le rendement thermique s'améliore en fonction du taux de compression, et se situe dans l'intervalle (0,140 ; 0,268) pour des taux variant de 6 à 9.
- Rendement mécanique: le rendement mécanique augmente en fonction du taux de compression. La plage du rendement est (0,775; 0,830) pour des taux variant de 6 à 9.

- Rendement volumétrique: au régime bas, le rendement volumétrique s'améliore en fonction du taux de compression. Cependant, on remarque que les courbes s'enchevêtrent au régime élevé. Le rendement varie dans l'intervalle (0,748 ; 0,901).

#### VI.1.3.2 Interprétations

- La relation (14) nous permet d'avancer que l'augmentation du taux de compression implique une augmentation de la pression d'admission, ceci conduit à l'élévation de la pression du mélange en début de combustion; ce qui tend évidemment d'une part à augmenter l'énergie nécessaire pour le passage de l'étincelle et à diminuer par conséquent le délai d'allumage, d'autre part à accélérer la vitesse de déflagration et, a fortiori la vitesse d'accroissement de la pression. Ceci conduit à une meilleure détente des gaz de combustion qui va être récupérée sous forme de travail utile d'autant plus important que la détente est prolongée.
- L'augmentation de la quantité de carburant admise dans le cylindre due à l'élévation de la pression d'admission entraîne une augmentation de l'énergie fournie par combustion, par conséquent l'effort de détente reçu par le piston est plus important, ce qui explique l'amélioration des performances du moteur et essentiellement la puissance et le couple.
- Par contre, l'accroissement des pressions dans le cylindre due à l'augmentation du taux de compression provoque l'élévation des efforts reçus par les mécanismes de transmission du moteur (piston, bielle, manivelle, paliers, ...) ainsi s'explique l'accroissement de la puissance de friction en fonction du taux de compression.
- Quand le taux de compression augmente, le volume mort dans le cylindre croît, ainsi le volume offert aux gaz résiduels sera plus important. Toutefois la teneur en gaz résiduels peut exercer son influence sur l'allure de la combustion de trois manières différentes:
  - La présence des gaz résiduels diminue la quantité de mélange frais aspiré à pleine charge, ce qui explique probablement l'enchevêtrement des courbes de remplissage.
  - La température du mélange frais augmente.

- La composition chimique initiale du mélange change.
- Les angles idéales d'avance à l'ouverture et du retard à la fermeture de la soupape d'admission sont choisis pour un régime normal du fonctionnement du moteur. Ces angles ne changent pas avec la variation du taux de compression et du régime du moteur, ce qui conduit à la diminution du rendement volumétrique.

## VI.2 Combustion suralimentée

### VI.2.1 Tableau des mesures

Le tableau ( 9 ) récapitulatif, affiche les mesures des essais sur le moteur équipant le banc d'essai TD 43 en mode suralimentée. Les paramètres fixes au cours des essais sont les suivants:

- Taux de compression  $E = 8$
- Ouverture des gaz maximale
- Surpression par rapport à la pression atmosphérique  $\Delta P = 35 \text{ mm Hg}$
- Avance à l'allumage  $10^\circ$  avant le PMI



**Paramètres fixes**

| Date des essais | Taux de Compression | Combustion                 | Avance à l'allumage | Carburant et pds spécif | Ouverture des gaz | Pression atmosphérique | Température ambiante |
|-----------------|---------------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| 20.12.87        | $\xi = 8$           | Suralimentée<br>AP=35 mmHg | 10°avPMH            | essence<br>0.741 Kg/L   | Maximale          | 760.4 mm Hg            | 18°C                 |

