

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

11/96

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

COMPARAISON DES PERFORMANCES D'UN
MOTEUR FONCTIONNANT AVEC DEUX
CARBURANTS (ESSENCE , G.N.C)

Proposé par :

M.BENBRAIKA

Etudié par :

**M.HASSAM
F.GUENAT**

Dirigé par :

M.BENBRAIKA

PROMOTION **JUIN 96**

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

COMPARAISON DES PERFORMANCES D'UN
MOTEUR FONCTIONNANT AVEC DEUX
CARBURANTS (ESSENCE , G.N.C)

Proposé par :

M.BENBRAIKA

Etudié par :

M.HASSAM
F.GUENAT

Dirigé par :

M.BENBRAIKA

PROMOTION **JUIN 96**

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

عبد الهادي
١٤١٧ هـ

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mes chers parents .
- Mes frères et soeurs.
- Toute la promotion de G.M.1995-1996.
- Tous mes amis.
- Tous ceux qui me sont chers.

Farid

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

- Je dédie ce modeste travail à :

- Mes chers parents qui m'ont tout donné, et se sont sacrifiés afin de me permettre d'atteindre ce niveau.

- toute ma famille.

- Tous mes amis .

- YOUSSEF.

- ABD-EL-RASSEM.

Mohamed

تتناول دراستنا كمرحلة أولى مقارنة نظرية لخصائص
محرك والوقودين المستعملين لتشغيله.

أما في المرحلة الثانية، فقد قمنا بإجراء بعض التجارب
على المنضدة التجريبية الموجودة بالمختبر والمجهزة بمحرك
من نوع R16 ومكبج مائي من نوع SCKENK بعد إعادة تشغيله
وفي الأخير مقارنة للنتائج.

RESUME: Notre étude consiste d'une part, de faire une comparaison
théorique des performances d'un moteur fonctionnant avec deux
carburants.

D'autre part, elle vise à faire fonctionner le bon
d'essais équipé d'un moteur R16 essence adapté au GNC
et un frein hydraulique de type SCKENK et la réalisation
des essais avec une comparaison des résultats.

SUMMARY: The objective of our work is theoretical comparison
of the characteristics of two combustibles used in the engine.

At the other hand, the testing bench containing R16
engine petrol adapted to C.N.G and SCKENK hydraulic brak.
Then some tests were done with that engine and the results were
compared.

REMERCIEMENTS

Ce travail nous a été proposé et dirigé par monsieur M. BENBRAIKA , nous tenons à lui exprimer notre profonde gratitude et notre remerciement. Nous le remercions très amicalement de sa disponibilité et son aide durant tout ce travail.

Nous voudrions associer à nos remerciements Mr B.BENKOUSAS et Mr F.HAROUADI (UNV. de Gelma) pour l'aide qu'ils nous ont apporté.

Nous remercions vivement :

- Mr : M.Boufroua : Mécanicien.
- Mr : A. Boudraa : Technicien.
- Mr : A. Idir : magasinier.

Nous tenons également à exprimer nos profondes reconnaissances à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

Nos remerciements vont aussi à tous ceux qui nous ont aidé de près et de loin à l'élaboration de ce projet.

SOMMAIRE

HISTORIQUE.....	1
I. INTRODUCTION GENERALE	
I.1. GENERALITES.....	2
I.2. L'ENERGIE ET L'ENVIRONNEMENT.....	2
I.3. LE G.N. COMBUSTIBLE DE L'AVENIR.....	4
II. GENERALITES SUR LES COMBUSTIBLES GAZEUX	
II.1. INTRODUCTION.....	5
II.2. CARACTERISTIQUES PHYSICO-CHEMIE DES COMBUSTIBLES GAZEUX.....	5
II.2.1. Pouvoir calorifique.....	5
II.2.2. Chaleur de vaporisation.....	6
II.2.3. Formule chimique globale.....	6
II.2.4. Masse molaire.....	7
II.2.5. Constante massique.....	7
II.2.6. Masse volumique.....	7
II.2.7. Densité par rapport à l'air.....	7
II.2.8. Pouvoir comburivore.....	7
II.2.9. Dosage stoechiométrique.....	8
II.2.10. Enthalpie de formation.....	8
II.2.11. Application.....	8
II.3. CARACTERISTIQUES DE L'ESSENCE.....	9
II.4. AUTRES CARACTERISTIQUES.....	9
II.4.1. Domaine d'inflammation.....	9
II.4.2. Indice de méthane.....	12
II.5. AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES COMBUSTIBLES GAZEUX	
II.5.1. Avantages généraux des combustibles gazeux.....	14
II.5.2. Stockage.....	14
II.5.3. Pollution.....	15
III. PERFORMANCES DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE	
III.1. PERFORMANCES INDIQUEES.....	17
III.1.1. Travail indiqué.....	17
III.1.2. Pression moyenne indiquée.....	17
III.1.3. Puissance indiquée.....	17
III.1.4. Rendement indiqué.....	18

III.1.5. Consommation spécifique indiquée.....	18
III.2. PERFORMANCES EFFECTIVES	
III.2.1. Puissance effective.....	18
III.2.2. Consommation spécifique effective.....	18
III.2.3. Rendement effectif.....	19
III.3. LES PERTES PAR FROTTEMENT.....	19
III.3.1. Rendement mécanique.....	19
III.3.2. Puissance de frottement et vitesse de rotation.....	19
III.4. PUISSANCE FISCALE.....	20
IV. ETUDE THERMODYNAMIQUE	
IV.1. ETUDE DE CYCLE THERMODYNAMIQUE.....	23
IV.1.1. HYPOTHESE.....	23
IV.1.2. PROCESSUS D'ADMISSION.....	23
IV.1.2.1. Pression d'admission.....	23
IV.1.2.2. Température d'admission.....	24
IV.1.2.3. Coefficient de remplissage.....	24
IV.1.2.4. Taux de gaz résiduels.....	24
IV.1.2.5. Calcul des constantes massiques.....	24
IV.1.3. PROCESSUS DE COMPRESSION.....	25
IV.1.4. PROCESSUS DE COMBUSTION.....	26
IV.1.5. PROCESSUS DE DETENTE.....	27
IV.2. PROGRAMME	
IV.2.1. Structure de programme.....	28
IV.2.2. Organigramme.....	29
IV.3. ETUDE DE LA COMBUSTION.....	35
IV.3.1. Calcul de la richesse à partir de l'analyse des gaz d'échappements.....	36
IV.3.2. Application.....	37
IV.4. LA TEMPERATURE DE LA FLAMME ADIABATIQUE.....	38
IV.5. INFLUENCE DE LA RICHESSE SUR LA TEMPERATURE ADIABATIQUE.....	40
V. ETUDE EXPERIMENTALE SUR BANC D'ESSAIS	
V.1. INTRODUCTION.....	41
V.2. LE BANC D'ESSAIS.....	41
V.2.1. Description.....	41
V.2.2. Le moteur.....	44
V.2.3. Le frein schenek.....	44
V.2.4. Le circuit d'alimentation.....	44
V.3. RAPPELS SUR LES GRANDEURS MESURABLES.....	46
V.3.1. Le couple.....	46
V.3.2. La puissance.....	48

