

514
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

3/88

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

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

SUJET

PERFORMANCES D'UN MOTEUR

A TAUX DE COMPRESSION

VARIABLE (VERSION GAZ)

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

Hadj AMEUR

AMMAR Khodja

Hadj AMEUR

PROMOTION

JANVIER 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique
SUJET

**PERFORMANCES D'UN MOTEUR
A TAUX DE COMPRESSION
VARIABLE (VERSION GAZ)**

Proposé par :

Hadj AMEUR

Etudié par :

AMMAR Khodja

Dirigé par :

Hadj AMEUR

PROMOTION

JANVIER 1988

- A ma mère

- A mon père

- A ma grande mère

qui m'ont montrés le chemin du savoir

- A mes frères et soeur

et à toute la famille

Je dedie ce modeste travail

Remerciements

Mes remerciements irons tout d'abord a mon promoteur monsieur HADJ AMEUR pour m'avoir suivis tout le temps nécessaire, pour ces conseils et sa patience.

Je remercie également tout ceux qui ont d'une façon ou d'une autre contribué a l'élaboration de ce mémoire en particulier monsieur BEN BRAIKA pour avoir été toujours disponible quand j'avais besoin de Lui

Ministere de l'enseignement superieur

Ecole nationale polytechnique

Departement: Genie mecanique

Promoteur: Monsieur HADJ AMEUR

Eleve ingenieur: AMMAR-KHODJA

المدرسة الوطنية للمتعددة التقنيات

مملكة: الهندسة الميكانيكية

الموجه: السيد حاج عمر

تلميذ مهندس: عمار خوجة محمد

الموضوع: دراسة منفذة لمحرك غاز

ملخص: يهدف هذا المشروع الى دراسة نظرية وتجريبية على محرك ذو نسبة انضغاط متغيرة يعمل بوقود غازي والبحث عن خصائصه ومميزاته .
تتبع هذه الدراسة مقارنة النتائج المتحصل عليها مع النتائج المعطاة من طرف مانع هذا المحرك ونتائج استعال البنزين والغاز الزيتي .

sujet: Performances d'un moteur a taux de compression variable (version gaz)

Resumé: nous avons fait une étude théorique et expérimentale sur le moteur a Taux de compression variable équipant le banc d'essai TD 43, Travaillant au gaz butane.

Les resultats obtenus seront comparés à la théorie, aux résultats donnés par le constructeur et à ceux obtenus avec l'essence et le gaz oil

subject: Performance of a variable compression ratio engine

Abstract: A theoretical and experimental study has been carried out on the test bench of variable compression ratio engine, TD43 working on butane gas. The results obtained are compared with theory, those results given by the engine maker and those obtained when using petrol and fuel oil

TABLE DES MATIERES



CHAPITRE I

. Historique	1
Introduction	3

CHAPITRE II

Généralité	5
II.1. Description du banc	5
II.2. Etude des différents organes du moteur	6
II.2.1. Le moteur	6
II.2.2. Modification du taux de compression	8
II.2.3. Système d'allumage	8
II.2.4. Dynamomètre	8
II.3. Instrumentation	9
II.3.1 vitesse du moteur	9
II.3.2. couple	9
II.3.3. Puissance au frein	10
II.3.4. Système de refroidissement	10
II.3.5. Mesure de température	12
II.3.6. Consommation d'air	12
II.3.7. Consommation de carburant	13

CHAPITRE III

III.1. Etude thermique du moteur à gaz	14
III.1.1. Généralité	14

III.1.2. Cycles de fonctionnement	18
III.2. Calcul thermodynamique	18
III.2.1 Admission	18
III.2.2. Compression	20
III.2.3 Combustion	20
III.2.4 Les différents paramètres au point "t"	28
III.2.5. Paramètre de fin de détente	28
III.2.6. Tracé du graphe PV	29
III.3. critères de performances	29
III.3.1 Pression moyenne indiquée	29
III.3.2 Travail indiqué	29
III.3.3. Puissance indiquée	30
III.3.4 Puissance effective	31
III.3.5. Rendement indiqué	31
III.3.6. Rendement effectif	31
III.3.7 consommation spécifique indiquée	32
III.3.8. consommation spécifique effective	32

CHAPITRE IV

IV.1. Partie expérimentale	33
IV.1.1 Caractéristique du butane	33
IV.1.2. Equipement	34
IV.2 Expériences et Résultats	35
IV.3 Méthode de calcul	35

IV.3.1. Puissance au frein	35
IV.3.2. friction et rendement mécanique	35
IV.3.3. Consommation spécifique	36
IV.3.4. Rendement thermique	36
IV.3.5. Rendement volumétrique	37
- Tableaux des résultats	38
- Courbes	42
IV.3.6. Interprétation et constatation	45
IV.4. Avance à l'allumage	49
IV.4.1. nécessité à l'avance à l'allumage	49
IV.4.2. Influence du colage d'allumage	49
- Tableau des résultats	50
- Courbes	51
IV.5. Comparaison des résultats	54
IV.5.1. Butane - Propane	54
IV.5.2. Butane - gaz. oil	54
IV.5.3. Butane - essence injectée	54
IV.5.4. Pratique - théorique	55

CHAPITRE V

V.1. conclusion	
V.2. Bibliographie	

IV.3.1. Puissance au frein	35
IV.3.2. friction et rendement mécanique	35
IV.3.3. Consommation spécifique	36
IV.3.4. Rendement thermique	36
IV.3.5. Rendement volumétrique	37
- Tableaux des résultats	38
- Courbes	42
IV.3.6. Interprétation et constatation	45
IV.4. Avance à l'allumage	49
IV.4.1. Nécessité à l'avance à l'allumage	49
IV.4.2. Influence du colage d'allumage	49
- Tableau des résultats	50
- Courbes	51
IV.5. Comparaison des résultats	54
IV.5.1. Butane - Propane	54
IV.5.2. Butane - gaz. oil	54
IV.5.3. Butane - essence injectée	54
IV.5.4. Pratique - théorique	55

CHAPITRE V

V.1. Conclusion	
V.2. Bibliographie	

Lista des symboles

P_0	Pression atmosferique	dan/cm ²
P_a	" d'admission	"
P_r	" des gaz residuels	"
P_c	" en fin de compression	"
P_y	" maximale du cycle	"
P_e	" en fin de combustion	"
P_b	" en fin de détente	"
T_0	Température ambiante	K
T_a	" en fin d'admission	"
T_r	" des gaz residuels	"
T_c	" en fin de compression	"
T_y	" maximale du cycle	"
T_e	" en fin de combustion	"
T_b	" en fin de détente	"
η_v	Rendement volumétrique	-
η_m	" mécanique	-
η_b	" thermique	-
η_i	" indiqué	-
η_e	" effectif	-
ϵ	Taux de compression	-
λ	excès d'air	-

n_i	nombre de mole de charge fraiche	Kmole / Kg de comb
n_f	n ^{bre} de mole de produit de fumée	Kmole / Kg de comb
P_{mi}	Pression moyenne indiquée	daN/cm ²
w_i	Travail indiqué	Joule
P_i	Puissance indiquée	KW
P_e	Puissance effective	KW
C_{sfi}	consommation spécifique indiquée	Kg/Kwh
C_{sfe}	" " effective	Kg/Kwh
C	couple	N.m
C_v	Consommation volumique	l/s
C_m	Consommation massique	Kg/h
C_{Hth}	charge d'air theorique	Kg/h
C_{HR}	charge d'air réelle	Kg/h
K	coefficient adiabatique	-
$Q_i = P_c^i$	Pouvoir calorifique inférieur	Kcal/Kg
n	nombre de tours	tr/mn
ρ	masse volumique	Kg/m ³

Liste des figures et tableaux

fig	Designation	Page
1	schéma de fonctionnement des pompes hydrauliques	- 7 -
2	courbe d'étalonnage du rotamètre de l'eau de refroidissement	- 11 -
3	Etalonnage du débitmètre visqueux	- 12 -
a	Tableau des résultats pour $\epsilon = 6$	- 38 -
b	" " " " $\epsilon = 7$	- 39 -
c	" " " " $\epsilon = 8$	- 40 -
d	" " " " $\epsilon = 9$	- 41 -
4	Diagramme P-v	30
5	courbe du couple en fonction de N	42
6	" de la puissance " " " "	- 42 -
7	" " = consommation " " " "	- 43 -
8	" du rendement thermique " "	- 43 -
9	" " " volumétrique " "	- 44 -
10	" " " mécanique " "	- 44 -
11	Tableau des résultats de l'influence du calage d'allumage	- 50 -

12	courbe du couple en fonction du calage d'allumage	- 51 -
13	courbe de puissance en fonction de calage d'allumage	
14	Courbes de puissance pour différents carburant	- 55 -
15	courbe obtenus par le constructeur	- 56 -

CHAPITRE 1

Historique

C'est LEBON qui breveta dès 1801 l'idée d'un moteur à explosion à deux temps mais c'est LENOIR en 1860 qui réalisa le premier moteur industriel fonctionnant au gaz d'éclairage.

en Allemagne OTTO et LANGEN travaillaient suivant un cycle de Beau de Rochas quatre temps (1862) firent fonctionner un moteur à quatre temps au gaz d'éclairage (1876). De nombreux moteurs fonctionnaient déjà à la fin du siècle dernier.

Dès 1894 des moteurs à gaz horizontaux sont utilisés pour entraîner directement les cylindres des soufflantes des hauts fourneaux. Ils fonctionnent suivant un cycle à quatre temps et brûlent le gaz des hauts fourneaux après un traitement de dépoussiérage. Les cylindres doubles effets remplacent avantageusement les cylindres simples effets et permettent d'atteindre des puissances de 2300 Kw avec des alésages de 1500 mm et des courses de 1500 mm. La construction de ces moteurs s'est poursuivie jusqu'en 1920.

La rareté du pétrole en Allemagne par suite du blocus économique en 1936 amène un développement des moteurs à gaz de gazogène, mais c'est surtout pendant la seconde guerre mondiale que l'application du gaz de gazogène va se rap-

andra en Europe sur les véhicules. Les moteurs utilisés sont des moteurs à essence ou diesel transformés pour fonctionner au gaz pauvre de gazogène et aussi au gaz de ville.

L'application des moteurs à gaz à faible puissance pour les véhicules continue néanmoins à exister et à se développer après la seconde guerre mondiale avec la découverte du gaz naturel. La crise du pétrole en 1973 et la hausse des prix des carburants a donné un regain d'intérêt à l'utilisation des gaz pour la production d'énergie. Ce sont les gaz naturels et les gaz provenant de la distillation du pétrole qui sont les plus utilisés.

Introduction

Les gaz de pétrole liquifiés (G.P.L) présentent des avantages de base et de nombreuses caractéristiques qui en font un carburant recherché pour les moteurs à combustion interne.

Les gaz de pétrole liquifiés sont des hydrocarbures volatils gazeux à températures et pressions ambiantes normales.

Ils se liquéfient facilement, ce qui simplifie le stockage et la manutention et permet d'immagasinier une grande quantité de gaz dans un volume donné.

Ces gaz comprennent les propanes, propènes, butanes, et butènes; mais le propane tend à passer en tête comme carburant automobile en raison de son point d'ébullition bas.

Les avantages les plus marquants des gaz de pétrole liquifiés se résument :

1. Au démarrage, les moteurs à essence ou au gaz-oil doivent être alimentés par un mélange riche, puisqu'au départ aucun apport de chaleur ne vient favoriser la vaporisation du carburant. Au contraire le G.P.L se présente sous forme de vapeur dès avant son mélange avec l'air dans le carburateur ce qui abaisse la consommation du carburant en même temps, l'usure du moteur se trouve réduite par le fait que l'huile de graissage recouvrant les parois des cylindres n'est pas "lavée"

Pour le carburant en excès.

2. Les gaz de pétrole liquifiés sont tout simplement des hydrocarbures qui brûlent complètement et proprement

3. Les gaz de pétrole liquifiés présentent un taux d'octane supérieur à 100 et ne nécessitent pas d'additifs tels que le plomb tétraéthyle que l'on ajoute normalement à l'essence pour améliorer son pouvoir antidétonant. Etant donné que ces additifs ont un effet néfaste sur les bougies d'allumage, leur disparition augmente non seulement la durée de vie des bougies, mais aussi des autres composants du système d'allumage.

Le moteur sur lequel notre étude va se baser est un moteur monocylindre à taux de compression variable, quatre temps, et le travail qui nous a été demandé s'attachera justement à travailler avec le gaz butane et à vérifier les performances de ce moteur, et surtout d'observer l'évolution de ces performances en faisant varier la vitesse de rotation, le taux de compression et le calage d'allumage.

Les essais que nous avons fait nous ont permis de faire une comparaison des performances du moteur travaillant au gaz, à l'essence injectée et au gaz-oil

CHAPITRE 2

II. Genanolite'

II.1. Description du banc

Le banc d'essai TD 43 est un moteur diesel marin mono-cylindre à quatre temps, refroidi par eau, le taux de compression varie entre 5 et 18.

Il existe un surpresseur d'alimentation qui peut être utilisé avec les versions diesel ou injection d'essence du moteur

Le moteur est accouplé directement à un dynamomètre électrique, qui sert à mettre le moteur en marche et le faire tourner lors des test de friction. Le moteur et le dynamomètre sont montés tous deux sur un socle rigide en acier reposant librement sur quatre pieds antivibrations.

Deux consoles sont montées derrière le moteur et le dynamomètre. celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur et les commandes de sélection de la charge. La console de droite porte les instruments de mesure des performances du moteur TD 43.

Des réservoirs d'essence et du gaz-oil sont montés sur le dessus de la console, ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement. la couleur des réservoirs est conforme à la réglementation internationale, rouge pour l'essence, brun pour le gaz-oil. Derrière la console sont montés un débitmètre visqueux destiné à mesurer la consommation d'air du moteur; et l'ensemble vent-

ilateur, radiateur assure le refroidissement.

II.2. Etude des différents organes du moteur

II.2.1. Le moteur : c'est un moteur à quatre temps, monocylindre, robuste et moderne de conception traditionnelle à l'exception le fait que le taux de compression est variable. A l'aide d'une manette à cliquet, on fait monter ou descendre l'ensemble complet culasse, cylindre et soupapes par rapport au carter-moteur. Les tiges-poussoirs des soupapes sont entraînées par des poussoirs hydrauliques qui se réglent automatiquement quand on modifie le taux de compression. 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 pratiqué dans la contre-came 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 came tourne, l'arrivée d'huile dans la partie inférieure de la contre-came se trouve coupée, et l'ensemble devient rigide. La contre-came continue à monter, entraînant avec elle la tige poussoir ainsi que le culbuteur et la soupape.