|                                                                   |                                      |        |        |        |        |       |
|-------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Vitesse de rotation (trs/mn)                                      |                                      | 1500   | 1750   | 2000   | 2250   | 2500  |
| Frein                                                             | Couple (N.m)                         | 36.5   | 35.5   | 33.5   | 32     | 29    |
|                                                                   | Puissance (Kw)                       | 5.733  | 6.506  | 7.016  | 7.540  | 7.592 |
| Air                                                               | Manomètre (mm H <sub>2</sub> O)      | 66.5   | 69.5   | 79     | 80     | 75.5  |
|                                                                   | Débit (Kg/h)                         | 57.61  | 62.07  | 69.45  | 70.11  | 66.14 |
| Carburant                                                         | Temps de consommation 8 ml (s)       | 10     | 9      | 8      | 7      | 6     |
|                                                                   | Temps de consommation 16 ml (s)      | 28     | 22     | 21     | 17     | 15    |
|                                                                   | Débit volumique $\dot{m}_v$ (ml/s)   | 0.686  | 0.808  | 0.881  | 1.042  | 1.200 |
|                                                                   | Débit massique $\dot{m}_f$ (Kg/h)    | 1.830  | 2.156  | 2.350  | 2.780  | 3.202 |
|                                                                   | Consommation spécifique Scf (Kg/Kwh) | 0.319  | 0.332  | 0.335  | 0.369  | 0.422 |
| Rapport air/carburant                                             |                                      | 31.481 | 28.041 | 29.554 | 24.302 | 20.65 |
| Température d'échappement (°C)                                    |                                      | 650    | 675    | 715    | 720    | 725   |
| Température des gaz d'échappement à la sortie du calorimètre (°C) |                                      | 100    | 110    | 130    | 135    | 135   |
| Friction                                                          | Couple (N.m)                         | 9.5    | 9.5    | 10     | -      | -     |
|                                                                   | Puissance (Kw)                       | 1.492  | 1.741  | 2.094  | -      | -     |
| Rendements                                                        | thermique ( $n_b$ )                  | 0.259  | 0.250  | 0.247  | 0.224  | 0.196 |
|                                                                   | volumétrique ( $n_v$ )               | 1.732  | 1.600  | 1.566  | 1.405  | 1.193 |
|                                                                   | mécanique ( $n_m$ )                  | 0.793  | 0.789  | 0.770  | -      | -     |
| eau de refroidissement du moteur                                  | Température d'entrée (°C)            | 55     | 60     | 45     | 60     | 50    |
|                                                                   | Température de sortie (°C)           | 70     | 75     | 70     | 85     | 70    |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                       | 22     | 22     | 22     | 23     | 23    |
| eau du calorimètre                                                | Température d'entrée (°C)            | 10     | 10     | 10     | 15     | 10    |
|                                                                   | Température de sortie (°C)           | 35     | 35     | 35     | 40     | 35    |
|                                                                   | Rotamètre (cm)                       | 17     | 15.5   | 17     | 18     | 18    |