77	ANNEX I
77	ANNEX II
75	VII. CONCLUSION GENERALE
73	V1.1. FONCTIONNEMENT EN MELANGE PAVRE
71	V1.2. CRITERES D'ADAPTATION DES MOTEURS A GAZ
71	V1.1. Homopénétré du mélange
72	V1.2. Alimentation
73	V1.4. Calage d'allumage
70	V7.3. Le rendement
69	V7.2. Consommation spécifique
69	V7.1. La puissance
69	V7. INTERPRETATION
66	V.6. ETUDE DE LA RICHESSE ET DU REMPLISSAGE EN FONCTION DU REGIME DU MOTEUR
64	V.5. ESSAIS ET MESURES
53	V.4.1. Tableau chronologique des travaux
53	V.4.2. Remontage du moteur
53	V.4. ANISE EN MARCHÉ DU MOTEUR
50	V.3.6. Mesure de débit d'air
50	V.3.5. Consommation horaire
49	V.3.4. Le rendement globale
48	V.3.2. Consommation spécifique

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

NOMENCLATURE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHÈQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Me	: masse molaire du carburant.....	[g/mol]
Mg	: masse molaire globale.....	[g/mol]
CV	: chaleur de vaporisation.....	[kJ/kg]
Ch	: consommation horaire.....	[g/s]
Cu	: cylindrée unitaire.....	[m ³]
D	: alésage du cylindre.....	[cm]
De	: débit de combustible.....	[l/min]
Da	: débit d'air.....	[l/min]
CSI	: consommation spécifique indiquée.....	[g/cvh]
CSF	: consommation spécifique effective.....	[g/cvh]
PME	: pression moyenne effective.....	[bar]
PMI	: pression moyenne indiquée.....	[bar]
PMF	: pression moyenne de frottement.....	[bar]
Pe	: puissance effective.....	[W]
Pi	: puissance indiquée.....	[W]
PF	: puissance fiscale.....	[cv]
IM	: indice de méthane	
IOC	: indice d'octane	
Qc	: débit de combustible.....	[g/s]
m _g	: masse du gaz	
m _a	: masse d'air	
N	: la vitesse de rotation.....	[tr/min]
n _c	: le nombre de cylindres	
η _i	: le rendement indiqué	
η _e	: le rendement effectif	
η _v	: le rendement volumétrique	
η _m	: le rendement mécanique	
n	: le nombre de mole	
F*	: dosage stoechiométrique	
F	: dosage réel	
λ	: l'excès d'air	
φ	: la richesse	
r	: constante massique des gaz	
R	: constante massique du gaz parfait	
γ	: coefficient isentropique moyenne des gaz frais	
γ	: coefficient isentropique moyenne des gaz résiduels	
ε	: rapport volumétrique	
ω	: vitesse angulaire	
We	: travail effectif.....	[j]
Wi	: travail indiqué.....	[j]
ρ _g	: masse volumique du gaz.....	[kg/m ³]
ρ _a	: masse volumique de l'air.....	[kg/m ³]
V	: volume total du cylindre.....	[m ³]
V _m	: pouvoir comburivore massique	
V _v	: pouvoir comburivore volumique	
t _{ec}	: température d'entrée de l'échangeur.....	[c°]
t _{sc}	: température de sortie de l'échangeur.....	[c°]

t_g	: température du gaz d'échappement.....	[c°]
t_h	: température d'huile.....	[c°]
U_f^o	: énergie de formation de produit.....	[kj/kmol]
ΔU	: variation d'énergie interne.....	[kj/kg]
h_f^o	: enthalpie du mélange.....	[kj/kg]
U_R	: énergie interne des réactifs.....	[kj/kg]
U_P	: énergie interne des produits.....	[kj/kg]

INDICES

R	: réactif
P	: produit
i	: indiquée
m	: mécanique
e	: effectif
g	: gaz
a	: air
c	: combustible
v	: volumétrique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

HISTORIQUE

HISTORIQUE

Depuis son apparition , le moteur à combustion interne à fait l'objet de nombreuses études (énergétiques, économiques et écologiques) dont certaines ont permis d'accroître notablement ses performances.

- Origine du moteur à gaz.

C'est LEBON qui breveta dès 1801 l'idée d'un moteur à explosion à deux (2) temps sans compression préalable , mais c'est LENOIR en 1860 qui réalisa le premier moteur industriel fonctionnant au gaz d'éclairage.

En Allemagne, OTTO et LANGEN travaillent suivant un cycle à 4 temps inventé par BEAU de ROCHAS (1862) firent fonctionner un moteur à 4 temps au gaz d'éclairage en 1876. De nombreux moteurs à gaz 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 le cycle à 4 temps et brûlent le gaz des hauts fourneaux .

- Développement durant et après la seconde guerre mondiale.

La rareté du pétrole en Allemagne par suite de blocus économique en 1936 a amené un développement des moteurs à gaz de gazogène. Les moteurs utilisés sont des moteurs à essence ou diesel transformés pour fonctionner au gaz pauvre de gazogène et aussi au gaz de ville. En 1944, plus de 700000 véhicules sont ainsi transformés .

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 de gaz Naturel dans le sud-ouest de la France à Lacq. C'est la crise du pétrole en 1973 et la hausse de carburant qui a favorisé l'utilisation du gaz pour la production d'énergie.

CHAPITRE I
INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE I

INTRODUCTION GENERALE

I.1-GENERALITES

L'ensemble des contraintes qui doivent être prises en compte dans la réalisation d'un nouveau moteur croient d'un jour à l'autre. Il s'agit de faire face à la demande des utilisateurs en matière de performances tout en améliorant certaines exigences.

Actuellement, de nombreuses recherches sont poursuivies à la fois par l'industrie mécanique et l'industrie pétrolière, dans le but d'améliorer le rendement des applications des carburants.

Parmi les principaux problèmes sur l'utilisation des combustibles que l'étude contribue à résoudre, il convient de citer:

-La réduction de coût de l'énergie utile qui fait intervenir la dépense en combustible, le coût et la longévité de moteur, les frais d'entretien, etc....

-L'augmentation de la puissance fournie par unité de volume et unité de masse des moteurs qui correspond à un souci permanent dans le domaine des applications mobiles.

-Réduction de bruit et de la pollution atmosphérique.