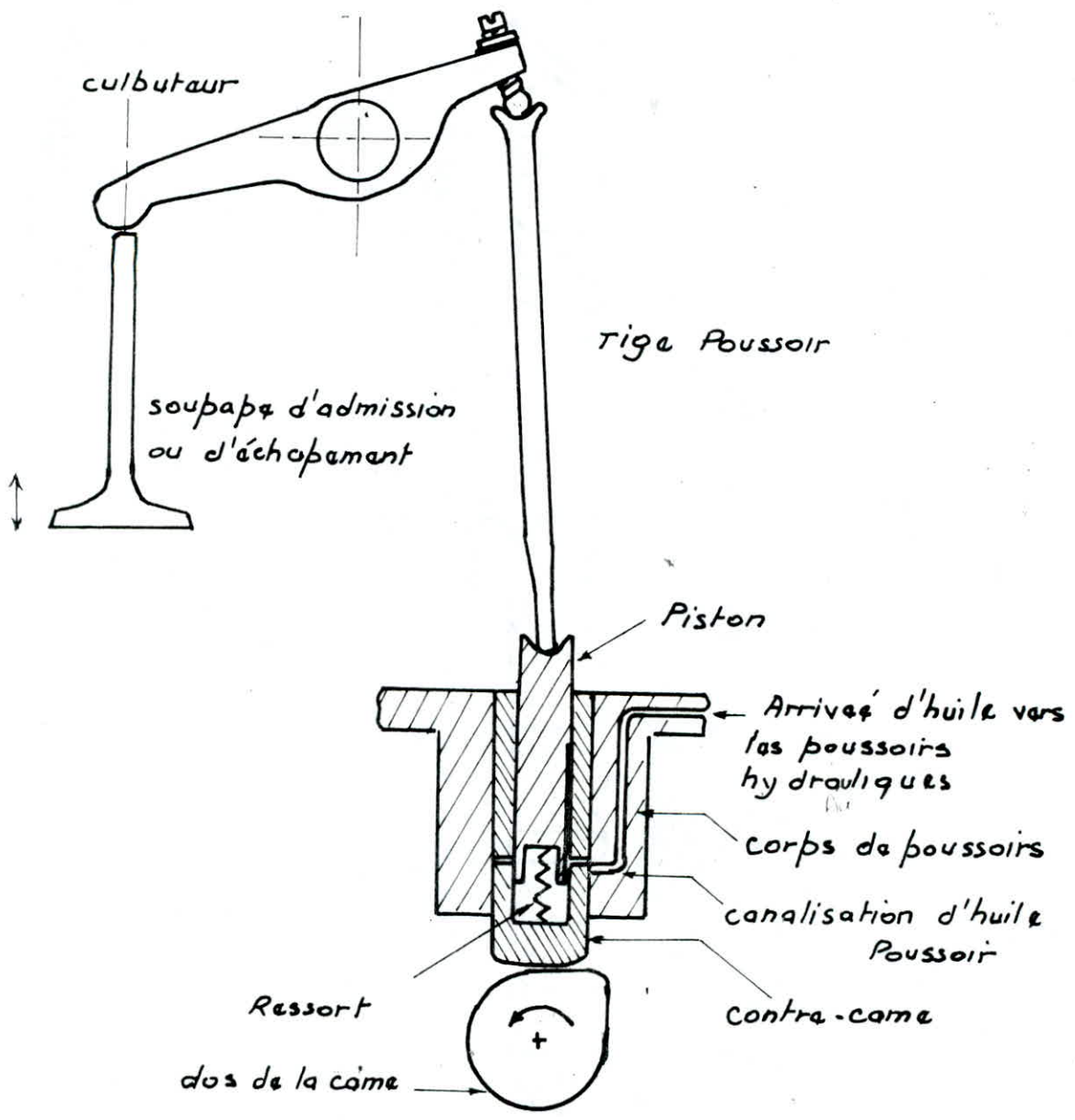


schéma de fonctionnement des poussoirs hydraulique

fig:1

II.2.2 Modification du taux de Compression

Pour modifier le taux de compression il faut déplacer la partie supérieure du moteur par rapport au carter, en respectant la plage autorisée qui est de 5:1 à 18:1. À l'aide d'un micromètre on mesure le déplacement du cylindre, une copie de la courbe d'étalonnage attachée à la console des instruments de mesure nous permet de lire le réglage micrométrique correspondant au taux de compression voulu, en suite on réduit le rapport de compression jusqu'à l'obtention de la valeur désirée.

Le taux de compression peut être modifié en toute sécurité moteur tournant, mais il convient de rebrider le corps du cylindre dès que le nouveau taux est obtenu.

II.2.3. Système d'allumage

Il utilise une bobine automobile traditionnelle de 12 volts et un rupteur. Ce dernier est logé dans le boîtier d'allumage situé à l'extrémité droite du carter-moteur. Le rupteur est commandé par une came à lobe unique fixée sur l'arbre à cames par deux vis sans tête. L'allumage peut être calé entre 30° avant le PMH et 10° après.

II.2.4. 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 la faire tourner.

lors des essais de mesure des frictions.

L'arbre de l'induit du dynamomètre est accouplé à l'arbre du moteur chargé. Il se produit un couple électromagnétique entre l'induit et l'inducteur qui tend à entraîner la carcasse qui supporte les conducteurs dans le sens de rotation du moteur.

Le dynamomètre est conçu pour supporter en permanence une intensité de 25 A. 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.

II.3. Instrumentation

Les instruments de mesure des performances du moteur sont montés sur la console de droite. L'appareil permet de mesurer les paramètres suivants :

II.3.1. Vitesse du moteur

La vitesse du moteur est mesurée électroniquement par un dispositif de comptage d'impulsions. Elle se lit sur le tachymètre monté sur la console de droite.

II.3.2. Couple

Le carter du dynamomètre est monté sur roulements et peut pivoter entre des limites très étroites. La tendance du carter

à tourner avec l'arbre est absorbé par un bras poussant contre un ressort dont la compression est mesurée par un potentiomètre linéaire. Le signal électrique de sortie du potentiomètre est proportionnel au couple exercé sur le rotor du dynamomètre et se lit sur le cadran du couplemètre,

II.3.3. Puissance au frein

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

$$\text{Puissance au frein} = \frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60 \cdot 10^3} \quad \text{KW}$$

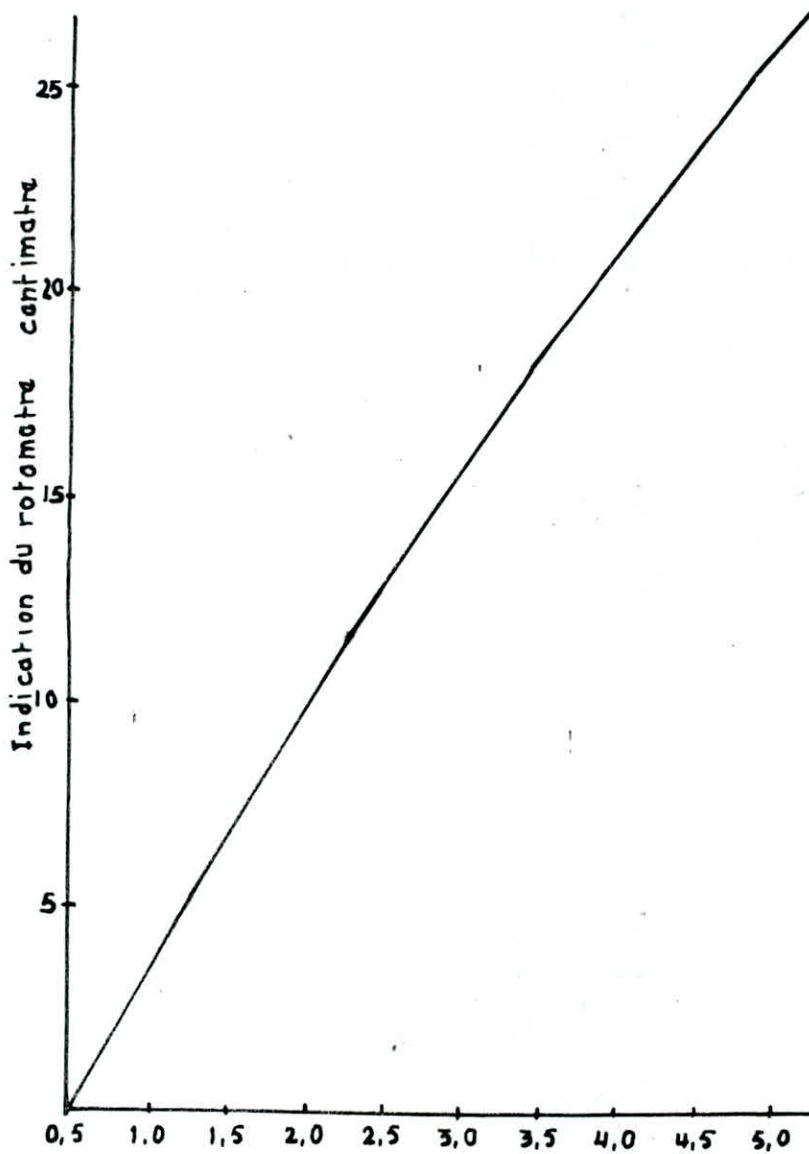
Le compteur n'indique pas les pertes de friction, qui doivent être calculées à partir du couple et de la vitesse relevés.

II.3.4. Système de refroidissement

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.

La figure:2 ci-dessous représente la courbe d'étalonnage du ro-

rotamètre de l'eau de refroidissement, gradué en millimètres.



Débit: Litres/minute d'eau à 20°C

fig: 2 Courbe d'étalonnage du rotamètre de l'eau de refroidissement

A noter qu'il convient d'apporter une légère correction au débit en le multipliant à 20°C par : $1,00 + 0,00025 t$, t étant la température de l'eau refroidie en °C.

II.3.5. Mesure de la température

Toutes les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples. La température des gaz d'échappement se lit sur le cadran de droite. La température de l'eau de refroidissement à l'entrée ou à la sortie est indiquée par le cadran de gauche, selon la position du sélecteur.

II.3.6. Consommation d'air

un débitmètre visqueux est destiné à mesurer la consommation d'air du moteur. la mesure du débit s'effectue en relevant la chute de pression mesurée à l'aide d'un manomètre à tube incliné étalonné en millimètres d'eau, et la courbe d'étalonnage nous donne la valeur du débit d'air admis fig: 3

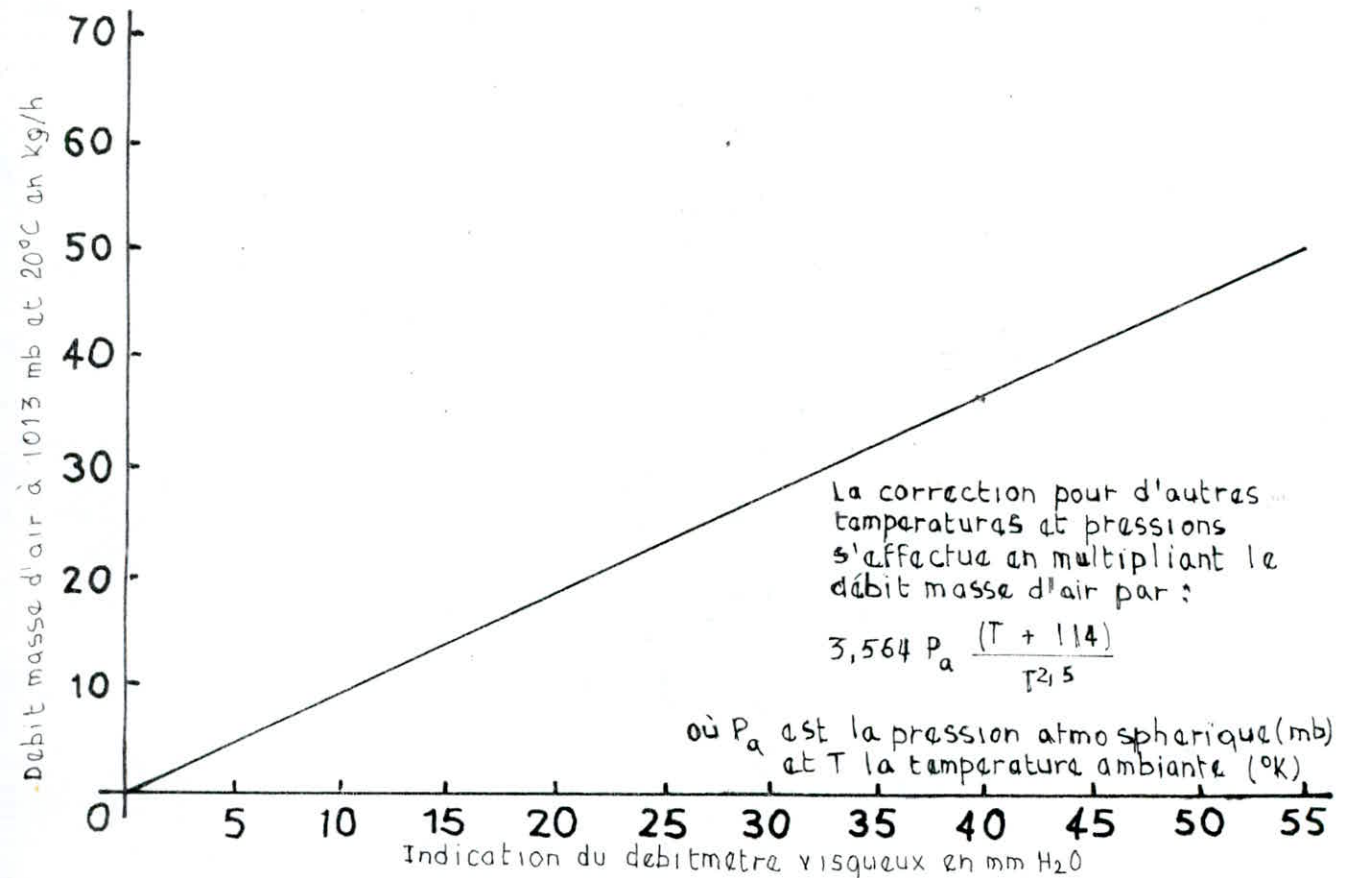


fig:3 Etalonnage type du débitmètre visqueux

II.3.7. Consommation de carburant

elle est déterminée après avoir mesuré le temps de consommation d'une quantité de 10 litres (901 m^3) de gaz.