Tableau.9 tableau des mesures en combustion suralimentée



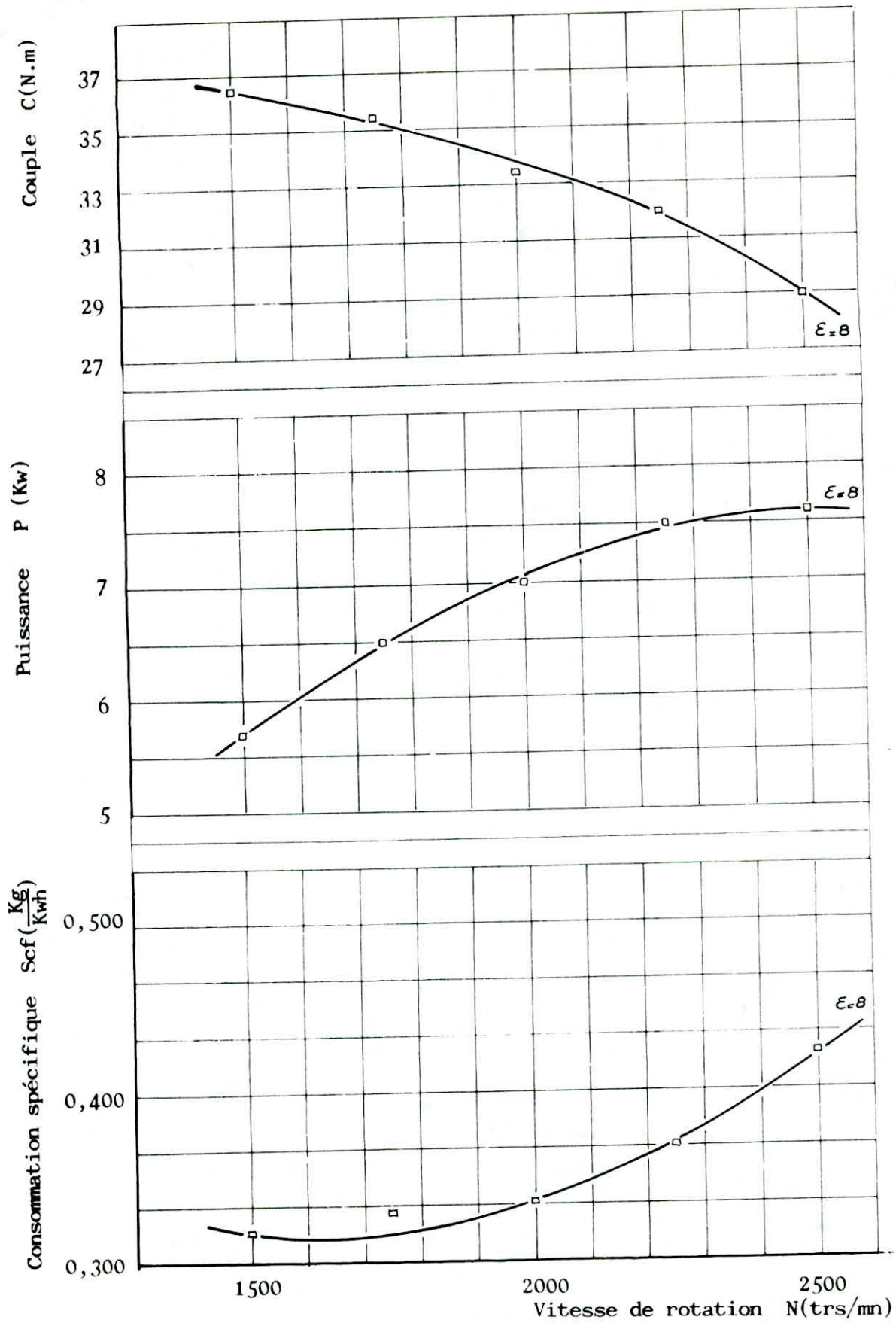


fig.17 Performances du moteur en combustion suralimentée

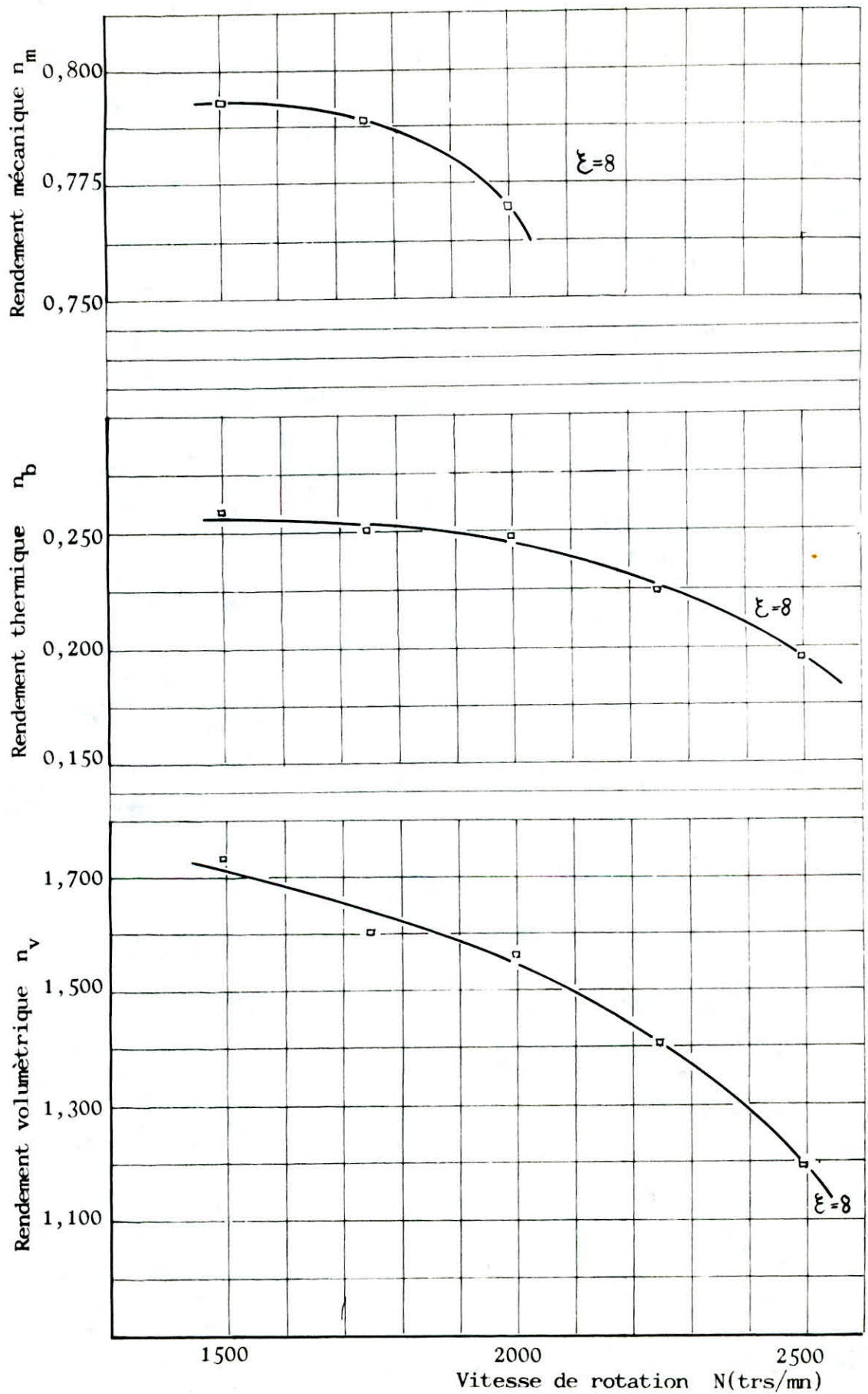


fig.16 Rendements du moteur en combustion suralimentée  
48.2

## VI.2.2 Constatations

La comparaison des résultats en alimentation suralimentée (fig.17) avec ceux en alimentation atmosphérique (fig.15), nous permettent d'établir les constatations suivantes :

- + La puissance de sortie et le couple augmentent
- Le rendement volumétrique croit
- Le rendement mécanique et la consommation spécifique diminuent
- Le rendement thermique s'améliore