I.2-1. L'ENERGIE ET L'ENVIRONNEMENT

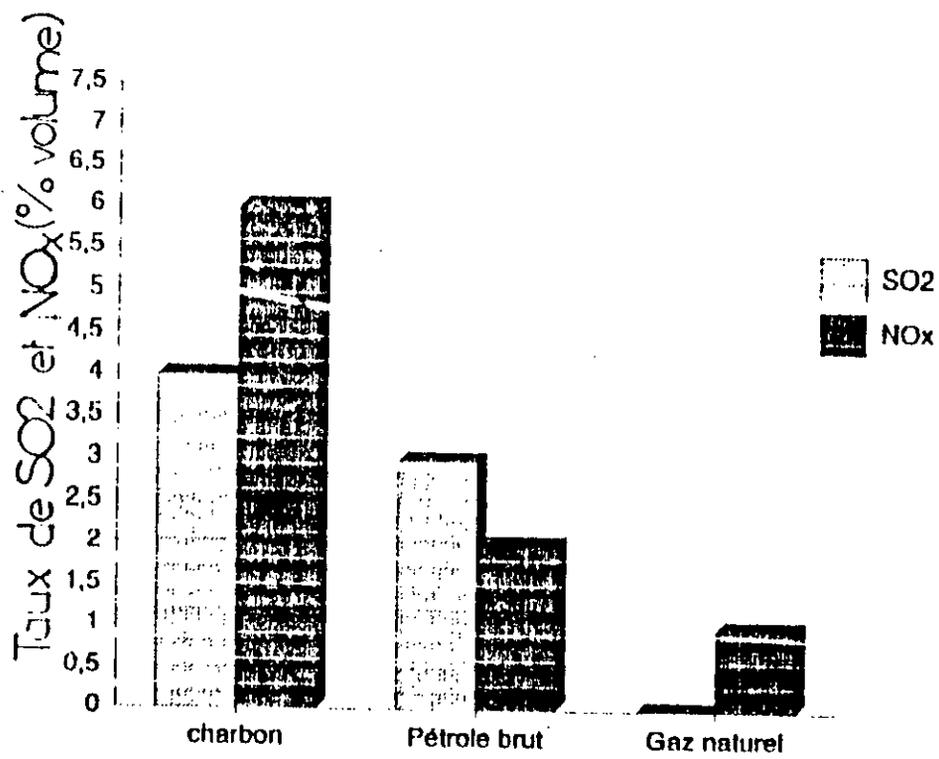
Aucune source d'énergie n'est propre, les énergies fossiles (pétrole, charbon et gaz) accroissent l'effet de serre en rejetant du carbone dans l'atmosphère lors de leur combustion. Sans parler de pluies acides dues aux émissions de SO_2 , des marées noires, etc....

La nucléaire n'a rien à se rapprocher de ce côté-là, mais la gestion de ses déchets radioactifs pose problème (sans parler des accidents toujours possibles). Même l'hydro-électricité n'est pas exempte de rapproches puisque la construction d'un grand barrage bouleverse l'environnement.

Vu ses atouts, le gaz naturel trouve son application, sa combustion ne produit ni dioxyde de soufre, ni poussière. Il permet, en outre, de réduire les émissions de gaz carbonique de 45% par rapport au charbon, et 30% par rapport au pétrole. En plus, il émet beaucoup moins d'oxydes d'azote [1]. (fig 1.1)

Le G.N présente cependant un inconvénient majeur : il est composé pour l'essentiel de méthane, or s'il est imbrûlé, ce gaz plus redoutable encore en matière d'effet de serre que le dioxyde de carbone (le méthane a un pouvoir d'effet de serre dix fois supérieur à celui de SO_2).

Il est important donc de réduire au maximum les rejets accidentels.



FIG(I.1)

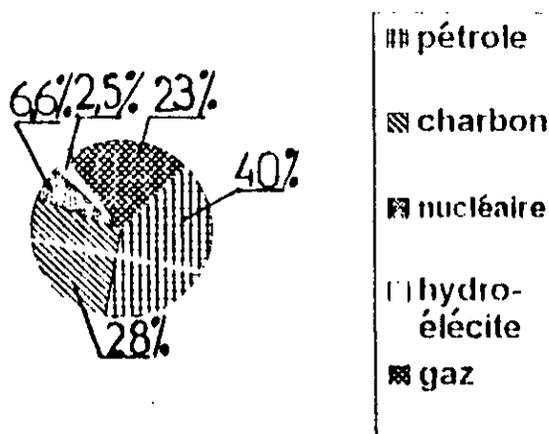
1.3 -LE G.N COMBUSTIBLE DE L'AVENIR

D'ici 2000 les prévisions qui suivent montrent que la consommation de gaz pourrait atteindre 2115 Mtep* c'est-à-dire quelle croîtrait à un rythme de 2.5% par an sur quinze ans.Ce qui implique que la part du gaz dans la satisfaction des besoins énergétiques mondiaux devrait continuer à croître : 23% en 2000[2]. (fig 1.2).

De nombreux pays marquent un certain intérêt pour l'utilisation de gaz naturel dans les moteurs souvent poussés par des raisons d'indépendance et de diversification énergétique.

Pour les pays en voie de développement comme l'Algérie , les ressources gazières (près de 53 % de son énergie totale)** sont très supérieures aux possibilités d'absorption des marchés nationaux , elles son aussi très inégalement réparties.

Danc ,il s'agit de relever le défi et d'oeuvrer pour être en mesure d'utiliser les énergies nouvelles.



FIG(1.2) : Consommation de l'énergie dans le monde

(*) Mtep:Mega tonne équivalent

(**) :D'après sonatrach

CHAPITRE II
GENERALITES SUR LES COMBUSTIBLES
GAZEUX

CHAPITRE II

GENERALITES SUR LES COMBUSTIBLES GAZEUX

II.1- INTRODUCTION

Le gaz naturel est composé en majeure partie de méthane mais contient également d'autres composants plus lourds dont la proportion selon la provenance (tableau II.1) [3]

Constituant	G.N D'ARZE W	G.N de SKIKDA	G.N de SONELGAZ	G.N de H.R'MEL	G.N de FRANCE	G.N de URSS
$r\text{N}_2$	0.5	1.0	7.83	6.64	0.3	3.3
CO_2	-	-	0.43	0.38	-	0.2
CH_4	87.8	92.8	73.11	53.48	97.3	92.2
C_2H_6	8.4	5.4	12.12	9.5	2.1	3.1
C_3H_8	2.4	0.6	4.9	7.24	0.2	0.8
iso C_4H_{10}	0.4	0.1	0.53	1.53	0.1	0.2
n C_5H_{12}	0.5	0.1	0.85	2.72	-	-
iso C_5H_{12}	0.05	-	0.12	1.11	-	0.2
C_6H_{14}	0.05	-	0.12	1.47	-	-
C_7H_{16}	-	-	-	2.16	-	-
C_8H_{18}	-	-	-	2.39	-	-
C_9H_{20}	-	-	-	2.19	-	-
$\text{C}_{10}\text{H}_{22}$	-	-	-	2.02	-	-
$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	-	-	-	1.40	-	-
$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	-	-	-	4.13	-	-

TABLEAU (II.1) : composition des gaz naturels distribués en différents pays
(en% volume)

II.2- CARACTERISTIQUES PHYSICCO-CHEMIE DES GAZ COMBUSTIBLES

II.2.1- pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique massique ou volumétrique représente la quantité d'énergie dégagée par unité de masse ou de volume de combustible lors de la réaction chimique de combustion complète conduisant à la formation de CO_2 et H_2O . L'ensemble des réactifs et des produits sont considérés à une température de référence, généralement 25° .

On fait la distinction entre pouvoir calorifique supérieur (PCS) et pouvoir calorifique inférieur (PCI) selon que l'eau obtenue par combustion se trouve à l'état liquide ou à l'état gazeux.

par constatation le G.N est essentiellement constitué de méthane (CH₄), d'éthane (C₂H₆) et de propane (C₃H₈), donc le calcul se ferait juste pour ces trois constituants.

Le PCI total du G.N comprenant N constituants vaut :

$$PCI_m = \sum_{i=1}^N (X_i \cdot M_i \cdot PCI_i) / M_g \quad [kj/kg] \quad (2.1)$$

avec :

- (PCI)_i : pouvoir calorifique du constituant i.
- X_i : composant volumétrique du constituant i.
- M_i : masse molaire du constituant i.
- M_g : masse molaire globale.