CHAPITRE 3

III.1 ETUDE THERMIQUE DU MOTEUR A GAZ

III.1.1. Généralité

Les moteurs à gaz dérivent des moteurs à essence et des moteurs diesel par une adaptation particulière permettant de brûler les combustibles gazeux

III.1.2. Cycles de fonctionnement

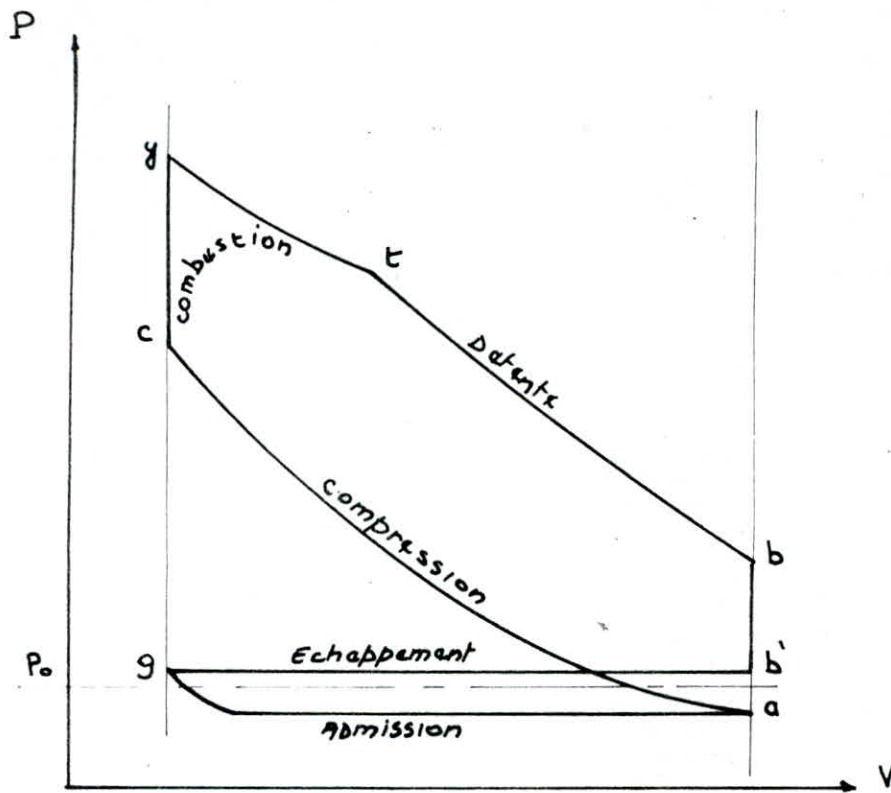
a/ Cycle théorique

Le cycle à étudier est le cycle de "Beau de Rochas", cette étude s'étalera sur différents points entre autre le calcul de pression et de température pour tout les points du cycle ainsi que l'évolution des différents paramètres.

En première approximation on prend le modèle suivant caractérisé par :

- 1- Admission de mélange carburé pendant le déplacement du piston entre le P.M.H et le P.M.B., le cycle étant mis en communication avec le système d'admission du mélange carburé par l'ouverture d'une soupape (soupape d'admission)

- 2- Fermeture de la soupape d'admission et compression adiabatique du mélange entre le P.M.B et le P.M.H. et inflammation par étincelle électrique avant la fin de la compression.



3. combustion à volume constant et à température constante et détente adiabatique, le piston revient au P.M.B

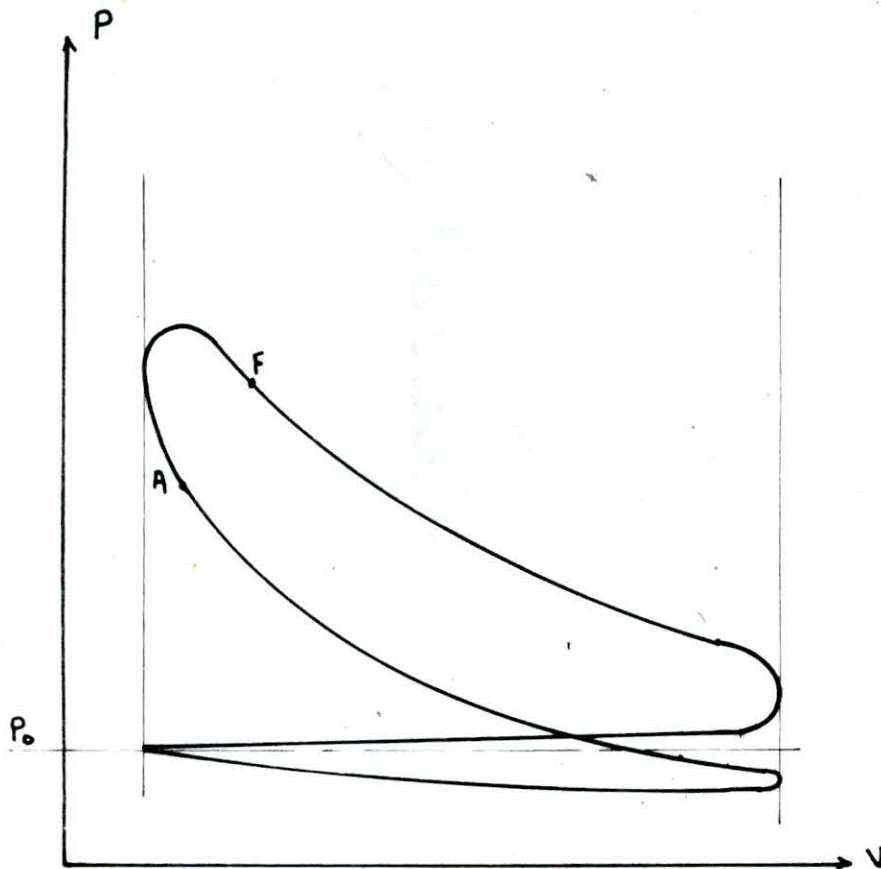
4. ouverture d'une soupape d'échappement et expulsion des gaz brûlés pendant le retour au P.M.H, fermeture de la soupape d'échappement aux environs du P.M.H

b/ Cycle pratique

Le cycle suivant présente l'évolution réelle de la pression dans un cylindre de moteur en fonction de la course du piston. Cette évolution diffère sensiblement de celle du cycle théorique par les points suivants:

1. la vitesse de combustion étant finie, il est nécessaire d'enflammer le mélange avant le P.M.H (avance à l'allumage,

Point A); la phase de combustion qui s'étale sur environ 60



degrés de rotation se termine au point F après le P.M.H, l'augmentation de pression résultante de la combustion n'est plus représentée par une droite verticale et une isotherme, mais par une courbe dont le profil dépend de l'avance à l'allumage, de la vitesse de combustion, et des échanges de chaleur avec les parois

2. en raison des échanges de chaleur, les lois de compression et de détente ne sont pas parfaitement adiabatiques.

3. Pour assurer une durée de passage suffisante aux gaz au droit des soupapes on est conduit à retarder la fermeture de

l'admission, et à avancer l'ouverture de la soupape d'échappement par rapport au P.M.B, il en résulte une déformation des courbes de compression et de détente aux environs du P.M.B.

4 - L'admission du mélange dans le cas d'un moteur non suralimenté s'effectuant à une pression inférieure à la pression atmosphérique, et le refoulement des gaz d'échappement à une pression supérieure, il existe une aire de distribution correspondant à un travail négatif dont l'importance relative varie avec la pression d'admission et le calage de la distribution.

Les paragraphes à étudier sont:

- calcul du processus d'admission
- Paramètres de fin de compression
- Paramètres après combustion
- Paramètres en fin de détente
- calcul de la puissance indiquée, Pression indiquée, rendement indiquée et les consommations.

III.2. CALCUL THERMODYNAMIQUE

Données de base

Cylindrée totale : $V_h = 582 \text{ cm}^3$

Nombre de cylindre : $i = 1$

Nombre de tour par minute : 1500 trs/mn

Alésage : $D = 95 \text{ mm}$

Course : $C_i = 82 \text{ mm}$

Taux de compression : $\epsilon = 9$

III.2.1. Admission

a/ Hypothèses

- La charge admise est un gaz parfait
- L'admission est isobarique
- On considère que les ouvertures et les fermetures des soupapes se font aux points morts
- Le fluide moteur est formé de mélange des gaz résiduels ainsi que la charge fraîche

b/ Calcul de la pression d'admission

L'équation donnant la pression d'admission (P_a) en fonction des différents paramètres :

$$P_a = \frac{P_0}{\mu_i} \left[1 - \frac{N^2}{1800 \cdot g \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_0}{\Gamma_0} (\mu_0 P_0)^2} \cdot \frac{\epsilon - \mu \cdot P}{\epsilon - 1} \frac{1}{(f_{mo}/V_c)^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad -1-$$

$$P_0 = 1,013 \text{ atmosphere}$$

$$\Gamma_0 = \frac{g}{V_0} \text{ Poids volumique de l'ambient}$$

κ : coefficient adiabatique = 1,4

on tire $1800 \text{ g} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_0}{V_0} = 520 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}^2$

$\mu_a \Phi_a$: coefficient du debit = 0,9

μ : coefficient du volume du gaz residuel = 0,5

ρ : coefficient de balayage = 1 (Pour un balayage nul)

μ_1 : coefficient de pression moyenne = 0,95

f_{ma} : section moyenne de soupape = 3,63 cm²

V_H : volume de la cylindrée = 582 cm³

$$P_a = 0,95 \text{ at}$$

Pression des gaz residuels $P_r = 1,15 \text{ at}$

Température des gaz residuels $T_r = 500^\circ \text{C}$ Donnée par la banc.

c/ Rendement volumetrique :

c'est la quantité d'air admise réellement dans le cylindre pendant toute la course d'admission sur la quantité d'air théoriquement admise et il est donné par :

$$\eta_v = \frac{V}{\theta} \cdot \frac{1}{(\kappa-1)\kappa} \cdot \frac{P_0}{P_0} \left(\epsilon + (\kappa-1)(\epsilon-1)\mu_1 - \frac{P_r}{P_0} \cdot \rho \right) \longrightarrow (2)$$

ν : coefficient de charge supplémentaire = 1,02

θ : rapport de chauffage du mélange pendant

$$\text{l'admission } \theta = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} ; \Delta T = 20^\circ \text{K} ; T_0 = 20^\circ \text{C}$$

$$\theta = 1,068$$

$$P_r = 1,15$$

p : coefficient de balayage

$$\eta_v = 0,87$$

d / Calcul de la température de fin d'admission

- Coefficient de pureté de fluide C_p

$$C_p = \frac{1}{1 + p \cdot \frac{P_r}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{(\epsilon - 1) \eta_v}} \longrightarrow (4)$$

$$C_p = 0,943$$

ce qui permet de donner :

$$T_a = T_0 \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_v \cdot \left(\frac{1}{C_p} + \frac{1}{\nu} - 1 \right)} \longrightarrow (5)$$

$$T_a = 335,5 \text{ } ^\circ\text{K}$$

III.2.2. Compression

Pour simplifier les calculs on admet que la compression est une transformation polytropique à coefficient m_c et

- Détermination de P_c et T_c

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{m_c} \longrightarrow (6)$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{m_c - 1} \longrightarrow (7)$$

avec $m_c = 1,35$ $P_a = 0,95 \text{ at}$ $T_a = 335,5 \text{ K}$

$$P_c = 18,45 \text{ don/cm}^2$$

$$T_c = 724 \text{ K}$$

III.2.3. Combustion

Pour les calculs on prend les hypothèses suivantes :

- La transformation se fait en deux étapes
 - . a température et volume constant
 - . on tiendra compte de la chaleur échangée avec les parois

a/ Consommation d'air

Le butane commercial est constitué de butane et de propane dans les proportions suivantes :

Butane (C_4H_{10}) 90%

Propane (C_3H_8) 10%

- Poids moléculaire :

$$M_m = \frac{90 \cdot 58 + 10 \cdot 44}{100} = 56,6 \text{ g/mole de butane}$$

- Composition massique du combustible gazeux

$$\%C = \frac{4 \cdot 90 + 10 \cdot 3}{56,6} \cdot 12 = 82,68$$

$$\%H = \frac{10 \cdot 90 + 8 \cdot 10}{56,6} \cdot 1 = 17,31$$

- Pouvoir comburivore

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{\%C}{12} + \frac{\%H}{4} - \frac{\%O}{32} \right) \rightarrow (8)$$

$$L_{min} = 0,534 \text{ kmole air / Kg de butane}$$

- soit λ l'exés d'air qui est le rapport entre la quantité réelle d'air utilisée et la quantité stoechiométrique nécessaire pour la combustion.