Le tableau récapitulatif suivant (tableau.10), montre le taux d'augmentation ou de diminution des différentes performances du moteur suralimenté par rapport à celles du moteur atmosphérique, et ceci en fonction du régime du moteur

| Vitesse<br>tours/m<br>n | Couple<br>% | Puissance<br>% | Consomma-<br>tion<br>spécifique<br>% | Rendements     |                        |                |
|-------------------------|-------------|----------------|--------------------------------------|----------------|------------------------|----------------|
|                         |             |                |                                      | thermique<br>% | volumétri-<br>que<br>% | mécanique<br>% |
| 1500                    | +2.82       | +2.69          | -6.18                                | +6.58          | +108.42                | -3.99          |
| 1750                    | +2.90       | +2.85          | -0.62                                | +0.20          | +82.44                 | -2.83          |
| 2000                    | +4.69       | +4.78          | -8.72                                | +9.29          | +80.41                 | -2.53          |
| 2250                    | +10.34      | +10.39         | -11.72                               | +13.13         | +63.18                 |                |
| 2500                    | +18.37      | +18.41         | -13.17                               | +15.29         | +59.49                 |                |
| Taux<br>moyen           | +7.82       | +7.82          | -8.08                                | +8.90          | +78.79                 | -3.12          |

Tableau.10 tableau des taux de variations des performances en suralimentation



### VI.2.3 Interprétations

- A des vitesses basses, l'augmentation de la puissance est due essentiellement à l'amélioration du rendement volumétrique, qu'à des vitesses supérieures elle résulte entièrement de l'augmentation du poids spécifique de l'air.

- La relation (44) montre clairement que la puissance augmente en fonction de la pression d'admission. Or la suralimentation a pour effet de pousser l'air dans le cylindre au lieu de le laisser aspiré par la course descendante du piston, ce qui augmente à la fois le taux de remplissage et le poids spécifique de l'air admis. Ceci conduit obligatoirement à augmenter la pression d'admission du mélange frais et, par suite la puissance effective du moteur.

- Ainsi le débit massique plus élevé de l'air admis, nécessite une quantité plus importante de carburant si l'on ne veut pas appauvrir le mélange. Ceci conduit à l'augmentation de l'énergie fournie par combustion, et par suite l'effort exercé sur le piston lors de la détente est plus élevé, ce qui explique l'amélioration du couple effectif du moteur.

- Le carburant injecté de manière continue, passe à travers le moteur sans délivrer d'énergie pendant la période de chevauchement de l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement. Une injection pulsée éliminerait cette perte, et augmenterait la puissance de sortie. En alternative, on pourrait également raccourcir la période de chevauchement de l'ouverture des soupapes sur les moteurs destinés à fonctionner en suralimentation la majeure partie du temps.

- Il convient de faire remarquer que l'augmentation de puissance type de 1 Kw obtenue grâce à la suralimentation, exige une dépense d'énergie de 0,56 Kw pour faire fonctionner le surpresseur.

La solution idéale pour éliminer ce gaspillage d'énergie, serait de récupérer l'énergie des gaz chauds d'échappement grâce à une turbine qui actionnerait un compresseur qui à son tour élèvera la pression de l'air admis dans le cylindre. Néanmoins, le surpresseur électrique du banc TD 43 permet de démontrer les principes fondamentaux de la suralimentation.



- L'augmentation importante du rendement volumétrique s'explique par les deux faits suivants:

- L'importance des fuites d'air au niveau des différentes canalisations, a pour effet, que le débit d'air indiqué par l'instrument de mesure (ce débit est celui utilisé pour la détermination du rendement volumétrique) soit plus important de celui qui passe réellement dans le cylindre.

- La pression et la température utilisés dans la relation (12) correspondent aux conditions atmosphériques lors de l'essai. Cependant, l'utilisation de la pression et température après compression de l'air diminuerait la valeur du rendement volumétrique.

### VI.3 Influence de l'avance à l'allumage

#### VI.3.1 Tableau des mesures

| Paramètres fixes |                  |           |                   |                      |                   |                      |
|------------------|------------------|-----------|-------------------|----------------------|-------------------|----------------------|
| Date des essais  | Vitesse rotation | Combustio | Ouverture des gaz | Carburant et Sgf     | Pression ambiante | Température ambiante |
| 20.12.87         | 1750 tr/mn       | Normale   | Maximale          | essence<br>0.741Kg/l | 760.3 mm Hg       | 18 °C                |

|     | E = 6        |                | E = 7        |                | E = 8        |                | E = 9        |                |
|-----|--------------|----------------|--------------|----------------|--------------|----------------|--------------|----------------|
|     | Couple (N.m) | Puissance (Kw) | Couple (N.m) | Puissance (Kw) | Couple (N.m) | Puissance (Kw) | Couple (N.m) | Puissance (Kw) |
| 0°  | 21.5         | 3.940          | 27           | 4.948          | 29.5         | 5.406          | 32.5         | 5.956          |
| 5°  | 24.5         | 4.490          | 29           | 5.314          | 33.5         | 6.139          | 35           | 6.414          |
| 10° | 26.5         | 4.856          | 31           | 5.681          | 35           | 6.414          | 37           | 6.781          |
| 15° | 29           | 5.314          | 33.5         | 6.139          | 36           | 6.597          | 39           | 7.147          |
| 20° | 32           | 5.864          | 35           | 6.414          | 38           | 6.964          | 39.5         | 7.239          |
| 25° | 33.5         | 6.139          | 36           | 6.597          | 38.5         | 7.055          | DETONATION   |                |
| 30° | 40           | 6.231          | 36           | 6.597          | 37.5         | 6.872          | DETONATION   |                |