D'où l'on peut déduire le pouvoir calorifique volumétrique :

$$PCI_v = \rho \cdot PCI_m \quad [kj/m^3] \quad (2.2)$$

H.2.2 - Chaleur de vaporisation :

La chaleur de vaporisation est la quantité de chaleur nécessaire pour transformer une mole de liquide en vapeur. Pour les carburants hydrocarbonés la chaleur de vaporisation est de l'ordre de 330kj/kg ne présente que 0.8% de PCI, il n'est donc pas utile de savoir si le carburant est introduit sous forme liquide ou gazeuse. Par contre, elle représente pour les alcools 5.9% de son pouvoir calorifique à l'état liquide [4].

La chaleur de vaporisation total du gaz sera calculée de la même façon que le calcul du PCI, donc, elle vaut :

$$CV = \sum_{i=1}^N (X_i \cdot M_i \cdot CV_i) / M_g \quad [kj/kg] \quad (2.3)$$

avec :

- CV_i : chaleur de vaporisation de constituant i.

H.2.3 - Formule chimique globale .

La formule chimique pour le gaz naturel est : C_nH_m avec :

$$n = \sum_{i=1}^N n_i \cdot X_i \quad (2.4)$$

$$m = \sum_{i=1}^N m_i \cdot X_i \quad (2.5)$$

avec:

- n_i : nombre d'atomes de carbone de constituant i.

m_i : nombre d'atomes de l'hydrogène de constituant i .

II.2.4- Masse molaire

D'après la formule chimique, on peut en déduire la masse molaire :

$$M_g = 12.011.n + 1.008 . m \quad (2.6)$$

II.2.5-Constante massique

La constante massique universelle des gaz parfaits vaut :

$$R_0 = 8.344 \text{ kJ/kmol.k}$$

D'où l'on déduit la constante massique du gaz :

$$r = 8.344 / M_g \text{ [kJ / kg.k]} \quad (2.7)$$

II.2.6- Masse volumique

Dans les conditions normales de pression et de température, où $P = 1.013 \text{ bar}$, $T = 273.15 \text{ K}$ une mole de gaz occupe un volume de 22.4 l . La masse volumique est donc :

$$\rho_g = M_g / 22.4 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (2.8)$$

II.2.7- Densité par rapport à l'air

La densité par rapport à l'air est une propriété directement liée à la notion de sécurité. En effet un gaz plus léger que l'air aura tendance à s'élever au dessus du niveau de sol et présentera de ce fait, moins de danger qu'un gaz plus dense que l'air.

La composition de l'air est la suivante :

79% de N_2

21% de O_2

La masse molaire de l'air M_a vaut : $M_a = 28.84 \text{ g/mole}$

et sa masse volumique ρ_a vaut : $\rho_a = 1.29 \text{ g/l}$

D'où la densité d_g du gaz par rapport à l'air :

$$d_g = \rho_g / \rho_a \quad (2.9)$$

II.2.8-Pouvoir comburivore

Pour les machines volumétriques utilisant des combustibles gazeux comme carburant, il est utile de connaître le rapport entre le volume d'air et le volume de gaz à brûler. Ce rapport, appelé pouvoir comburivore volumique V_v est donné par :

$$V_v = \rho_g / (F^* \cdot \rho_a) \quad [m^3/m^3] \quad (2.10)$$

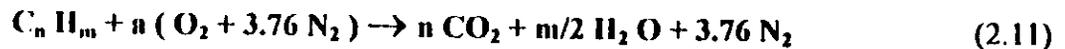
ou bien on utilise le pouvoir comburivore massique ,qui vaut :

$$V_m = 1 / F^* \quad [kg/kg]$$

F^* : represente le dosage stoechiométrique

II.2.9- Dosage stoechiométrique

On appelle stoechiométrie la composition de mélange air-combustible requise pour obtenir une combustion avec oxydation totale ,selon l'équation de combustion suivante:



avec :

$$a = n + m/4$$

Le dosage stoechiométrique F^* est le quotient des masses relatives de combustibles et d'air mises en présence .

$$F^* = m_c / m_a \quad (2.12)$$

On a donc :

$$F^* = Mg / (a \cdot 4.76 \cdot Mg) \quad (2.13)$$

En effet , le terme ($O_2 + 3.76 N_2$) représente 4.76 moles d'air et en remplaçant M_a par sa valeur

on obtient :

$$F^* = Mg / (a \cdot 4.76 \cdot 28.84) \quad (2.14)$$

II.2.10- Enthalpie de formation

L'enthalpie total de formation de gaz naturel comprenant N constituants vaut :

$$h_f^0 = \sum_{i=1}^N X_i \cdot h_f^0 (i) \quad (2.15)$$

Avec :

$h_f^0 (i)$: Enthalpie de formation de constituant i .

II.2.11- Application

Pour faire une application numérique sur le G.N.C , nous avons établi un programme en FORTRAN (voir annexe 1) qui détermine les caractéristiques du gaz (tableau 2.3) à partir du tableau des données (tableau 2.2) .

	compositions volumétrique des gaz					M [g/mol]	PCI [kJ/kg]	CV [kJ/kg]	h _f ^o [kJ/mol]	Indice d'octane	Idicede méthane
	Skikda	Arew	Sonalgaz	France	URSS						
C ₁ H ₄	93.2	88.3	76.4	97.4	93.2	16.04	50010	510	-74873	130	100
C ₂ H ₆	5.8	8.9	15.41	2.2	4.4	30.07	47484	489	-84667	103	44
C ₃ H ₈	1	2.8	8.19	0.3	2.2	44.097	46353	426	-103847	99.6	34

TABLEAU (2.2) : Tableau des données (caractéristique des principaux composants du G.N)

II.3- Caractéristiques de l'Essence

Les caractéristiques de l'Essence utilisé (Essence-auto) sont donnés par [5]:

Formule chimique	: C _{8.523} H _{17.45}
Masse molaire.....	: M = 120 g/mol
Pouvoir calorifique inférieur.....	: PCI = 43600 kJ/kg
Enthalpie de formation.....	: h _f ^o = - 228000 kJ/kmol
Constante massique.....	: r = 0.0693 kJ/kg.k
Dosage stoechiométrique.....	: F* = 0.0677
Indice d'octane.....	: IOC = 98
Masse volumique.....	: ρ = 0.74 kg/l

II.4- Autres caractéristiques

II.4.1- Domaine d'inflammation du G.N dans les moteurs

Nous avons utilisé le modèle de DAUGAS [6] spécifique à la combustion du gaz carburant dans les moteurs pour déterminer les températures de seuil de cliquetis (au dessus de laquelle le mélange s'enflamme spontanément) et les températures de limite d'inflammation (au dessous de laquelle le mélange ne s'enflamme pas) . Les courbes de la figure (2.1) donnent la variation de ces températures en fonction de la richesse du mélange sur la base des expressions suivantes :

$$T_{cl} = 300 + (60/(P_c + 0.1) - 6 \cdot P_c + IOC \cdot 5) \cdot (1 + 7 \cdot (\lambda - 1.08)^2) \quad (2.16)$$

$$T_{inf} = (60/(P_c + 0.1) - (6 \cdot P_c + 350)) \cdot 5 \cdot (1 - \lambda)^2 \quad (2.17)$$

avec :

- P_c : Pression de fin de compression [bar]
- T_{cl} : Température de seuil de cliquetis
- T_{inf} : Température de limite d'inflammation