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

Généralement λ est pris dans l'intervalle (1,15; 1,7)

Soit $\lambda = 1,2$

- n_i : nombre de mole de charge fraîche admise dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission

$$n_i = \lambda \cdot L_{\text{min}} + \frac{1}{M_m} \longrightarrow (9)$$

$$n_i = 0,658 \text{ kmole/kg de gaz butane}$$

b/- Fraction molaire des composants du mélange air-combustible :

le mélange air-combustible est constitué par l'air, le gaz butane et les gaz résiduels

Le coefficient des gaz résiduels :

$$\gamma = \frac{1}{C_p} - 1$$

$$\gamma = 0,06$$

$$\Gamma_{\text{air}} = \frac{\lambda \cdot L_{\text{min}}}{\lambda \cdot L_{\text{min}} + 1/M_m}$$

$$\Gamma_{\text{air}} = 0,97$$

$$\Gamma_{\text{g.b}} = \frac{1/M_m}{\lambda \cdot L_{\text{min}} + 1/M_m}$$

$$\Gamma_{\text{g.b}} = 0,027$$

$$\Gamma_{\text{gr}} = \frac{\gamma}{\gamma + 1}$$

$$\Gamma_{\text{gr}} = 0,042$$

c/- Composition des gaz de combustion :

Puisque le coefficient d'exas d'air λ est supérieur à l'unité, la combustion est complète, donc la fumée se compose de

CO_2 ; H_2O ; N_2 · O_2

soit n_f : nombre de mola de produit de fumée

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

$$n_{\text{CO}_2} = \frac{[C]}{12} = 0,0689$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{[h]}{2} = 0,0865$$

$$n_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\text{min}} = 0,5062$$

$$n_{\text{O}_2} = 0,21(\lambda - 1)L_{\text{min}} = 0,0224$$

$$n_f = 0,684 \text{ kmole/kg de gaz butane}$$

d/- Fractions molaires des composants du produit de fumée:

$$\Gamma_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_f} = 0,1007$$

$$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_f} = 0,1264$$

$$\Gamma_{\text{N}_2} = \frac{0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\text{min}}}{n_f} = 0,7400$$

$$\Gamma_{\text{O}_2} = \frac{0,21(\lambda - 1)L_{\text{min}}}{n_f} = 0,0327$$

e/- Bilan énergétique

Le bilan énergétique du point "c" au point "t"

$$Q_r = \Delta U_{c-t} + \Delta L_{c-t} + Q_p \longrightarrow (10)$$

Q_r : chaleur de réaction chimique

ΔU_{c-t} : variation d'énergie interne entre c-t

ΔL_{c-t} : travail échangé

Q_p : chaleur échangée avec les parois

on a $Q_r = 10921,053 \text{ Kcal/Kg} = Q_i$ pour $\lambda > 1$

$\rightarrow \Delta U_{c-t} = \Delta U_{c-y} + \Delta U_{y-t} = \Delta U_{c-y}$ car la transformation $y-t$ est une isotherme $\Delta U_{c-t} = 0$

$\rightarrow \Delta L_{c-t} = \Delta L_{c-y} + \Delta L_{y-t} = \Delta L_{y-t}$ car la transformation $c-y$ est isochore $V = c^{\text{te}}$ et par conséquent le travail engendré est nul

$$\Delta L_{c-t} = \Delta L_{y-t} = f_t \cdot f \cdot Q_r \longrightarrow (11)$$

f_t : coefficient de dégagement de chaleur isothermique

f : coefficient d'utilisation de la chaleur

De même manière on a :

$$\Delta U_{c-y} = f Q_r (1 - f_t) \longrightarrow (12)$$

$$Q_{p_{c-t}} = -f \cdot Q_r + Q_r = Q_r (1 - f) \longrightarrow (13)$$

L'énergie interne :

$$\begin{aligned} \Delta U_{c-y} &= [U_y - U_0]_{g.c} - [U_c - U_0]_{m.f} \\ &= n_f (\mu_y - \mu_0)_{\text{final}} - n_i (\mu_c - \mu_0)_{\text{initial}} \longrightarrow (14) \end{aligned}$$

μ : énergie interne spécifique

On tirera le coefficient de variation total de mole "real" μ_t :

$$\mu_c = \frac{\mu_c - \delta}{1 + \delta} \quad \text{avec} \quad \mu_c = \frac{n_f}{n_i} = 1,039$$

$$\mu_t = 0,923$$

En définitive le bilan énergétique est donné par :

$$\frac{\dot{f} \cdot Q_T (1 - \dot{f}_t)}{n_i \cdot (1 + \gamma)} + (\mu_c - \mu_o)_{m.f} = \mu_t (\mu_y - \mu_o)_{g.c} \longrightarrow (15)$$

cette équation nous permet de déterminer la température au point y car $du = c_v dt$, or c_v change avec T et on la prendra comme fonction quadratique du 4^{ème} degré en fonction de T

$$c_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + \dots \longrightarrow (16)$$

et par intégration on obtiendra pour le premier membre

$$(U_c - U_o)_i = a_i (T_c - T_o) + \frac{b_i}{2} (T_c^2 - T_o^2) + \frac{c_i}{3} (T_c^3 - T_o^3) + \frac{d_i}{4} (T_c^4 - T_o^4) + \frac{e_i}{5} (T_c^5 - T_o^5) \longrightarrow (17)$$

De même manière pour le second membre :

$$(U_y - U_o)_f = a_f (T_y - T_o) + \frac{b_f}{2} (T_y^2 - T_o^2) + \dots + \frac{e_f}{5} (T_y^5 - T_o^5) \longrightarrow (18)$$

→ variation d'énergie interne

$$(U_c - U_o) = a_{m.f} (T_c - T_o) + \frac{B_{m.f}}{2} (T_c^2 - T_o^2) + \frac{C_{m.f}}{3} (T_c^3 - T_o^3) + \frac{D_{m.f}}{4} (T_c^4 - T_o^4) + \frac{E_{m.f}}{5} (T_c^5 - T_o^5)$$

$$\text{ou : } a_{m.f} = a_{air} \cdot \Gamma_{air} + a_{but} \Gamma_{but}$$

$$B_{m.f} = B_{air} \cdot \Gamma_{air} + B_{but} \Gamma_{but}$$

$$C_{m.f} = C_{air} \cdot \Gamma_{air} + C_{but} \Gamma_{but}$$

$$D_{m.f} = D_{air} \cdot \Gamma_{air} + D_{but} \Gamma_{but}$$

$$E_{mf} = E_{air} \cdot \Gamma_{air} + E_{but} \cdot \Gamma_{but}$$

substance	a	B. 10^{-3}	C. 10^{-6}	D. 10^{-9}	E. 10^{-12}
air	4,195	-0,373	2,272	-0,912	0.0
GAZ BUTANE	3,535	8,033	0.0	0.0	0.0

on aura : $a_{m.f} = 4,164$

$$B_{m.f} = -0,145 \cdot 10^{-3}$$

$$C_{m.f} = 2,203 \cdot 10^{-6}$$

$$D_{m.f} = 0,884 \cdot 10^{-9}$$

$$E_{m.f} = 0$$

on remplace dans l'équation générale.

$$u_c - u_0 = 4,164(724 - 500) - \frac{0,145 \cdot 10^{-3}}{2}(724^2 - 500^2) + \frac{2,203 \cdot 10^{-6}}{3}(724^3 - 500^3) - \frac{0,884 \cdot 10^{-9}}{4}(724^4 - 500^4) + 0$$

$$u_c - u_0 = 1052,839 \text{ kcal/kmole}$$

→ la variation d'énergie interne des gaz de combustion est donnée par l'équation -18.

$$(u_y - u_0) = a_{g.c} (T_y - T_0) + \frac{B_{g.c}}{2} (T_y^2 - T_0^2) + \frac{C_{g.c}}{3} (T_y^3 - T_0^3) + \frac{D_{g.c}}{4} (T_y^4 - T_0^4) + \frac{E_{g.c}}{5} (T_y^5 - T_0^5)$$

$$\text{ou : } a_{g.c} = a_{CO_2} \cdot \Gamma_{CO_2} + a_{O_2} \cdot \Gamma_{O_2} + a_{H_2O} \cdot \Gamma_{H_2O} + a_{N_2} \cdot \Gamma_{N_2}$$

$$B_{g.c} = B_{CO_2} \cdot \Gamma_{CO_2} + B_{O_2} \cdot \Gamma_{O_2} + B_{H_2O} \cdot \Gamma_{H_2O} + B_{N_2} \cdot \Gamma_{N_2}$$

$$C_{g.c} = C_{CO_2} \cdot \Gamma_{CO_2} + C_{O_2} \cdot \Gamma_{O_2} + C_{H_2O} \cdot \Gamma_{H_2O} + C_{N_2} \cdot \Gamma_{N_2}$$

$$D_{g,c} = D_{CO_2} \Gamma_{CO_2} + D_{O_2} \Gamma_{O_2} + D_{H_2O} \Gamma_{H_2O} + D_{N_2} \Gamma_{N_2}$$

$$E_{g,c} = E_{CO_2} \Gamma_{CO_2} + E_{O_2} \Gamma_{O_2} + E_{H_2O} \Gamma_{H_2O} + E_{N_2} \Gamma_{N_2}$$

substance	a	$B \cdot 10^{-3}$	$C \cdot 10^{-6}$	$D \cdot 10^{-9}$	$E \cdot 10^{-12}$
CO ₂	3,114	15,012	-9,848	2,952	0,3244
O ₂	4,181	3,358	-1,450	-0,242	0
H ₂ O	5,8092	-0,218	4,388	-3,495	2,077
N ₂	3,7905	3,2490	-1,204	0,162	0,0

$$a_{g,c} = 3,987$$

$$B_{g,c} = 3,965 \cdot 10^{-3}$$

$$C_{g,c} = -1,353 \cdot 10^{-6}$$

$$D_{g,c} = -0,038 \cdot 10^{-9}$$

$$E_{g,c} = 0,293 \cdot 10^{-12}$$

D'où la variation d'énergie interne :

$$(U_y - U_o)_{g,c} = 3,987 (T_y - 500) + \frac{3,965}{2 \cdot 10^3} (T_y^2 - T_o^2) - \frac{1,353 \cdot 10^{-6}}{3} (T_y^3 - 500^3) +$$

$$- \frac{0,038 \cdot 10^{-9}}{4} (T_y^4 - 500^4) + \frac{0,293 \cdot 10^{-12}}{5} (T_y^5 - 500^5)$$

DE l'équation du bilan énergétique on calcul

$$(U_y - U_o)_{g,c} = \frac{1}{\mu_c} \left\{ \frac{\dot{f} \cdot Q_r (1 - \dot{f}_c)}{(1 + \delta) \eta_f} + (\mu_c - \mu_o)_{m,a} \right\}$$

$$\text{avec } \dot{f}_c = 0,25$$

$$\dot{f} = 0,85$$

$$(U_y - U_o)_{g,c} = 11544,21 \quad \text{Kcal/Kmole}$$

Par itération successive de l'équation du 5^{ème} degré on trouve:

$$T_y = 1996,25 \text{ K}$$

$$P_y = \mu_t \cdot P_c \cdot \frac{T_y}{T_c} \longrightarrow (19)$$

$$T_y = 1996,25 \text{ K}$$

$$P_y = 46,95 \text{ dan/cm}^2$$

II.4. Les différents paramètres au Point t :

. Température T_t $T_t = T_y = 1996,25 \text{ K}$

. la Pression P_t

on note que S_t est le rapport volumétrique

$$S_t = \frac{V_t}{V_y} \longrightarrow (20')$$

$$S_t = \exp \left\{ \mu_t \cdot f \cdot Q_r / 1,987 \cdot T_y \cdot n_y \right\} \longrightarrow (20)$$

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

$$n_y = 0,723 \text{ kmole/kg de Butane}$$

$$S_t = 2,24$$

$$P_t = \frac{P_y}{S_t} \rightarrow (21) \quad P_t = 21 \text{ dan/cm}^2$$

III.2.5. Paramètres an fin de détente :

La transformation t - b est une détente polytropicque d'exposant $m_b = 1,28$

$$P_b = P_t \left(\frac{S_t}{\epsilon} \right)^{m_b} \longrightarrow (22) \quad P_b = 3,54 \text{ dan/cm}^2$$

$$T_b = T_t \left(\frac{S_t}{\epsilon} \right)^{1-m_b} \longrightarrow (23) \quad T_b = 1353 \text{ K}$$

TABLEAU RECAPITULATIF

	g	a	c	y	t	b
P don/cm ²	1,15	0,95	10,45	47,0	21,0	3,54
T (K)	773	335,5	724	1996	1996	1353
V (cm ³)	64,66	582	64,66	64,66	144,85	582

2.6. Tracé du graphe $P(V)$: voir figure (4)

III.3: Critères de Performances

3.1. Pression moyenne indiquée

elle est donnée par la formule suivante:

$$P_{mi} = \frac{P_0 \cdot \epsilon^{m_c}}{\epsilon - 1} \left[\frac{P_y}{P_c} \cdot \ln S_t + \frac{P_y}{P_c} \cdot \frac{1}{m_d - 1} \left(1 - \left(\frac{\delta t}{\epsilon} \right)^{m_d - 1} \right) - \frac{1}{m_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{m_c - 1}} \right) \right] \rightarrow (24)$$

$$P_{mi} = 7,97 \text{ don/cm}^2$$

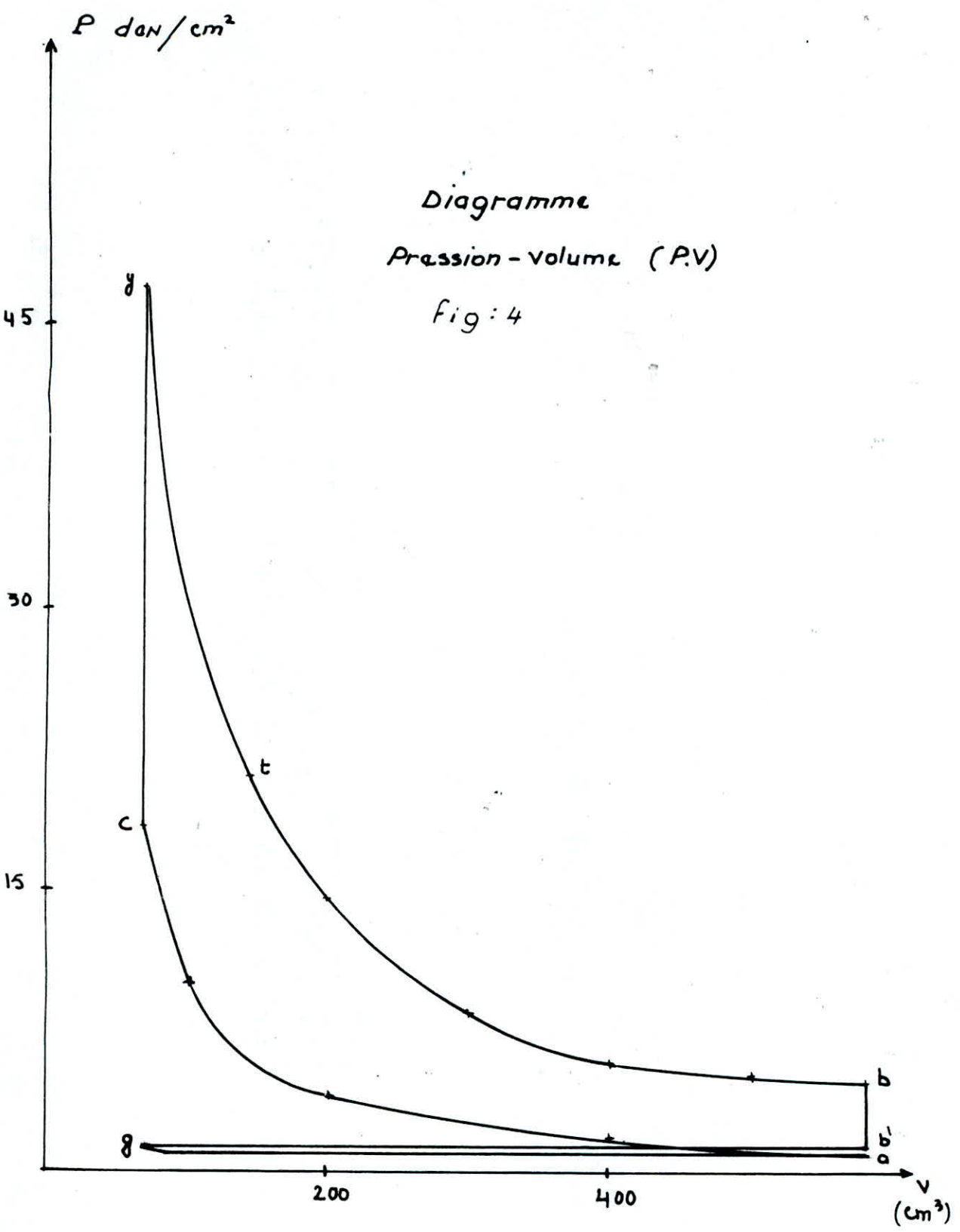
3.2. Travail indiqué

Il est calculé à partir de l'équation:

$$W_i = P_{mi} \cdot V_s \rightarrow (25)$$

$$W_i = 535,44 \text{ Joules}$$

3.3. Puissance indiquée



$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_c \cdot i \cdot N}{225 \cdot \zeta} \quad (\text{CV}) \quad \longrightarrow (26)$$

avec: $V_c = V_h$ volume du cylindre en (l) $V_h = 582 \text{ cm}^3$

i nombre de cylindre $i = 1$

ζ : 4 temps

N : nombre de tours $N = 1500 \text{ tr/mn.}$

$$P_i = 5,69 \text{ kW}$$

III.3.4. Puissance effective

on choisit $\eta_m = 0,85$

$$P_e = \eta_m P_i \quad \longrightarrow (27)$$

$$P_e = 4,83 \text{ kW}$$

III.3.5. Rendement indiqué

$$\eta_i = 1,987 \cdot \frac{P_{mi} \cdot \eta_f \cdot T_o}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} \quad \longrightarrow (28)$$

$$\eta_i = 0,324$$

III.3.6. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad \longrightarrow (29)$$

$$\eta_e = 0,275$$

III.3.7. Consommation spécifique indiquée

$$C_{sf_i} = \frac{632}{\eta_i \cdot Q_i} \cdot 10^3 \quad \text{g/cvh} \quad \longrightarrow \quad (31)$$

$$C_{sf_i} = 336,3 \text{ g/cvh}$$

$$C_{sf_i} = 0,457 \text{ kg/kwh}$$

3.8. Consommation spécifique effective

$$C_{sfe} = C_{sf_i} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_e} \quad \longrightarrow \quad (32)$$

$$C_{sfe} = 0,54 \text{ kg/kwh.}$$

CHAPITRE 4

IV.1. PARTIE EXPERIMENTALE

IV.1.1. caractéristiques du butane commercial

- . masse volumique : $2,6 \text{ Kg/m}^3$
- . Pouvoir calorifique supérieur P_c^s : $128,4 \text{ MJ/m}^3$
- . Pouvoir calorifique inférieur P_c^i : $118,4 \text{ MJ/m}^3$
- . Indice de méthane : 28
- . Indice d'octane moteur : 94
- . masse volumique liquide : $0,58 \text{ Kg/l}$
- . Température d'ébullition à 1,013 bars : 0°C
- . Pression de vapeur à 15°C : 170 KPa

IV.1.2. Equipement

Le carburant est prélevé sur un réservoir à gaz à sortie en phase gazeuse et passe tout d'abord à travers un premier régulateur dans lequel sa pression est réduite à une valeur constante comprise entre 230 et 350 mm H₂O. Ce régulateur est vissé directement sur le réservoir.

le gaz régulé parvient ensuite à un contrôleur Garreston, via un flexible court en néoprène. ce contrôleur abaisse une nouvelle fois la pression du gaz, jusqu'à une valeur légèrement inférieure à la pression atmosphérique, de sorte que le gaz ne puisse s'écouler vers le carburateur en l'absence d'aspiration par le moteur. Un piston repoussé par un ressort permet de by-passer le contrôleur pour alimenter le moteur au moment du démarrage.

le gaz est fourni au carburateur via un flexible court en neoprène, et y est dosé par une soupape à pointeau commandée par un bouton de commande gradué, avant de déboucher dans le venturi.

Deux facteurs peuvent affecter considérablement le rendement du carburateur etant donné que la vaporisation dépend de la température ambiante, le débit de gaz pour un même réglage de la commande varie d'un jour à l'autre. quand on estime que la vaporisation est insuffisante, on peut essayer d'augmenter la température du gaz en plaçant la bouteille a un endroit chaud, ou en ventilant a l'air-chaud

par ailleurs, l'écoulement du gaz étant provoqué par l'aspiration du moteur, on peut réduire a un minimum les pertes de pression en raccourcissant autant que possible le flexible en neoprène qui relie le raccord au carburateur.

IV.2 EXPERIENCES ET RESULTATS

Les essais qui vont être fait nous servirons à tester le moteur d'une part en utilisant du butane comme combustible et surtout voir l'influence du taux de compression et du calage d'allumage sur les performances, ce qui pourra nous donner les avantages et les inconvénients d'utilisation du gaz, et nous permettra de vérifier et comparer nos résultats avec ceux du constructeur.

IV.3 Méthode de calcul

IV.3.1. Puissance au frein :

C'est la puissance disponible à l'arbre et qui se détermine au banc d'essai à l'aide du frein dynamométrique.

Le couple G du moteur se lit sur l'indicateur électrique d'un potentiomètre linéaire mesurant le déplacement d'un ressort qui absorbe l'effort exercé par le boîtier du dynamomètre qui tend à tourner avec le moteur.

$$P_e = \frac{2\pi \cdot n \cdot G}{60} \quad \text{watts} \quad \rightarrow \quad (33)$$

IV.3.2. Friction et rendement mécanique

a) Perte par friction

C'est la différence entre la puissance indiquée et la puissance effective, elles se calculent directement en enregistrant le couple nécessaire pour faire tourner le moteur à

l'aide de dynamomètre utilisé comme moteur électrique

$$P_f = \frac{2\pi \cdot n \cdot G}{60} \quad \text{watts} \longrightarrow (34)$$

G : couple de friction indiqué par l'instrument de mesure

b) Rendement mécanique :

c'est le rapport de la puissance effective et la puissance indiquée

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_f}$$

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

$$\eta_m = \frac{1}{1 + P_f/P_e} \longrightarrow (35)$$

IV.3.3. Consommation spécifique

$$sfc = \frac{\text{Consommation du carburant (masse/unité de temps)}}{\text{Puissance effective}}$$

$$sfc = \frac{C_m}{P_{eff}} \quad \text{kg/kwh} \longrightarrow (36)$$

Pour la consommation du gaz on mesure le temps de consommation de 10 l de gaz

$$C_v = \frac{0,01}{t} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (\text{consommation volumique})$$

$$C_m = 2,6 \cdot \frac{0,01}{t} \cdot \frac{P_{red}}{1013} \cdot \frac{288}{T_{red}} \cdot 3600 \quad \text{kg/h} \longrightarrow (37)$$

IV.3.4. Rendement thermique

c'est le rapport de la puissance indiquée et la puissance

theorique

$$\eta_b = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Energie fournie}}$$

$$\eta_b = \frac{\text{Puissance au frein}}{C_m \cdot P_c^i}$$

$$\eta_b = \frac{3600}{\text{sfc} \cdot P_c^i \cdot 4,18} \rightarrow (38) \quad P_c^i \text{ en Kcal/kg}$$

IV.3.5. Rendement volumetrique

$$\eta_v = \frac{\text{masse d'air admise reellement par unite de temps}}{\text{masse d'air n\u00e9cessaire pour remplir le volume de la cylindr\u00e9e aux conditions atmosph\u00e9rique}}$$

La masse d'air pour remplir se volume

$$C_{H1h} = P_a \cdot 582 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{n}{2.60}$$

$$= \frac{P_a \cdot 582 \cdot 10^{-6} \cdot n}{r T_a}$$

$$= \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot P_a \cdot n}{120 \cdot 287 \cdot T_a}$$

P_a : en mbar

n : tr/mn

T_a en K

$$C_{H1h} = 0,00608 \cdot \frac{P_a \cdot n}{T_a} \rightarrow (39)$$

CHR: charge d'air reelie d\u00e9termin\u00e9e \u00e0 partir de la courbe d'\u00e9tatonnage

$$\eta_v = \frac{CHR}{C_{H1h}} = \frac{CHR \cdot T_a}{0,00608 \cdot P_a \cdot n} = 164,473 \cdot \frac{CHR \cdot T_a}{P_a \cdot n} \rightarrow (40)$$

**TABLEAUX DES
RESULTATS**

Paramètres fixes

ϵ	calage d'allumage	Réglage carburateur	carburant	Poids, spécifique	ouverture gaz	Température ambiante	Pression barométr	date
6	° avant 10 PMH	2,5 tours	gaz butane	2,6	Plein ouverture	18°C	1 at	14/11/87

Frein	vitesse (tr/mn)	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
	couple (N.m)	32,0	31,5	30,0	28,5	25,0	16,0	14,0
	Puissance (KW)	3,25	4,25	4,75	5,25	5,25	4,25	4,00
Air	manomètre mm H ₂ O	21,5	26,0	30,5	33,0	36,5	37,0	34,5
	débit d'air kg/h	19,64	23,71	27,76	30,13	32,85	34,20	31,5
Carburant	temps de consom de 10l (s)	46	41	36	35	34	38	37
	débit volumique cv l/s	0,217	0,244	0,277	0,285	0,294	0,263	0,270
	débit massique cm kg/h	1,951	2,189	2,493	2,566	2,640	2,362	2,426
	SEF kg/kwh	0,600	0,515	0,524	0,488	0,503	0,556	0,606
Rapport air/gaz		10,060	10,830	11,135	11,742	12,443	14,479	12,984
Température d'échappement °C		500	550	600	650	700	750	800
Richesse ρ		0,65	0,70	0,72	0,76	0,80	0,93	0,84
Friction	couple (N.m)	6,5	7	8	8,5	9	\	\
	Puissance (KW)	0,680	0,916	1,256	1,557	1,885	\	\
Rendements	thermique η_b	0,131	0,153	0,150	0,161	0,156	0,142	0,130
	volumique η_v	0,926	0,895	0,833	0,812	0,775	0,717	0,594
	mécanique η_m	0,827	0,823	0,792	0,771	0,736	\	\
Températures (°C)	échappement après calorimètre	32,5	40	47,5	45	47,5	55	85
	entrée d'eau de refroidissement	37,5	65	65	60	50	55	60
	sortie d'eau de refroidissement	50	80	85	85	75	80	65
	entrée calorimètre	20	20	20	20	20	20	20
	sortie calorimètre	27,5	30,0	35,0	37,5	40	40	40
Rotamètre	calorimètre (cm)	24,5	23	22,5	22	22,5	21	21
	eau de refroidissement (cm)	22,5	23,5	23,5	23	23	23	23

- fig 10

		Paramètres fixes						
E	calage d'allumage	Rég. l'age carburateur	carburant	Poids spécifique	ouverture gaz	Température ambiante	Pression barométrique	date
F	10° avant PMH	2,5 tours	903	2,6	plein ouverture	16°C	1 at	15/11/87

Frein	vitesse (tr/mn)	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
	couple (N.m)	34,0	33,5	33,0	31,0	29,0	22,5	18
	Puissance (KW)	3,50	4,30	5,00	5,50	6,00	5,25	4,70
Air	monomètre (mm H ₂ O)	20,5	24,0	30,0	34,0	35,0	39,5	36,5
	débit d'air (kg/h)	18,45	21,60	27,00	30,60	31,50	35,55	32,85
carburant	Temps de consommation de 10 litres (s)	47	42	39	35	33	38	36
	débit volumique cv (l/s)	0,212	0,238	0,256	0,286	0,303	0,263	0,278
	débit massique Cm (kg/h)	1,920	2,148	2,314	2,578	2,734	2,375	2,507
	scf (kg/kwh)	0,549	0,500	0,463	0,469	0,456	0,452	0,533
Rapport air/carburant		9,609	10,056	11,668	11,870	11,522	14,734	13,103
Température d'échappement (°C)		500	550	625	650	700	750	800
Richesse		0,62	0,65	0,75	0,77	0,74	0,95	0,85
Friction	couple (N.m)	6	6,5	7,5	8	8,5	\	\
	Puissance (KW)	0,628	0,851	1,178	1,466	1,780	\	\
Rendements	Thermique η_b	0,144	0,158	0,170	0,168	0,173	0,174	0,148
	volumétrique η_v	0,866	0,811	0,845	0,820	0,739	0,741	0,616
	mécanique η_m	0,848	0,835	0,809	0,790	0,771	\	\
Températures °C	échappement après calorimètre	32,5	35,0	40,0	45,0	45,0	47,5	50,0
	entrée d'eau de refroidissement	50,0	62,5	62,5	60	65	55	60
	sortie d'eau de refroidissement	60	75	75	75	85	80	80
	entrée calorimètre	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5
	sortie calorimètre	25	30	35	35	40	40	40
Rafraîchissement	calorimètre (cm)	23	22,5	22,5	22,5	22,0	22,0	22,0
	eau de refroidissement (cm)	24,5	25,0	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5

fig: b

		Paramètres fixes				Température ambiante	Pression barométrique	date
E	calage d'allumage	Réglage carburateur	carburant	Poids spécifique	ouverture des gaz			
8	10° avant PMH	2,5 tours	903	2,6	Plain ouverture	16°C	1 at	16-11-87

Frein	vitesse (tr/min)	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
	couple (N.m)	36,5	37,0	36,5	35,0	33,0	29,5	25,0
	Puissance (Kw)	3,75	4,75	5,75	6,25	6,75	6,80	6,25
Air	manomètre (mm H ₂ O)	20,0	24,5	31,0	34,5	37,0	41,0	38,5
	Débit d'air (Kg/h)	18,00	22,05	27,90	31,05	33,30	36,90	34,65
carburant	Temps de consommation de 10 l (s)	49	43	37	33	32	34	34
	Débit volumique cv (l/s)	0,204	0,232	0,270	0,303	0,315	0,294	0,294
	Débit massique cm (Kg/h)	1,841	2,098	2,439	2,734	2,820	2,654	2,654
	scf (Kg/kwh)	0,491	0,442	0,424	0,437	0,418	0,390	0,425
Rapport air/carburant		9,777	10,510	11,439	11,357	11,809	13,904	13,056
Température d'échappé (°C)		425	490	550	580	625	680	720
Richesse		0,63	0,68	0,74	0,73	0,76	0,90	0,84
Friction	couple (N.m)	8,5	9,0	9,5	10,0	9,0	\	\
	Puissance (Kw)	0,890	1,178	1,492	1,832	1,884	\	\
Rendements	thermique η_b	0,161	0,178	0,186	0,180	0,189	0,202	0,186
	volumétrique η_v	0,844	0,828	0,873	0,833	0,781	0,770	0,650
	mécanique η_m	0,808	0,801	0,794	0,773	0,782	\	\
Températures (°C)	échappement après calorimètre	30,0	35,0	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0
	entrée d'eau de refroidissement	35,0	55,0	65,0	50,0	62,5	65,0	55,0
	sortie de l'eau de refroidissement	50,0	70,0	85,0	72,5	82,5	85,0	80,0
	entrée calorimètre	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5
	sortie calorimètre	27,5	31,0	35,0	35,0	40,0	40,0	40,0
Refracture	calorimètre (cm)	19,2	19,3	19,3	18,9	18,1	16,5	17,4
	eau de refroidissement (cm)	23,0	24,0	24,2	24,8	24,5	25,0	25,0