Tableau.11 tableau des mesures des essais du calage de l'allumage

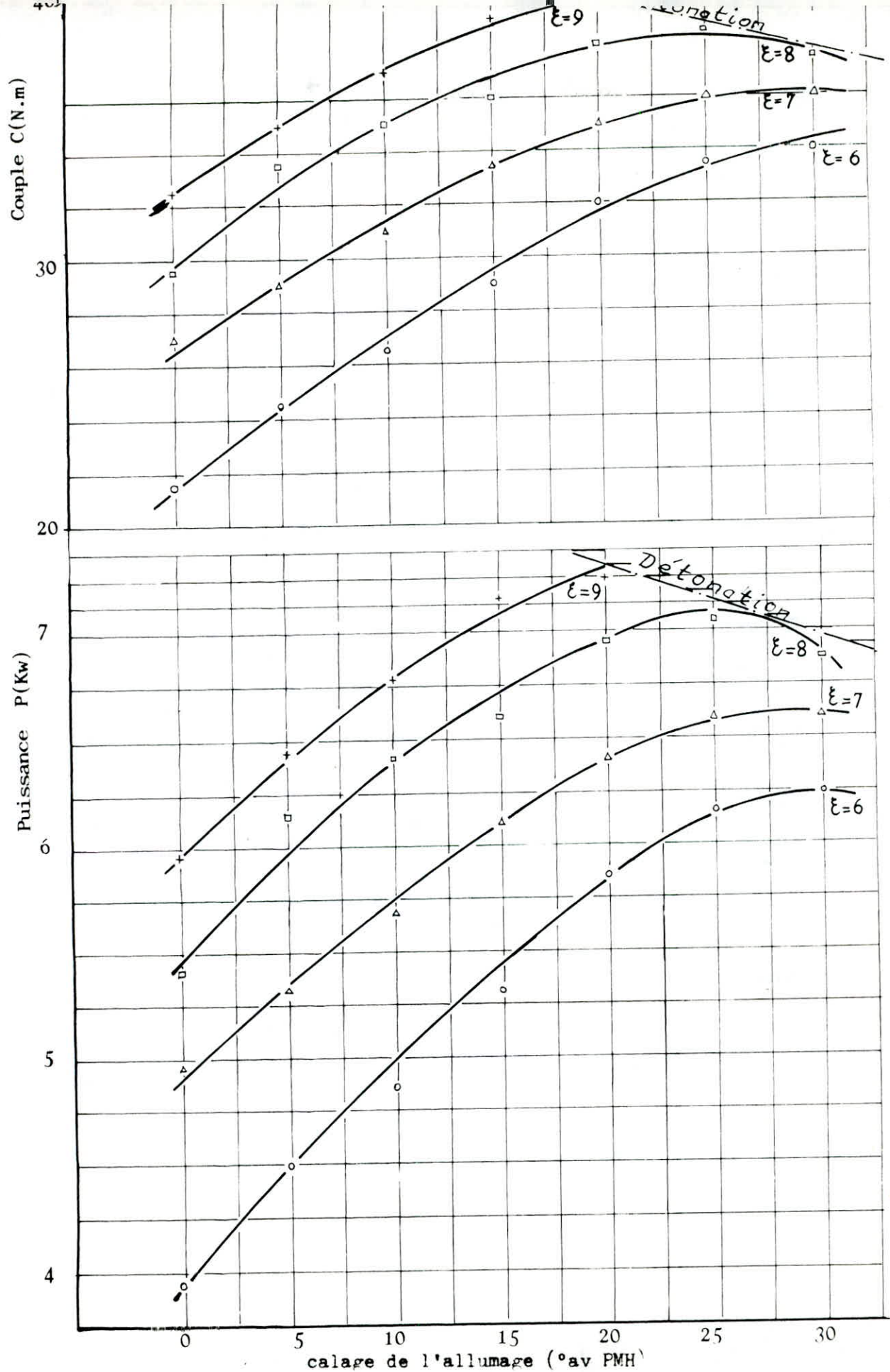


fig.19 Effets du calage de l'allumage

### VI.3.2 Constations

Les courbes (fig.19) représentent l'effet du calage de l'allumage sur la puissance et le couple pour différents taux de compression.