GAZ	Formule chimique		Masse molaire (mg) [g/mol]	Constante massique (r) 10^{-3} [kJ/kg.k]	Masse volumique (ro) 10^{-1} [kg/m ³]	Densité par rapport à l'air 10^{-4} (d)	Pouvoir calorifique massique PCI _m [kJ/kg]	Pouvoir calorifique volumique PCI _v [kJ/m ³]	Dosage stœchiométrique (F*)
	n	m							
Skikda	1.078	4.156	17.1371	4.8517	7.6505	5.9400	49650.67	37985.21	0.0589
Sonalgaz	1.318	4.636	20.5022	4.0554	9.1523	7.1062	48789.30	44655.68	0.060
Arzew	1.145	4.290	18.0770	4.5994	8.0700	6.2655	49378.92	39849.05	0.121
URSS	1.386	4.166	17.2453	4.8212	7.6988	5.9773	49602.37	38187.32	0.111
France	1.027	4.052	16.4198	5.0636	7.3302	5.6912	49869.87	36564.34	0.058

TABLEAU (2-3): Caractéristique physico-chimique des gaz combustibles

GAZ	Chaleur de vaporisation (CV) [kJ/kg]	Pouvoir calorifique (V _m) kg/kg	Enthalpie de formation (H _f ⁰) [kJ/kmol]	Indice de méthane (IM)	Indice de octane (IOC)
Skikda	505.5182	16.97	75730.79	96.092	128.130
Sonalgaz	490.3998	16.67	78755.23	85.965	123.350
Arzew	501.0789	8.264	76555.94	93.168	126.746
URSS	503.5808	9.01	75791.62	95.884	127.883
France	508.3864	17.24	75100.52	98.47	129.188

Suite de tableau (2-3)

Pour notre cas : moteur R 16 alimenté en G.N

$P_c = 15.15$ bar (cette valeur a été calculer dans le chp IV)

IOC = 124

D'après la figure (2.1) , le domaine d'inflammabilité se trouve entre deux courbes de températures de cliquetis et de la limite d'inflammation .

La température de fin de compression du R 16 fonctionnant au G.N.C est de $625K^{(1)}$, d'où notre moteur peut fonctionner avec gaz naturel dans une plage de richesse variant de 0.5 à 1.5 pour le même taux de compression que celui de l'Essence sans avoir le risque de détonation .

II.4.2- Indice de méthane

La sensibilité d'un carburant à la combustion cliquette se détermine par son indice d'octane ,utilisé pour les carburants liquide . L'indice d'octane est remplacé généralement pour les carburants gazeux par l'indice de méthane.

L'indice de méthane d'un mélange est donné par :

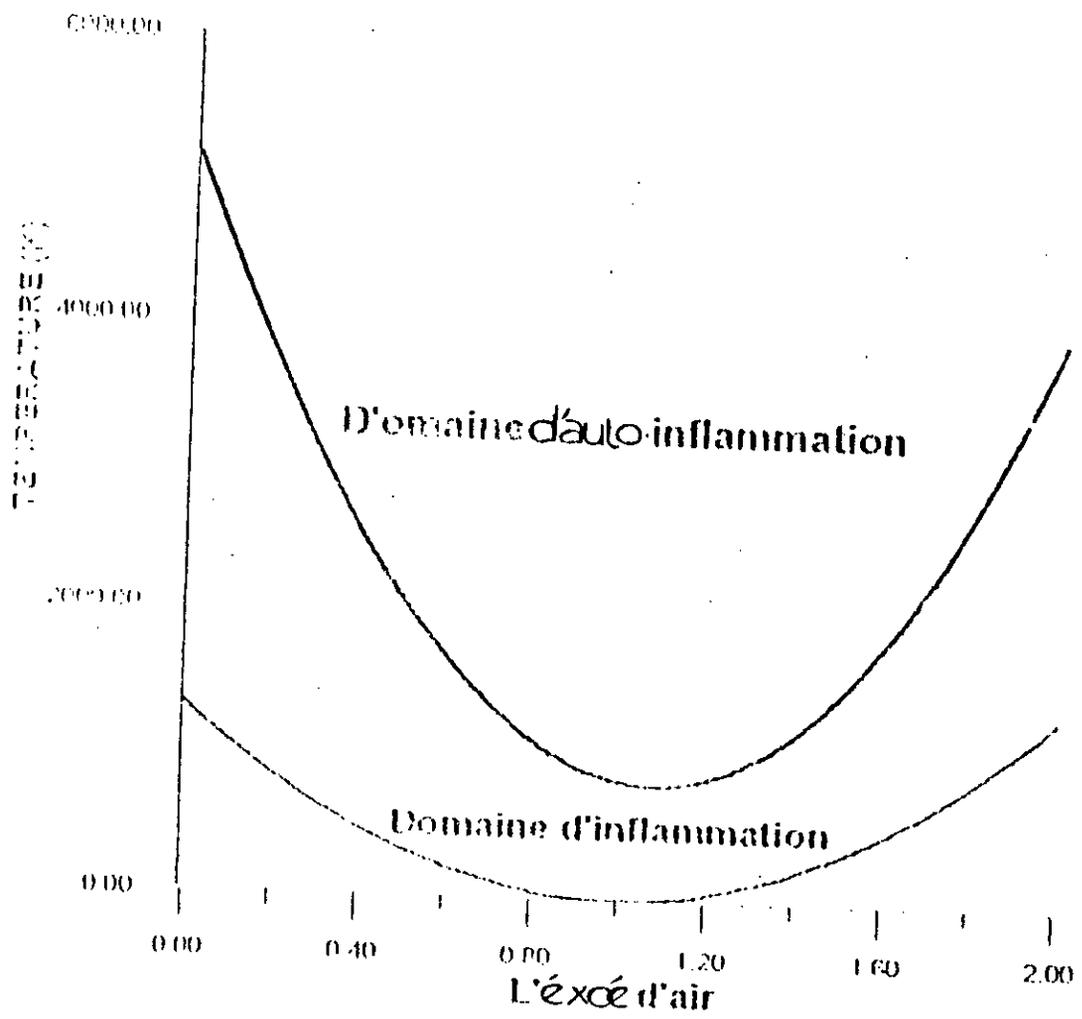
$$IM = \sum_{i=1}^N X_i \cdot IM_i \quad (2.18)$$

avec :

IM_i : indice de méthane d'un composant i

Combustible gazeux		IM
méthane	$C H_4$	100
éthane	$C_2 H_6$	44
propane	$C_3 H_8$	34
butane	$C_4 H_{10}$	10
propylène	$C_3 H_6$	19
hydrogène	H_2	0

Tableau (2.4) : Indice de méthane de quelques constituant



FIG(2.1) : DOMAINE D'INFLAMMABILITE POUR GNC

2.5.1. Avantages généraux des combustibles gazeux

Comparés aux carburants classiques, les combustibles gazeux présentent des avantages remarquables :

- Les combustibles gazeux n'ont pas de problème de volatilité à l'inverse des combustibles liquides. Ceci permettra un meilleur fonctionnement du moteur en assurant en particulier une bonne répartition du mélange dans les cylindres.
- Le gaz combustible présente l'avantage de sa propreté, il donne également moins d'imbrûlés qu'un carburant liquide.
- Un combustible gazeux ne dissout pas d'huile et on obtient ainsi une lubrification correcte qui assure une augmentation de la durée de vie du moteur, on aura aussi une diminution de la consommation de huile.
- Le nombre d'octane élevé du gaz évite l'adjonction de composés de plomb antidétonant. Il n'y aura donc pas de rejet dans l'atmosphère de plomb ou d'halogène.
- Ainsi le fait de travailler en régime pauvre entraîne une combustion plus complète, donc un dégagement de CO, NO plus réduit. Ceci se traduit évidemment par une baisse de puissance qui peut être compensée par une sur-alimentation du moteur.
- La combustion directe en phase gazeuse assure une facilité de démarrage surtout à froid.
- Le gaz naturel présente de plus l'avantage d'avoir une densité plus faible que l'air, ce qui permet d'éviter une accumulation dangereuse de produit dans les locaux aérés.
- Il possède une excellente résistance à l'auto-inflammation ce qui permet d'atteindre des taux de compression de l'ordre de 13, 14.