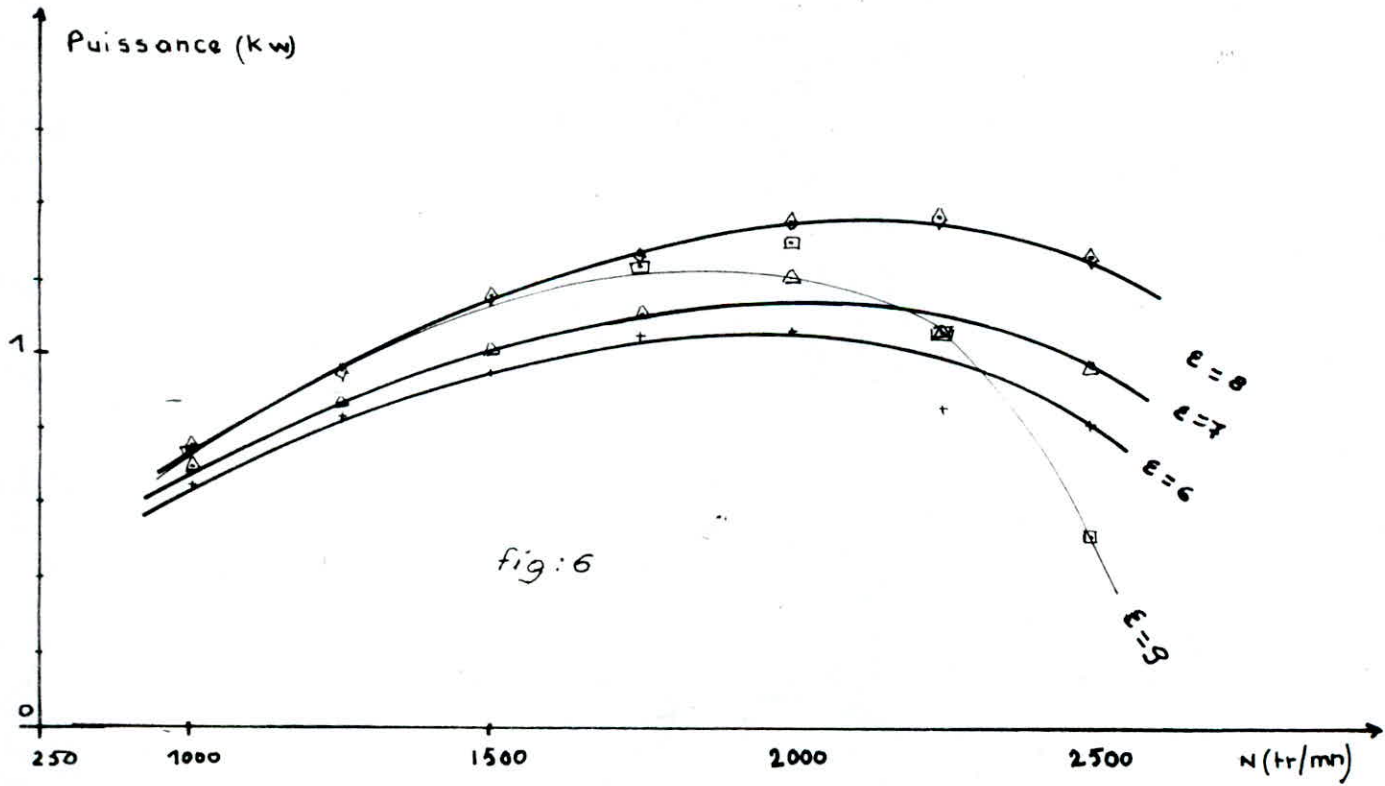
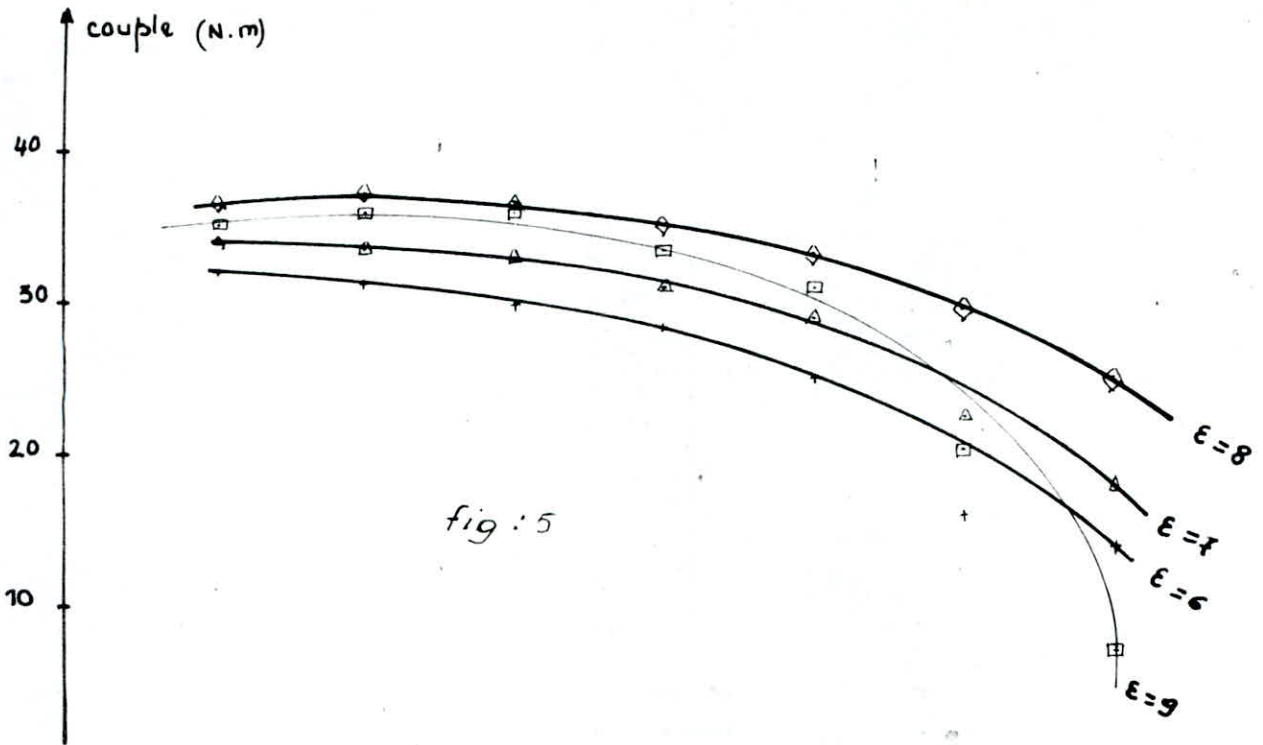
fig:c

		Paramètres fixes						
E	calage d'allumage	Reglage carburateur	Carburant	Poids spécifique	ouverture gaz	Température ambiante	Pression barométrique	date
9	10° Avant P.M.H	2,5 Tours	gaz	2,6	Plein ouverture	16°C	1 at	16-11-88

Frein	vitesse (tr/mn)	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
	couple (N.m)	35,0	36,0	36,0	33,5	31	20,5	7
	Puissance (Kw)	3,75	4,75	5,70	6,30	6,50	5,25	2,5
Air	manomètre (mm H ₂ O)	17,5	23,0	28,7	35,5	35	39	39
	Débit d'air (kg/h)	15,75	20,70	25,65	31,95	31,50	35,10	35,10
Carburant	Temps de consommation de 10l (s)	54	48	41	36	39	45	46
	Débit volumique c_v (l/s)	0,185	0,208	0,244	0,278	0,256	0,222	0,217
	Débit massique c_m (kg/h)	1,671	1,880	2,201	2,507	2,314	2,005	1,962
	scf (kg/kwh)	0,446	0,396	0,386	0,398	0,356	0,352	0,785
rapport air/carburant		9,425	11,011	11,654	12,744	13,613	17,506	17,890
Température d'échappement (°C)		425	460	520	640	675	700	725
Richesse		0,61	0,71	0,75	0,82	0,88	1,13	1,16
Friction	couple (N.m)	10,0	12,5	11,5	11,0	10	\	\
	Puissance (Kw)	1,047	1,636	1,806	2,015	2,094	\	\
Rendements	thermique η_b	0,177	0,199	0,204	0,198	0,222	0,224	0,100
	volumétrique η_v	0,739	0,777	0,802	0,857	0,739	0,732	0,659
	mécanique η_m	0,782	0,744	0,759	0,776	0,749	\	\
Température (°C)	échappement après calorimètre	35,0	35,0	40,0	47,5	47,5	65,0	80,0
	entrée d'eau de refroidissement	50,0	60,0	52,5	60,0	55,0	60,0	52,5
	sortie d'eau de refroidissement	60,0	75,0	72,5	82,5	75,0	85,0	75,0
	entrée calorimètre	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5
	sortie calorimètre	30,0	32,5	35,0	40,0	40,0	40,0	40,0
Régime	calorimètre (cm)	14,8	15,0	15,1	14,7	15,0	14,5	14,5
	eau de refroidissement (cm)	25,3	25,5	25,3	25,0	24,5	25,2	24,5