- Pour des taux variant de 6 à 8, le couple et la puissance augmentent au fur et à mesure que l'avance à l'allumage augmente.
- Pour le taux de compression maximale, c'est-à-dire  $E=9$ , le couple et la puissance augmentent jusqu'au calage de  $20^\circ$  avant le PMH. Pour des avances supérieures, on observe le phénomène de "détonation" caractérisé par le "cliquetis"

### VI.3.3 Interprétations

- L'avance à l'allumage a une influence très marquée sur le couple et la puissance développée, puisque c'est de sa valeur que dépend essentiellement la forme, donc la surface du diagramme pression/volume, et par conséquent le travail produit.

Malheureusement, il nous a été impossible de visualiser les cycles de fonctionnement grâce à l'indicateur électronique. Cependant, le constructeur a pu joindre avec le bulletin technique du banc des tracés (fig.20) montrant l'influence du calage de l'allumage sur les diagrammes pression/volume.

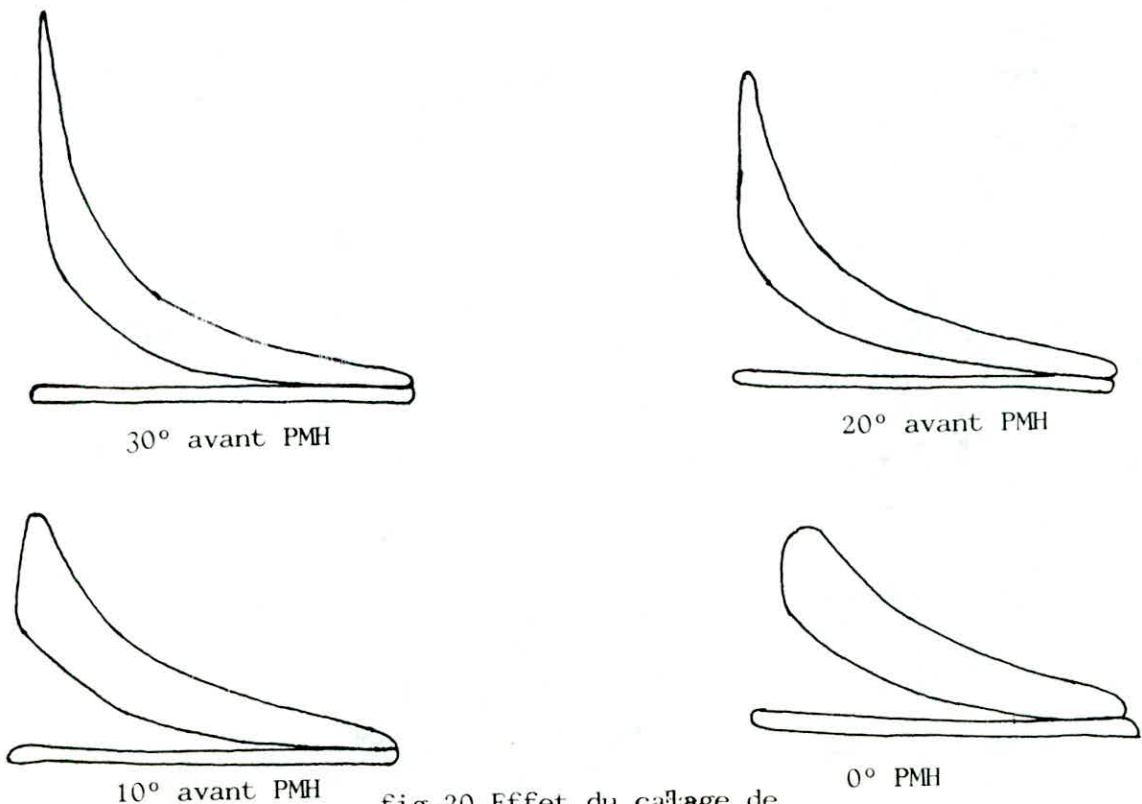


fig.20 Effet du calage de l'allumage



On remarque sur ces digrammes (fig 20) que la surface correspondante au travail indiqué augmente au fur et à mesure que l'avance à l'allumage augmente, et atteint un maximum pour une avance de  $30^\circ$  avant le PMH.

- L'effet du calage se repecute essentiellement sur l'allure et le mécanisme de la combustion. L'examen direct des diagrammes (fig 20) montre clairement qu'une augmentation d'avance à l'allumage a pour effet principal d'accroître la dérivée de la pression par rapport au temps, de diminuer le délai d'allumage, de diminuer également la durée totale de la combustion, et d'accroître la valeur de la pression maxima.

- Pour un taux de compression donné, le calage d'allumage optimal est fonction de la durée de combustion; car celui-ci influe essentiellement sur la position du piston en fin de combustion, or plus l'avance est importante, plus proche est la position du piston par rapport au PMH.

Il est évident que le calage idéal serait celui qui permet l'achèvement de la combustion, et par suite de la pression maximale juste à quelques degrés après le PMH, de ce fait l'effort d'inertie dû à la rotation du volant s'ajoute aux efforts de pression des gaz de combustion lors de la détente. Ainsi le travail fourni au piston sera plus important, et par suite le couple et la puissance recueillie sur l'arbre moteur.