2-4-2 Stockage

Le gaz est stocké dans des bouteilles à une pression comprise entre 150 et 300 bar. Les bouteilles doivent répondre à la réglementation des appareils à pression. Elles sont réalisées en acier ou en alliage d'aluminium avec une frette en acier voir tableau (2.5) [3]. L'inconvénient principal est la masse et l'encombrement des bouteilles à titre indicatif, un gaz comprimé à 200 bar (valeur couramment utilisée).

La compression du gaz naturel n'obéit pas à la loi des gaz parfaits: $pV = nRT$, on doit utiliser un coefficient de compressibilité dont la valeur à 20°C et 200 bar est de 0,8 [3].

$$Pr = 0,8 \text{ mrt} \quad (2.10)$$

avec

$$r = 0,4 \text{ kJ/kj.k} \quad (\text{gaz de sonelgaz})$$

(2.10) donne :

$$\rho = P / (0,8 r) = (200 \cdot 10^5) / (0,8 \cdot 0,4 \cdot 10^3 (273+20))$$

$$\rho = 213,3 \text{ kg/m}^3 \text{ ou } 0,213 \text{ kg/l}$$

Alors que pour l'essence $\rho = 0,74 \text{ kg/l}$ c'est à dire que pour une même masse du carburant le volume du gaz occupe 3,47 fois de volume d'essence.

Donc on pourra utiliser les bouteilles de 40 l de gaz pour une voiture équipée d'un réservoir de 20 l d'essence.

Soit une masse à vide des bouteilles de 31,5 kg plus 8,33 kg de gaz. La masse totale est $2 \cdot 40,03 = 80,06$ kg.

Le PCI de l'essence est de 32264 kJ/l alors que pour le gaz il est de 44,72 kJ/l, c'est à dire que le PCI de l'essence est supérieur de 99,8% au PCI volumique du gaz naturel, et que pour un même PCI le volume du gaz occupe 721,46 fois le volume de l'essence.

- Le gaz naturel peut être utilisé sous forme liquide à faible pression (de l'ordre de 6 bars) et à une température de -161°C [4]. Ce qui impose à la conception d'un réservoir cryogénique muni de soupape de sécurité.

Mais les problèmes rencontrés à l'utilisation de G.N sont les pertes du carburant à l'arrêt dues au réchauffement et à l'ouverture de soupape de sécurité et le coût élevé de ces dispositifs de stockage et l'alimentation rendant le G.N difficilement applicable au véhicule et l'encombrement des réservoirs, en augmentant la quantité de méthane stocké dans un volume donné par utilisation d'un absorbeur (charbon actif [NC45-AC35-M30]). Cette méthode augmente de 50% [4] la capacité de stockage.

2.5.3- pollution

Les moteurs alternatifs à combustion interne représentent un facteur essentiel de la productivité dans notre société, mais constituent aussi une source importante de pollution en contradiction avec les préoccupations écologiques de notre époque .

Les pays industrialisés mettent en place des réglementations limitant les émissions de ces moteurs (CO , HC, Nox), la sévérité de ces réglementations qui expliquent la quasi-disparition du diesel aux USA en 1990 [14] .

Le développement des moteurs à gaz a permis d'atteindre des niveaux de pollution en Nox de 5 à 2 kg /kw.h sur un moteur expérimental [17]. Ces valeurs sont permissives et doivent être comparées aux normes européennes actuelles ou en préparation :

8 g /kw.h en 1993

7 g /kw.h en 1996

5 ou 4 g /kw.h pour 1999 (en préparation)

D'autres laboratoires , en particulier la société AVL [17], estiment possible d'atteindre des taux aussi bas que 1 g /kw.h par l'utilisation du méthane en limite pauvre.

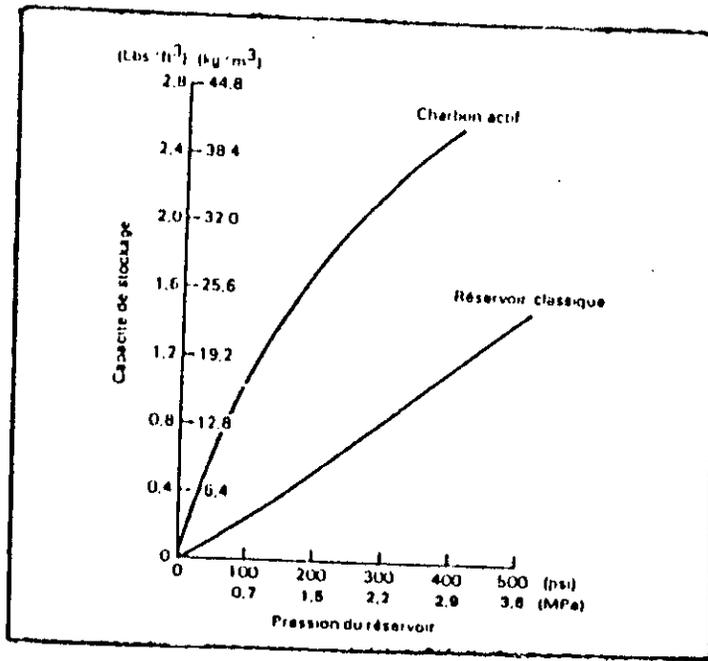


Fig (2.1) : capacités de stockage du charbon actif

Tableau 2.5 - Caractéristiques des bouteilles en acier et en alliage d'aluminium.

Nature	Acier (1)		Alliage d'aluminium (2)			
	20	50	20	30	40	50
Capacité en eau (l)	20	50	20	30	40	50
Diámetro (mm)	40	242	221	221	221	221
Longueur (mm)	94	1465	845	1180	1515	1835
Masse à vide (kg)	30	65	17,5	24,5	31,5	39

(1) d'après doc. L'Air Liquide (2) d'après doc. S.M.G.

CHAPITRE III
PERFORMANCES DES MOTEURS A
COMBUSTION INTERNE

III.1.4- Rendement indiqué

Le rendement indiqué du moteur est égal au rapport de la puissance disponible au-dessus du piston et l'énergie susceptible d'être dégagée par combustion complète du carburant :

$$\eta_i = W_i / PCI \quad (3.4)$$

III.1.5 - Consommation spécifique indiquée

La consommation spécifique indiquée CSI est définie en rapportant la consommation

horaire

Ch à la puissance indiquée Pi :

$$CSI = Ch / Pi \quad (3.5)$$

Elle est donnée aussi sous forme :

$$CSI = 3.6 \cdot 10^6 / (\eta_i \cdot PCI) \quad (3.6)$$

III.2- LES PERFORMANCES EFFECTIVES

Les performances effectives sont les performances réelles du moteur , compte tenu des pertes par frottement et de l'énergie absorbée par les appareils auxiliaires et de la chaleur dégagée au milieu extérieur .