fig: d

COURBES



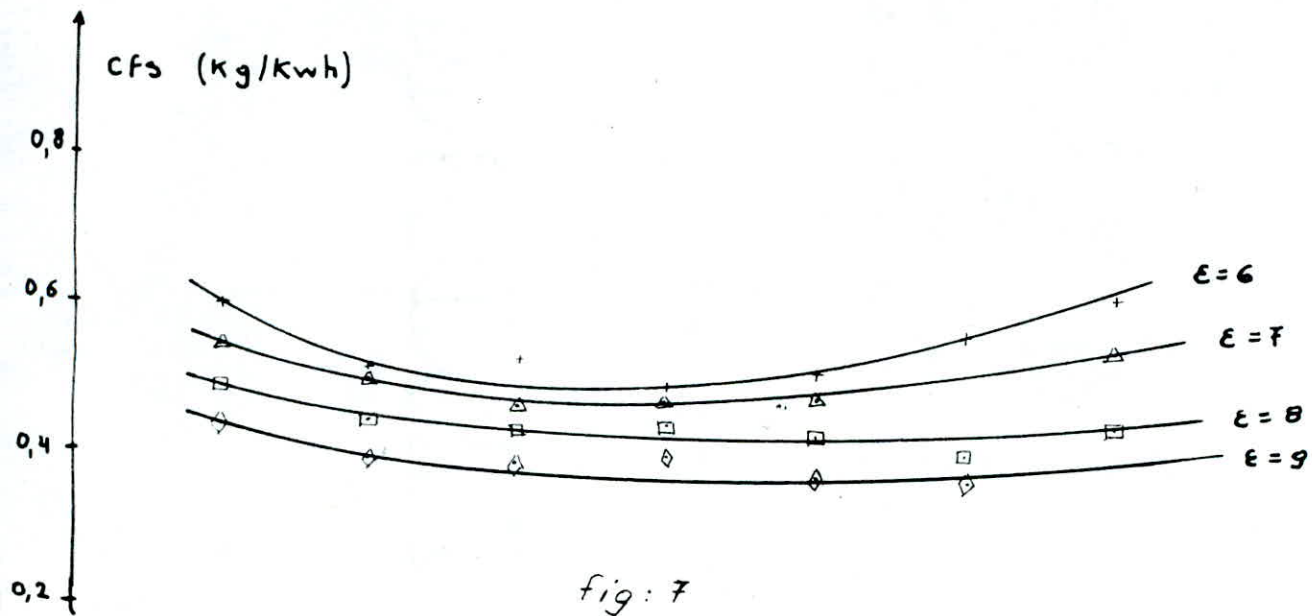


fig: 7

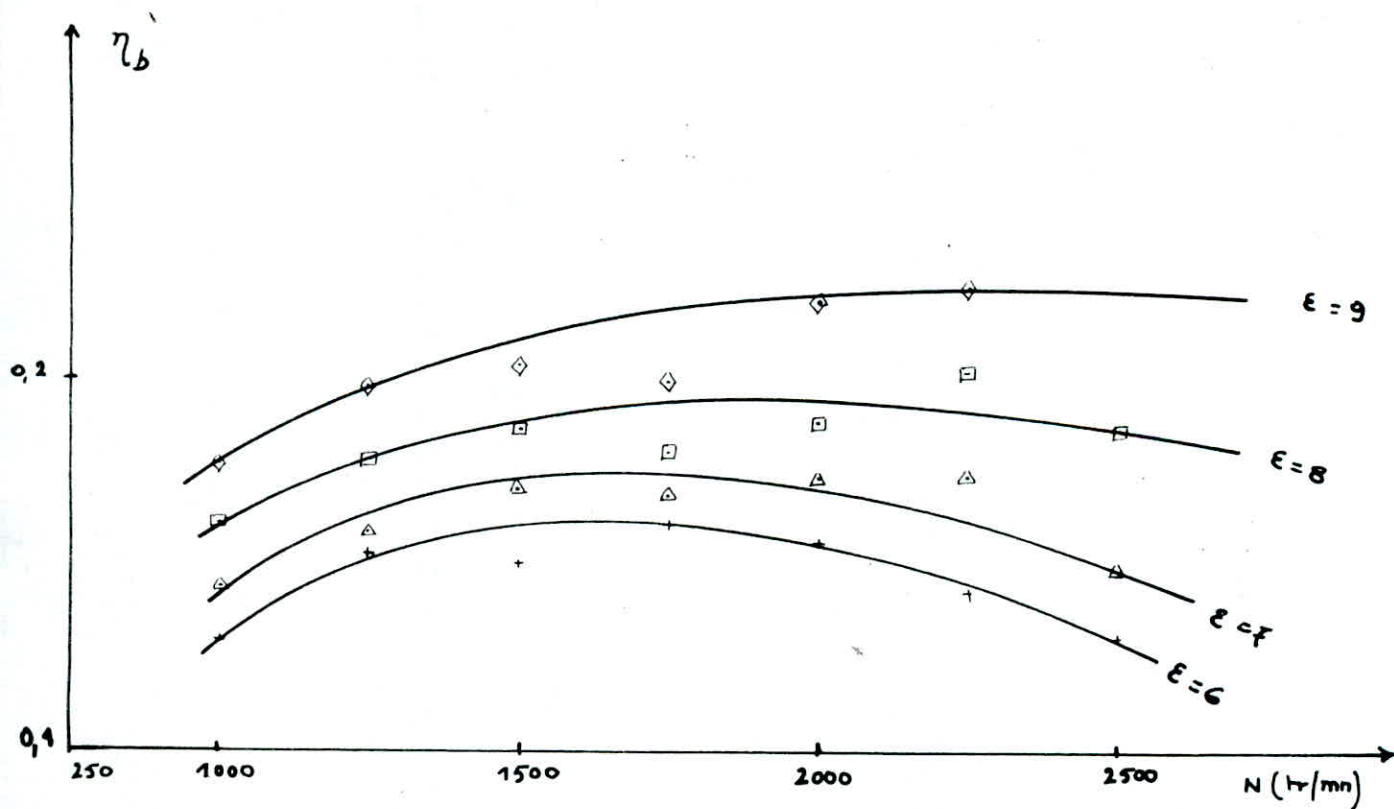
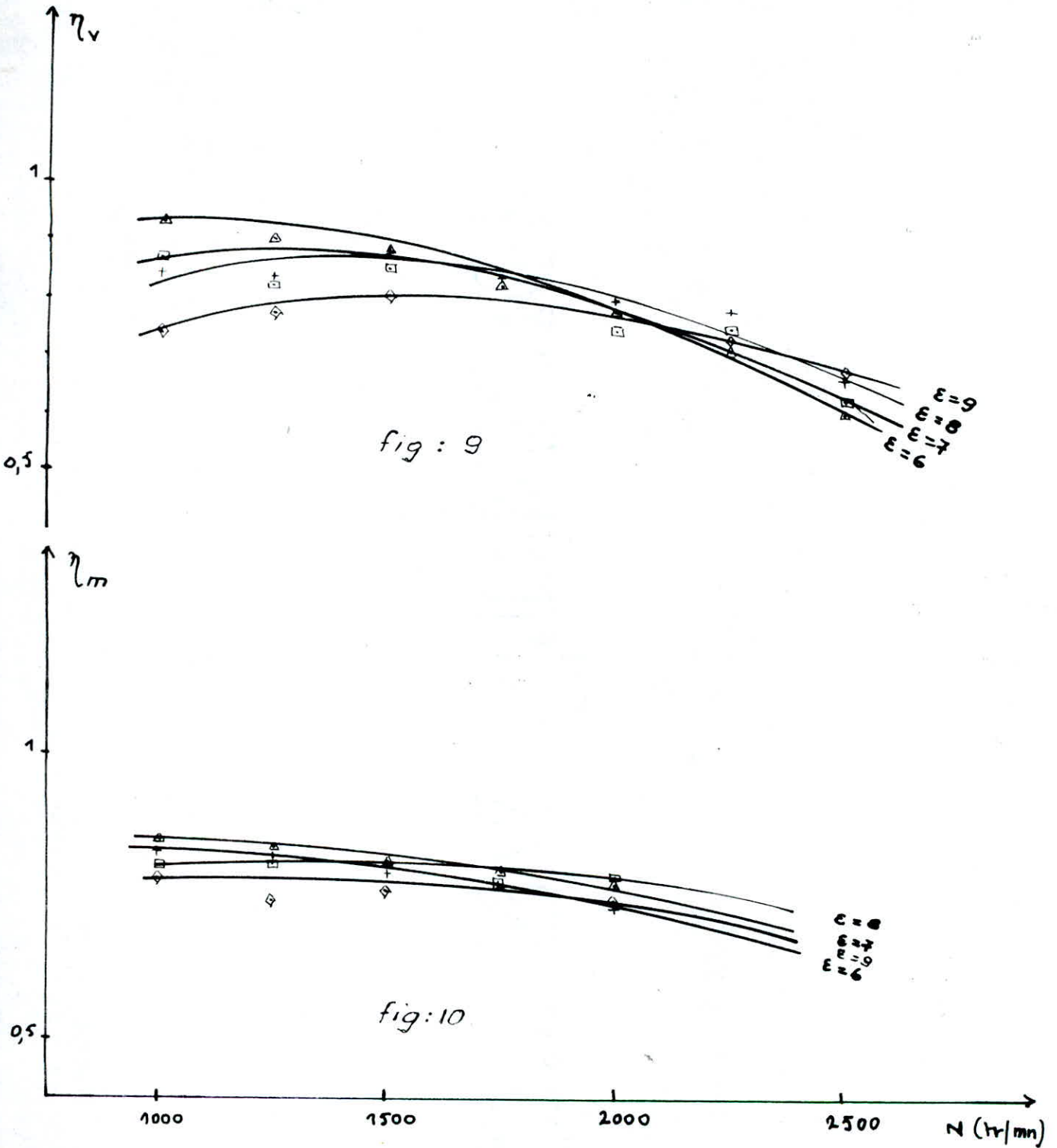


fig: 8



IV.3.6. Interprétation et constatation

les courbes tracées représentent l'évolution de la puissance, couple, consommation et différents rendements en fonction de la vitesse angulaire pour des taux de compression variable.

la courbe de la puissance en fonction de la vitesse angulaire à presque une allure parabolique, elle croit avec la vitesse, elle est maximale à la vitesse 2000 tr/mn et à partir de là elle décroît.

cette décroissance est due aux pertes de charge au niveau du carburateur, dans les canalisations et au niveau des soupapes. ces pertes ont pour effet de réduire la pression effective de remplissage et par conséquent la quantité de gaz frais aspirée 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 plus importante.

L'allure de la courbe du couple est donc décroissante (Fig:5), et la vitesse qui correspond au couple maximum est située aux environs de (1000 ÷ 1250) tr/mn. Lorsque le couple commencera à décroître progressivement la vitesse continue à augmenter la puissance et le maximum de la courbe de puissance sera atteint bien après le maximum de la courbe du couple.

en règle générale le couple commence par augmenter

légèrement avec la vitesse de rotation c'est à dire que le remplissage s'effectue dans de bonne condition mais des fuites importantes se produisant ce qui fait diminuer le couple.

on note aussi que si la distribution a été étudiée de manière à favoriser un bon remplissage à une vitesse angulaire assez élevée, il se produit un refoulement d'une partie des gaz frais à l'extérieur du cylindre à cause du retard à la fermeture d'admission au début de la compression.

- En ce qui concerne la consommation spécifique, on remarque que celle-ci diminue progressivement jusqu'à atteindre un minimum, ce minimum nous donne la vitesse économique, et elle croit jusqu'à une certaine valeur. fig: 7

- le couple et fonction de remplissage donc la courbe de consommation spécifique n'est pas complètement indépendante de la courbe du couple. si l'on faisait abstraction des pertes d'énergie produites par les échanges de chaleur et les frottements les deux courbes seraient exactement identiques par rapport à une ligne horizontales

- la puissance du moteur varie en dehors du taux de remplissage et de la vitesse avec le taux de compression, qui, doit être le taux le plus élevé que le moteur puisse supporter

sans détonation

- Remarque :

Le couple la puissance et la consommation spécifique s'améliore quand on augmente le taux de compression mais si on dépasse une certaine valeur de ϵ ($\epsilon = 8$) les performances du moteur tend à diminuer

- Les pertes de friction sont relativement faible et augmente avec la vitesse, le rapport entre les pertes de friction et la puissance au frein augmente progressivement ce qui fait diminuer le rendement mécanique. (fig 10)

le rendement mécanique dépend des différents frottements solides, liquides et gazeux qui produit dans le moteur, il est de l'ordre de 70 à 80%

aux grandes vitesses les frottements du piston et des segments sur le cylindre jouent un rôle nettement prédominant (10% environ) et d'autant plus que l'obliquité de la bielle est plus accentuée, dans les moments où la pression est forte.

- le rendement volumétrique varie avec la vitesse de rotation du moteur mais on n'est en possibilité de donner une conclusion rigoureuse à propos de l'influence du taux de compression sur ce rendement. (fig. 9)

D'après les formules déduites pour le rendement volumétrique on voit qu'avec l'accroissement de E pour toutes les conditions égales η_v croit. mais les expériences n'ont pas confirmés ces jugements.

IV.4. AVANCE A L'ALLUMAGE

IV.4.1. Nécessité a l'avance d l'allumage

on sait que la combustion du mélange n'est pas instantanée. Pour utiliser au mieux la pression développée par la combustion et afin de tenir compte du temps mis par le mélange gazeux pour brûler, il y a lieu de produire l'étincelle de telle sorte que la combustion soit complète.

cet impératif nécessite de provoquer l'allumage non pas exactement au point mort haut (P.M.H) mais légèrement avant. cette avance fixe de l'allumage n'est toute fois pas suffisante. en effet plus le moteur tourne vite, plus l'avance devra être importante, pour que le piston n'est pas le temps de parcourir une course descendante trop importante avant la fin de la combustion.

IV.4.2. Influence du colage d'allumage

D'après les résultats obtenus on remarque que la puissance (fig: 13) augmente avec le colage d'allumage. On note que la puissance atteinte est maximale pour un avance de 20 à 25° tandis que le couple, lui, atteint son maximum à 25° (fig 12) on voit a priori que l'avance a l'allumage a une influence très marquée sur la puissance développée et la consommation spécifique obtenues, puisque c'est de cette valeur que

fig: 11 Influence du calage d'allumage
sur la Puissance et le couple
(Tableau des résultats)

E Avance à l'allumage	6		7		8		9		10	
	C (N.m)	P (KW)	C (N.m)	P (KW)	C (N.m)	P (KW)	C (N.m)	P (KW)	C (N.m)	P (KW)
0	25,5	4,70	26,5	4,80	28,5	5,00	30,0	5,50	33,0	6,00
5	27,5	5,00	28,5	5,20	30,5	5,50	32,0	5,80	34,5	6,40
10	29,5	5,50	30,0	5,50	32,5	6,00	33,5	6,20	35,5	6,60
15	31,0	5,70	32,0	5,80	33,5	6,25	34,5	6,30	36	6,70
20	32,0	5,75	33,5	6,00	35,0	6,40	35,5	6,50	DÉTONATION	DÉTONATION
25	33,0	5,50	34,0	6,25	35,0	6,40	35,5	6,50		
30	33,0	5,40	33,5	6,00	34,5	6,30	34,5	6,30		