On déduit par conséquent, que plus le calage diminue par rapport à l'avance optimale, moins importants seront les efforts transmis au piston du fait que ce dernier dépasse le PMH en fin de combustion. Ainsi le moteur fournira un couple et puissance d'autant plus faibles que le calage de l'allumage est retardé.

- Cependant, il a été remarqué, que pour un taux de compression élevé ( $E=9$ ) l'augmentation de l'avance à l'allumage provoquait le phénomène de détonation.

La détonation est la propagation de la combustion sous l'influence d'une onde de pression associée à l'onde de combustion, elle provoque l'inflammation du mélange carburé par suite de l'accroissement de pression et de température.

Une pareille onde de pression propagera la combustion (d'après le professeur "Max Serruys" avec une vitesse qu'on prévoit devoir être au moins égale à celle du son dans le mélange combustible.



Lors de la combustion détonante, trois phénomènes apparaissent brusquement :

- Apparition d'un bruit plus ou moins métallique, généralement désigné sous le nom de "cliquetis" et qui, à son début se signale par son caractère intermittent et son intensité irrégulière.

- Augmentation de la chaleur perdue par mes parois, et par conséquent de la température de la culasse et du piston et, en général de l'ensemble du moteur.

- Baisse de la puissance et du rendement du moteur.

- Pour obtenir la puissance maximale, la pression maximale doit s'exercer au plus tard  $12$  à  $15^\circ$  après le PMH, ainsi il est évident que le calage d'allumage doit être retardé quand on augmente le taux de compression, en raison du fait que la vitesse de combustion augmente.

- On déduit à partir des courbes (fig19) que pour le taux de compression  $E=9$ , le calage de l'allumage optimal est de  $20^\circ$  avant le PMH.

#### VI.4 Comparaisons des performances du moteur

##### VI.4.1 Avec les performances fournies par le constructeur

Les comparaisons des résultats obtenus avec ceux du constructeur seront limitées puisque celui-ci n'a fourni que les courbes du couple, de la puissance, et de la consommation spécifique de carburant pour un taux de compression  $E=8$ , et ceci pour l'alimentation atmosphérique du moteur.

Néanmoins, on peut dire que les courbes ont la même allure, sauf que la différence réside dans le fait que les performances du moteur fournies par le constructeur sont supérieures aux nôtres. Ceci est dû principalement :

- aux différentes conditions atmosphériques lors des essais (pression et température ambiantes, degré d'humidité, ...)

- à la qualité de carburant utilisé

- à la différence des réglages du débit d'essence pratiqués au niveau de l'unité d'injection.

#### VI.4.2 Avec les performances théoriques

Dans ce paragraphe, on comparera les performances théoriques du moteur à injection d'essence avec celles réalisées lors des essais sur le banc TD 43. Les comparaisons se feront pour :

- un taux de compression  $E=8$
- une vitesse de rotation  $N=1500$  tours/min
- une surpression de  $\Delta P=35$  mm Hg, pour la combustion suralimentée

Le tableau suivant (tableau .12) nous permet d'établir les différences qui existent entre les performances théoriques et réelles du moteur :

|                         | Combustion normale |         | Combustion suralimentée |         |
|-------------------------|--------------------|---------|-------------------------|---------|
|                         | Théoriques         | réelles | Théoriques              | réelles |
| Couple (N.m)            | 32.04              | 35.5    | 32.70                   | 36.5    |
| Puissance (Kw)          | 5.033              | 5.580   | 5.136                   | 5.733   |
| Consommation spécifique | 0.315              | 0.340   | 0.316                   | 0.319   |
| Rapport air/carb        | 17.64              | 13.97   | 19.11                   | 31.48   |
| Rendement thermique     | 0.270              | 0.243   | 0.262                   | 0.259   |
| Rendement volumétrique  | 0.900              | 0.831   | 0.966                   | 1.732   |
| Rendement mécanique     | 0.800              | 0.826   | 0.800                   | 0.793   |

Tableau.12 tableau donnant les performances théoriques et réelles

Les performances théoriques du moteur sont très significatives et ne diffèrent pas trop de celles réalisées réellement.

Néanmoins, on peut dire que les différences sont dues essentiellement au fait, que le diagramme réel du moteur à explosion diffère toujours sensiblement du diagramme théorique de "Beau de Rochas"