III.2.1- Puissance effective

C'est la puissance disponible sur l'arbre , elle est donnée par le produit du couple effectif C_e et de la vitesse angulaire ω :

$$P_e = C_e \cdot \omega = (\pi \cdot N \cdot C_e) / 30 \quad (3.7)$$

On peut lier la puissance effective P_e à la pression moyenne effective PME par la relation :

$$P_e = (PME \cdot N \cdot \eta_c \cdot C_u) / 120 \quad [W] \quad (3.8)$$

III.2.2- Consommation spécifique effective

La consommation spécifique effective est définie en rapportant la consommation horaire Ch à la puissance effective P_e :

$$\text{ou bien} \quad CSE = Ch / P_e \quad (3.9)$$

$$CSE = (3.6 \cdot 10^6) / \eta_e \cdot PCI \quad (3.10)$$

III.2.3- Rendement effectif

C'est le rapport de puissance disponible sur l'arbre et l'énergie susceptible d'être dégagée par combustion complète du carburant .

$$\eta_e = W_e / PCI \quad (3.11)$$

III.3- LES PERTES PAR FROTTEMENT

Les pertes par frottement entre les éléments mobiles du moteur dépendent de :

- Des forces d'inertie qui augmentent proportionnellement au carré de la vitesse de rotation .
- Des efforts de pression des gaz sur le piston donc de PMI .
- Des jeux de fonctionnement entre les différentes pièces et la qualité des surfaces de frottement .
- Des qualités de lubrifiant utilisé .
- De l'état thermique du moteur (température de l'eau et d'huile) .

III.3.1- Rendement mécanique

Le rendement mécanique tient compte :

- D'une part de l'énergie utilisée pour l'entraînement des auxiliaires (organes de distribution , ventilation , pompe à eau ...).
- D'autre part des pertes par frottement entre piston , segment et cylindre , et aux coussinets des bielles et de vilebrequin .

Le rendement mécanique est égal :

$$\eta_m = P_e / P_i \quad (3.12)$$

ou encore :

$$\eta_m = PME / PMI \quad (3.13)$$

On fait souvent apparaître une décomposition du rendement mécanique sous forme :

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.14)$$

III.3.2- Puissance de frottement et vitesse de rotation

D'après [11] la puissance effective développée par le moteur peut s'écrire en fonction de N sous forme :

$$P_e = a + b \cdot N + c \cdot N^2 \quad (3.15)$$

avec :

$$\begin{aligned} a &= P_{\max} - c / (N_p \cdot \pi / 30)^2 \\ b &= (\pi \cdot c \cdot N_p) / 15 \\ c &= 0.25 (C_{\max})^2 / (P_{\max} - C_{\max} \cdot N_p \cdot \pi / 30) \end{aligned}$$

Et comme nous avons :

$$PMF = PMI - PME \quad (3.16)$$

donc :

$$PMF = PME \cdot ((1/\eta_m) - 1) \quad (3.17)$$

avec :

$$PME = (1200 \cdot P_e) / C_u \cdot N \quad (3.18)$$

Si on suppose que le rendement mécanique ne varie pas avec la vitesse de rotation, on peut donc remplacer (3.20) dans (3.15), on aura :

$$PMF = [(1-\eta_m) \cdot 1200 \cdot (c \cdot N + b + a/N)] / (\eta_m \cdot C_u) \quad (3.19)$$

Les figures (3.2) ,(3.3) montrent la variation PMF en fonction de la vitesse de rotation du moteur R16 pour G.N.C et pour l'essence .

III.4- PUISSANCE FISCALE

C'est la puissance arbitraire sans aucune relation avec les puissances énumérées ci-dessus, elle est utilisée par l'administration fiscale et les compagnies d'assurance.

$$P_f = K \cdot n_c \cdot D^2 \cdot L \cdot N \quad [cv] \quad (3.20)$$

avec:

K = 0.00017 pour 2 cylindre

K = 0.00015 pour 4 cylindre

K = 0.00013 pour 6 cylindre

où :

D : [cm]

L : [cm]

N : [tr / s]

La formule ci-dessus est valable que pour les carburants liquide légère pour les moteurs alimenté au gaz naturel .

$$P_f = 0.9 \cdot K \cdot n_c \cdot D^2 \cdot L \cdot N \quad [cv] \quad (3.21)$$

Pour notre cas la puissance fiscale du moteur R16 type R1150 $Pf = 8 \text{ cv}$ pour le même moteur alimenté en gaz naturel sa puissance fiscale vaut :