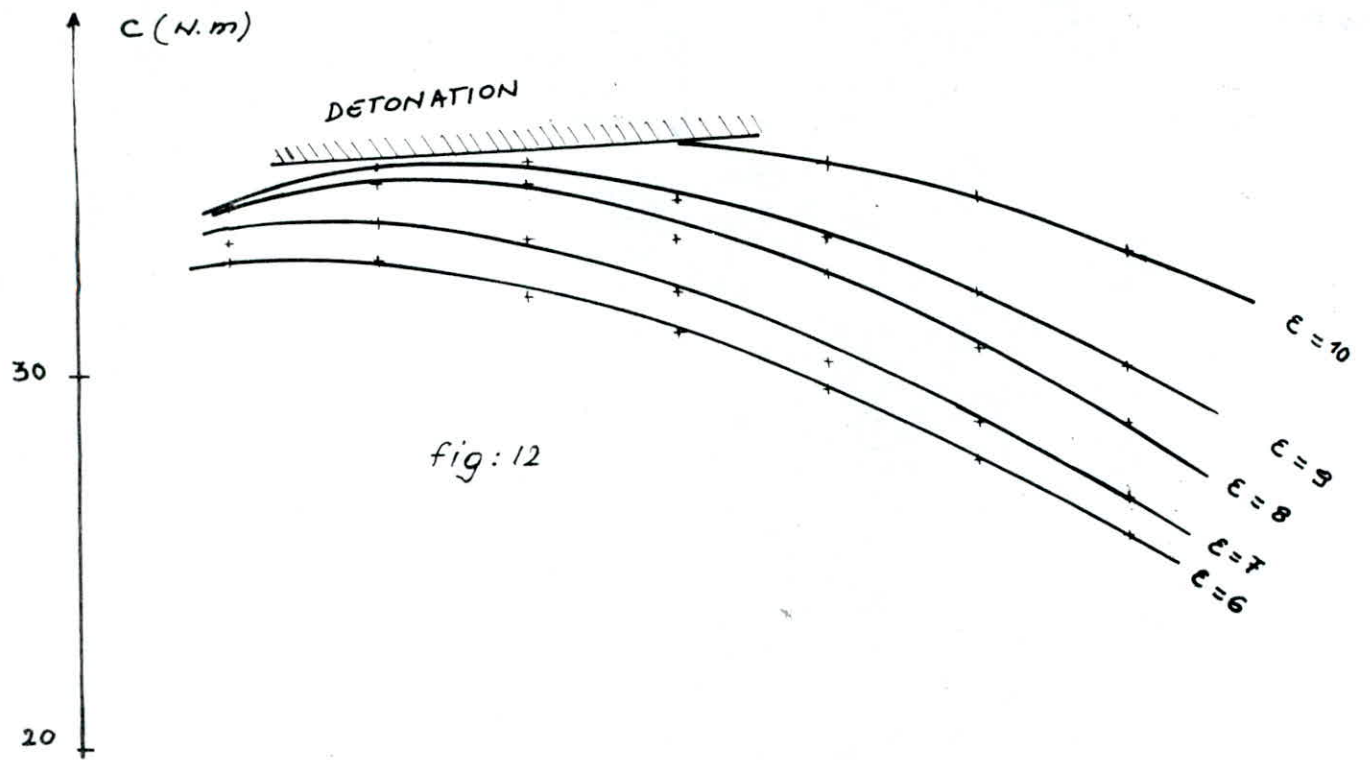


fig: 12

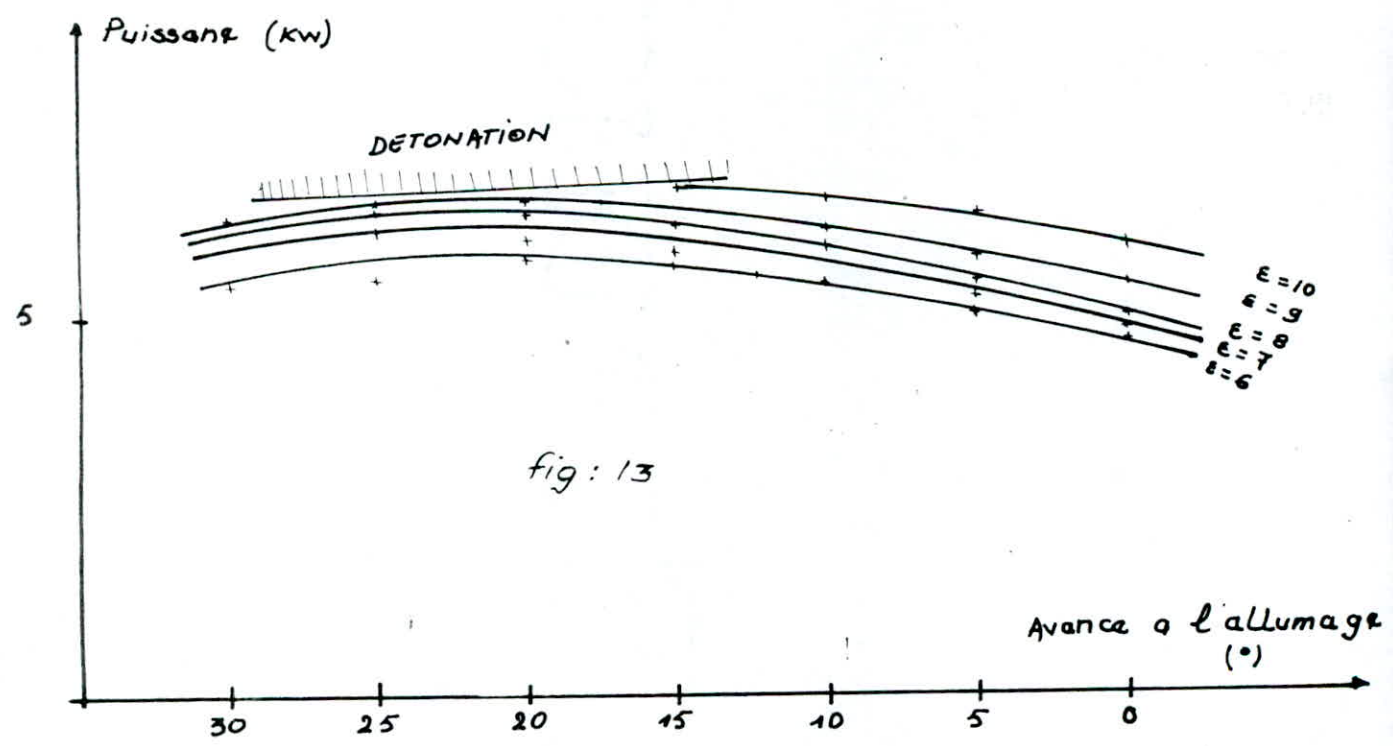


fig: 13

influence du colage d'allumage
sur la puissance et le couple

dépend essentiellement la forme de la courbe, donc la surface du diagramme Pression - volume, et par conséquent le travail Produit.

mais en réalité le travail recueilli sur l'arbre du moteur est le produit du travail indiqué par le rendement mécanique. On conçoit aisément que celui-ci soit plus faible lorsque la pression maxima est réalisée au voisinage du point mort haut que lorsque celle-ci n'est atteinte qu'une dizaine ou une douzaine de degrés plus tard.

Dans ces essais on remarque l'apparition du phénomène de détonation. Ce phénomène limite le taux de compression du moteur. En effet à un taux de compression élevé correspond une pression élevée dans la chambre de combustion et, en conséquence, une vitesse de propagation de la combustion rapide, donc risque de détonation.

la détonation est créée par l'allumage instantané du mélange air-gaz après un début de combustion déflagrante.

Les conditions de pression et de température provoquées par le début de combustion peuvent amener le mélange air-gaz dans les conditions d'auto-allumage. Il s'ensuit une onde de pression se propageant à plusieurs centaines de mètres par seconde et qui se réfléchit sur les parois, créant une fluctuation importante de la pression de fréquence voisine de 5000 Hz dépendant

de la taille du moteur

Les conséquences sont : un bruit caractéristique, une baisse de la puissance du moteur et une augmentation importante des pressions maximales de combustion et des échanges thermiques aux parois, ce qui entraîne une fatigue thermique et mécanique des pièces incompatible avec leur fiabilité.

L'avance à l'allumage a pour but de réduire autant que possible la perte de travail mécanique dû au fait que le processus de combustion n'est pas instantané.

IV 5. Comparaison des résultats

IV.5.1. Butane-propane (utilisé par le constructeur). fig:15

Les résultats obtenus par le constructeur semblent meilleurs que ceux obtenus avec le butane. Toutefois les résultats étant proches et les conditions expérimentales étant très différentes (instruments de mesure non fiables), nous ne pouvons, avec certitude assurer que l'utilisation du propane conduit à de meilleurs résultats

IV.5.2. Butane-gaz-oil. fig:14

La puissance d'un moteur à vitesse donnée dépend du remplissage du moteur, de la richesse de fonctionnement et du rapport volumétrique. Au total la puissance délivrée par le moteur à gaz est supérieure à celle du moteur diesel équivalent.

Le bruit émis par le moteur diesel est notablement supérieur à celui émis par un moteur à gaz à allumage électrique.

La consommation du combustible est supérieure, cela est dû à un meilleur mélange air-combustible

IV.5.3. Butane-essence injectée fig:14

La puissance développée par le moteur à gaz est légèrement supérieure à celle du même moteur, et l'excellente

homogénéité permet l'apparition du couple maximal à un régime moteur plus bas.

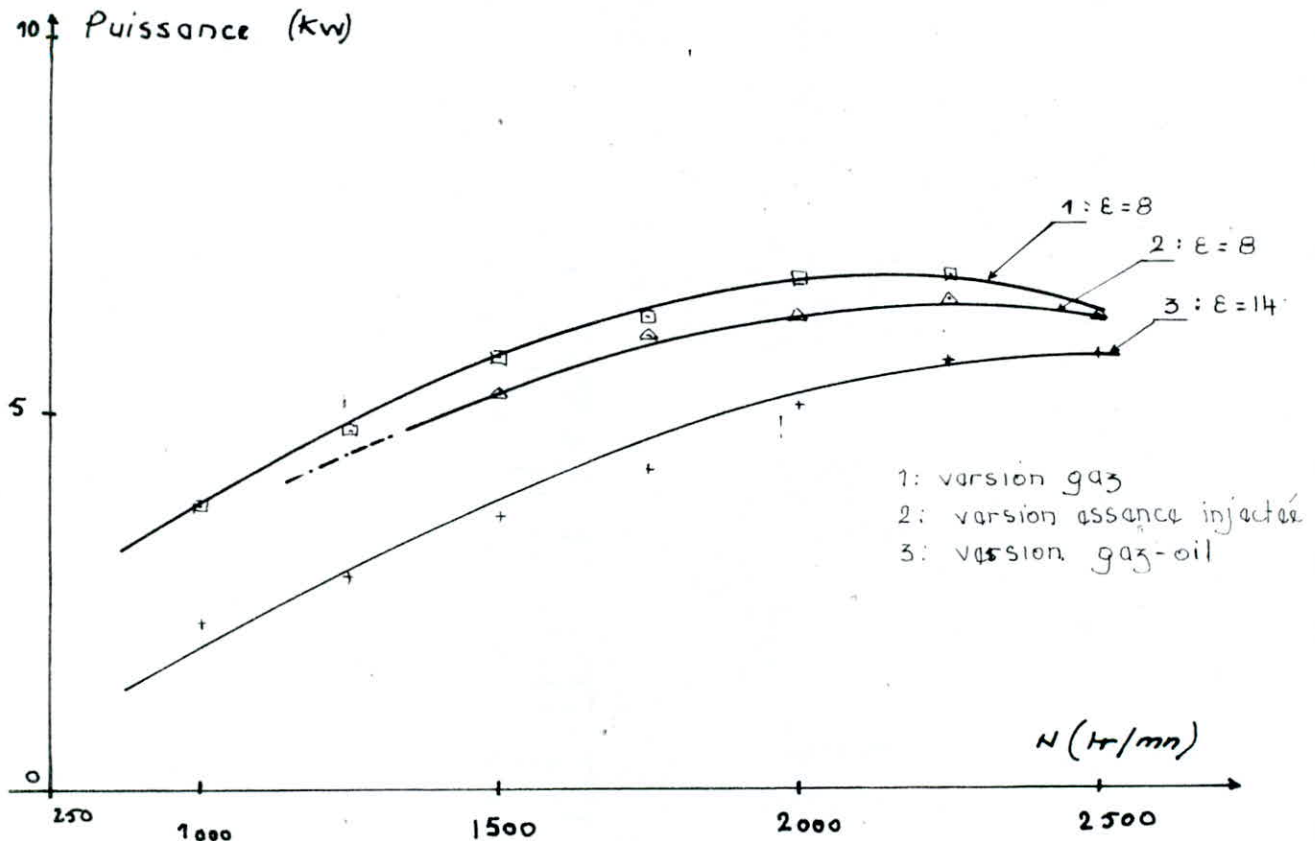


fig:14 Courbes de puissance pour différents carburants

IV.5.4. Pratique - théorique

Si on compare les valeurs trouvées en théorie avec celles trouvées par l'expérience. On s'aperçoit que les résultats expérimentaux sont meilleurs, cela revient aux approximations et aux hypothèses faites avant chaque calcul.

Courbes obtenues par le Constructeur

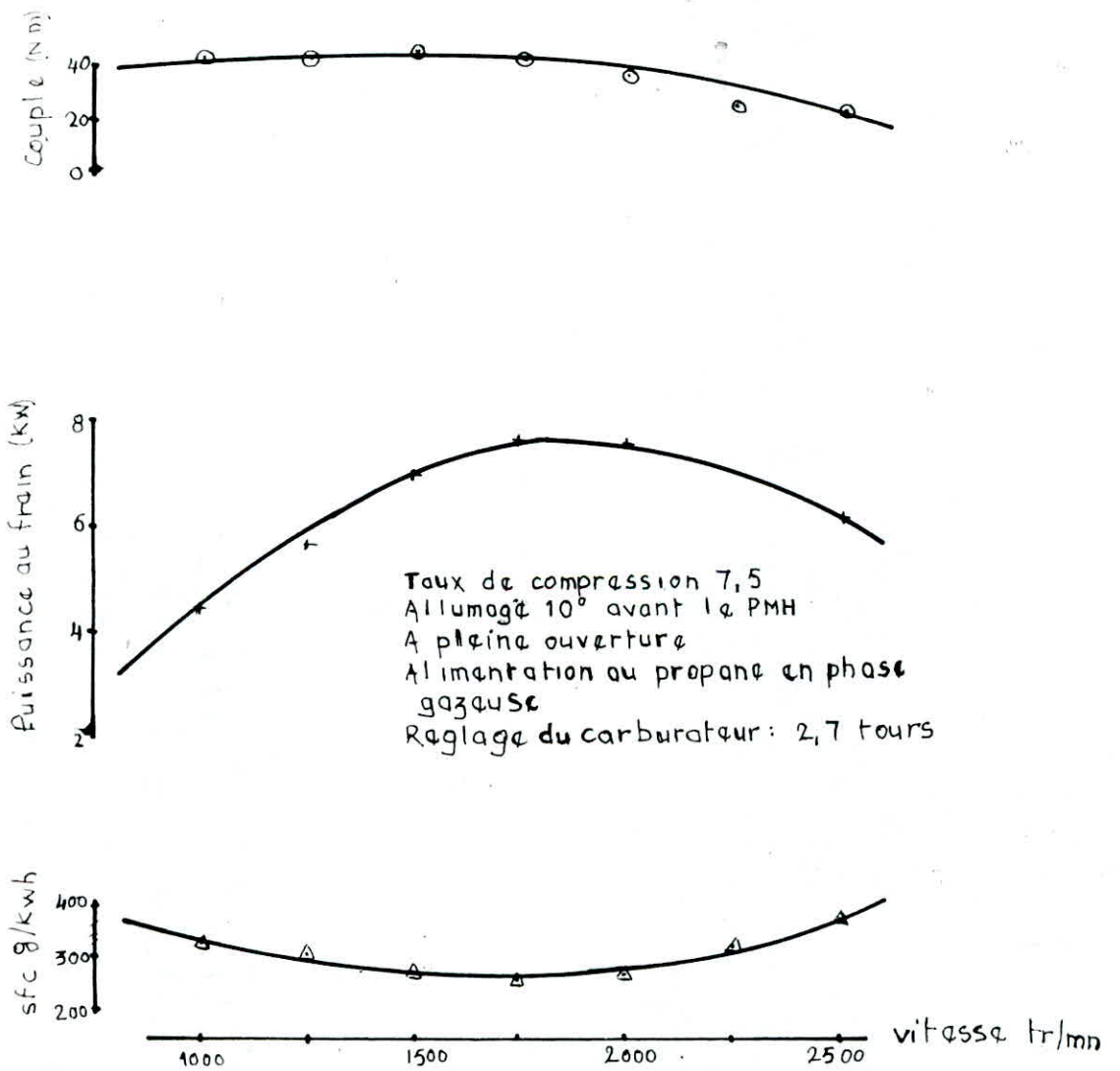


Fig:15 Courbes de performance types à pleine ouverture

CHAPITRE 5

Conclusion et recommandation

L'étude qui nous a été proposée nous a permis d'établir les performances et caractéristiques du banc d'essai TD 43, de réaliser pratiquement les différences qui peuvent exister entre plusieurs carburants de point de vue puissance, consommation et rendement et de réaliser aussi l'avantage que représente l'utilisation des gaz de pétrole liquifiés de point de vue consommation, économie et pollution.

nous estimons que les résultats obtenus concordent en général avec les performances établies par le constructeur.

Il aurait été intéressant d'établir les performances et caractéristiques de ce moteur travaillant au gaz de propane liquifié toutefois l'indisponibilité de ce dernier nous a obligé à utiliser le butane, gaz donnant de moins bons résultats.

une analyse des gaz d'échappement aurait été souhaitable. Elle aurait permis de vérifier si la combustion est complète d'une part et d'établir les teneurs des composants du produit de fumée.

Bibliographie

- Les moteurs M. ~~ARDON~~ ARDON
- Mécanique Appliquée T2 R. Thibaut
- Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse
DESJOETE
- Technique Automobile "le moteur" CHAGETTE
- Technique de l'ingénieur "mécanique et chaleur"
- cours de monsieur "GADÉ"
- Moteur à combustion interne "SERRUYS . M "