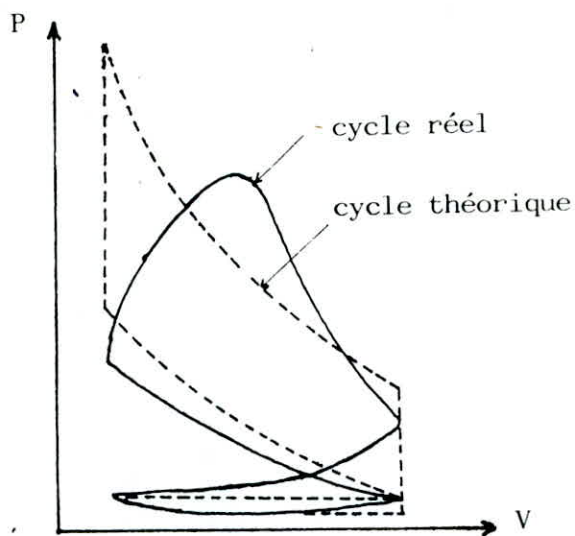


fig.21 Cycle réel du moteur

Comme le montre la figure (fig.21), cette différence se manifeste par la suppression de toutes les "pointes" du diagramme, et par la substitution des lignes horizontales qui représentent les temps d'échappement et d'admission d'une boucle plus ou moins aplatie. Ces différences sont dues essentiellement :

- à la nécessité de commencer la combustion avant le point mort haut, et de la terminer après celui-ci, en raison de la durée relativement grande de cette dernière vis-à-vis de la durée du cycle. Pour remédier à cet inconvénient, on pratique une certaine avance à l'allumage dans les moteurs à explosion.

- de ce qu'au moment de l'ouverture d'échappement ou de la fermeture d'admission, il est impossible de réaliser un vidange ou un remplissage immédiats du cylindre, c'est à dire un équilibre immédiat des pressions de part et d'autre de la soupape. Ainsi on conçoit sur les moteurs à



explosion des avances et des retards aux fermetures des soupapes d'admission et d'échappement.

#### VI.4.3 Avec les performances du moteur en version essence carburée

Les performances du moteur en version essence injectée sont meilleures que celles du moteur utilisant l'essence carburée.

Le tableau suivant (tableau 13) met en évidence l'amélioration des performances ainsi que le taux de variation de celles-ci par rapport aux résultats obtenus avec l'essence carburée.

On établira les comparaisons pour:

- Un taux de compression  $E=8$
- Une vitesse de rotation moyenne  $N=2000$  tour/mn

| Performance                      | Version essence carburée | Version essence injectée | Taux de variation% |
|----------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------|
| Couple (N.m)                     | 25,5                     | 32                       | +25,49             |
| Puissance (Kw)                   | 5,6                      | 6,7                      | +19,64             |
| Consommation spécifique (Kg/Kwh) | 0,483                    | 0,367                    | -24,02             |
| Rapport air/carb                 | 11,70                    | 15,03                    | +28,46             |
| Rendement thermique $\eta_b$     | 0,177                    | 0,226                    | +27,68             |
| Rendement volumétrique $\eta_v$  | 0,763                    | 0,868                    | +13,76             |
| Rendement mécanique $\eta_m$     | 0,676                    | 0,790                    | +16,86             |

Tableau.13 tableau de comparaison avec les performances du moteur en version essence carburée





L'amélioration des performances du moteur utilisant l'essence injectée est due essentiellement à la finesse de la pulvérisation du carburant qui a une grande importance au point de vue du fonctionnement du moteur et de la propagation de la combustion.

Moins la pulvérisation sera parfaite, moins la vaporisation du carburant sera complète au moment de l'allumage, en sorte que celle-ci s'effectuera le plus souvent, en réalité, dans un mélange plus pauvre que si le carburant était complètement vaporisé et parfaitement mélangé avec l'air.

Ainsi la régularité de la marche du moteur et plus particulièrement celle de la combustion augmentent avec la finesse de la pulvérisation.

L'homogénéité du mélange carburé due à la finesse de la pulvérisation du combustible, rend possible l'emploi de mélanges plus pauvres, ce qui a pour effet de réduire la consommation spécifique de carburant.



## C H A P I T R E VII

### CONCLUSION

Notre étude nous a essentiellement permis d'établir d'une part les avantages de l'injection d'essence dans le moteur, ainsi comme il a été montré, les performances de ce dernier sont meilleures par rapport à celles du moteur utilisant l'essence carburée, d'autre part la confirmation des caractéristiques réelles du moteur entre autres, la puissance effective, la consommation spécifique de carburant et les différents rendements, grâce à l'étude thermodynamique théorique du cycle de fonctionnement.

L'examen des résultats obtenus par les essais sur le banc TD 43 nous a permis de discerner l'influence des paramètres fondamentaux sur les performances du moteur, essentiellement l'influence du taux de compression, de la vitesse de rotation, du calage de l'allumage et de la surpression de l'air comburant.

Enfin, le temps restreint ne nous a malheureusement pas permis de compléter notre étude par l'analyse des gaz d'échappement, ainsi il nous serait possible de déduire le taux de pollution atmosphérique par les moteurs à injection d'essence.

## B I B L I O G R A P H I E

- "Moteurs à combustion interne" (Ed.Riber)  
Max Serruys
- "Science et technique du moteur Diesel industriel et de  
transport"  
R.Brun
- "Guide complet de mécanique automobile"  
Guerin
- "Moteur à combustion interne" (polycopié)  
I.Ghad
- "L'automobile" (Ed.Foucher)  
M.Desbois
- "Le moteur Diesel" (Ed.Foucher)  
M.Desbois