$$Pf = 0.9 \cdot 8 = 7.2$$

donc,

$$Pf = 7 \text{ cv}$$

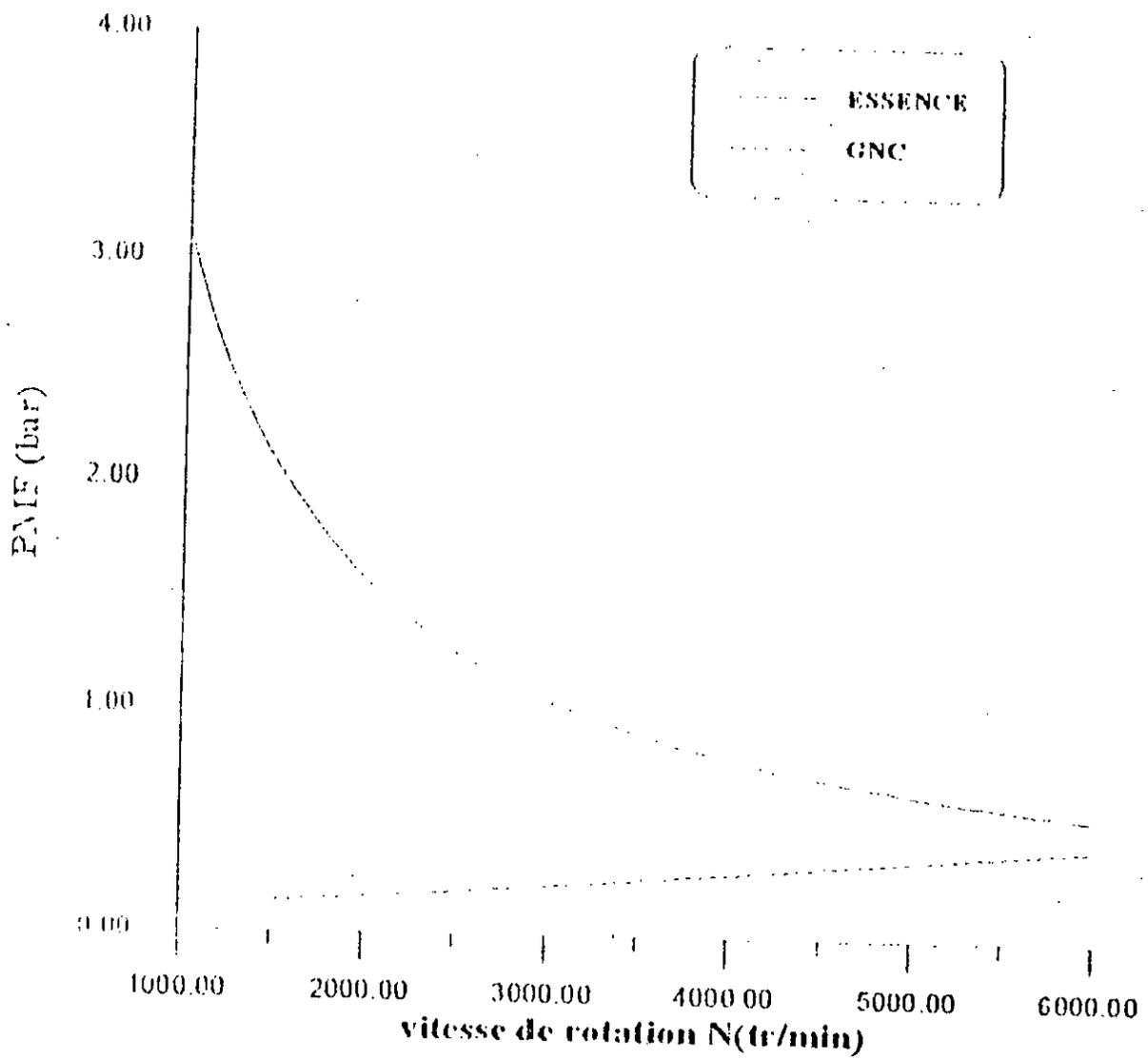


FIGURE 2) : COURBE DE VARIATION DES PERTES PAR FROTTEMENT (moteur R16)

CHAPITRE IV
ETUDE THERMODYNAMIQUE

CHAPITRE IV

ETUDE THERMODYNAMIQUE

IV.1- ETUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

Le calcul thermodynamique du moteur est nécessaire, car il permet d'élaborer un prototype sur lequel des essais minutieux pourront être faits afin de connaître le comportement du moteur à différentes vitesses et sous l'effet des diverses contraintes qu'il doit vaincre au cours de son fonctionnement sur un véhicule. Le cycle de « Beau-De-Roochas » est celui que nous utiliserons. C'est un cycle quasi-réel qui prend en compte le cycle principal et le cycle de balayage.

IV.1.1- Hypothèses

- Le fluide en évolution est assimilé à un gaz parfait.
- L'écoulement à l'entrée du cylindre est considéré comme isentropique.
- La part de l'énergie introduite perdue sous forme de chaleur transmise aux parois est d'environ 20%
- Enfin d'admission, nous avons la présence des gaz résiduelles à la charge fraîche.
- La présence des hydrocarbures imbrûlés dans les produits de combustions n'est pas prise en compte.

IV.1.2- Processus d'admission

L'admission est idéalisée par une détente isentropique des gaz résiduels (8-9), suivie d'une aspiration isobare des gaz frais (9-1).

4.1.2.1- Pression d'admission

On montre [9] que la pression d'admission est donnée par :

$$P_1 = \frac{P_0}{\sigma} \left[1 - \frac{\frac{\epsilon - \mu_g}{\epsilon - 1} - \frac{1}{\text{sup/cu}}}{1800 \cdot \tau_0 T_0 (\mu_\alpha - \phi_\alpha)^2} - N^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4.1)$$

avec :

Sma : section moyenne autour de la soupape d'admission.

$$Sma = 3.63 \text{ cm}^2$$

μ_α , ϕ_α : coefficient de débit et de vitesse de l'écoulement autour de la soupape d'admission

μ_g : coefficient de volume de gaz résiduels $\mu_g = 0.5$

σ : coefficient de moyennage = 0.98

4.1.2.2- Température d'admission

On montre [8] que la température d'admission est donnée par :

$$T_1 = \frac{T_0}{1 - \frac{\mu (T_R - T_0)}{T_R} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_R} \cdot \frac{p_1}{p_R}} \quad (4.2)$$

avec :

$$\mu = (C_{p_9} / C_{p_0}) \cdot [P_1 / P_R] \quad (4.3)$$

C_{p_9} : chaleur massique à pression constante des gaz résiduels.
 C_{p_0} : chaleur massique à pression constante des gaz frais .

4.1.2.3- Coefficient de remplissage (ou rendement volumétrique)

Le coefficient de remplissage d'un moteur est lié à la boucle de balayage échappement - admission . Il est défini comme le rapport entre la quantité de gaz frais admis dans les cylindre et celle que l'on pourrait idéalement admettre aux conditions de références (P_0 , T_0).

On montre [10] que le coefficient de remplissage est donné par :

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \frac{T_0}{P_0} \left[\frac{P_1}{T_1} \cdot \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{r_1}{r_R} \cdot \frac{P_R}{T_R} \right] \quad (4.4)$$

4.1.2.4- Taux des gaz résiduels

Le taux des gaz résiduels est égal au rapport de la masse de gaz brûlés et recyclés et de la masse totale en fin d'admission (masse de gaz frais + masse de gaz résiduels).

$$f = m_R / m_1 \quad (4.5)$$

On montre [10] que le taux de gaz résiduels f est donné par :

$$f = (r_1 \cdot T_1 \cdot P_R) / (\epsilon \cdot r_R \cdot T_R \cdot P_1) \quad (4.6)$$

IV.2.5- Calcul des constante massique des gaz frais et des produits

Un mélange de gaz parfait se comporte du point de vue de l'équation d'état comme un gaz unique ayant pour constante :

$$r = \sum_{i=1}^N X_i \cdot r_i \quad (4.7)$$

avec :

r_i : constante massique des g.p du composant i.

pour un mélange constitué d'air et de combustible :

$$r_m = r_a + F^* \cdot r_c / (1 + F^*) \quad (4.8)$$

r_m , r_a et r_c sont respectivement les constantes massiques de g.p du mélange, de l'air et du combustible.

$$F^* = m_c / m_a \quad (4.9)$$

a) Mélange air-essence :

$$F^* = 0.0677$$

$$r_a = 0.2870 \text{ kj/ kg.k}$$

$$r_c = R / Mc = 0.0693 \text{ kj/ kg.k}$$

d'où :

$$r_m = 0.2731 \text{ kj/ kg.k}$$

b) Mélange air -gaz

$$F^* = 0.060$$

$$r_c = 0.3642 \text{ kj/kg.k}$$

d'où :

$$r_m = 0.2937 \text{ kj/ kg.k}$$

Pour les produits de combustion constitués de CO_2 , CO , H_2O , H_2 , O_2 et N_2 :

$$r_p = \sum_{i=1}^N X_i \cdot r_i \quad (4.10)$$

Produit de combustion de l'essence :

$$r_p = 0.2942 \text{ kj/ kg.k}$$

Produit de combustion de gaz naturel :

$$r_p = 0.2961 \text{ kj/ kg.k}$$

IV.1.3- Processus de compression (1-2) :

La compression a lieu pendant la course ascendante du piston après fermeture de la soupape d'admission. C'est une évolution adiabatique réversible de coefficient isentropique γ (T), d'où l'expression de la température en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin :

$$T(0) = T_1 \cdot [V_1 / V(0)]^{(\gamma-1)} \quad (4.11)$$

où V désigne le volume massique du système

avec :

$$\gamma = \gamma(T) = (T_1 \cdot T(0))^{1/2} \quad (4.12)$$

Pour calculer $T(0)$, une itération est nécessaire par calcul de γ . D'où l'expression de la pression :

$$P(0) = P_1 \cdot [V_1 / V(0)]^\gamma \quad (4.13)$$

Le coefficient isentropique γ dépend de la composition de mélange et de la température. Il faut chercher à approximer γ pour les différents mélanges (gaz frais et gaz brûlés) de la façon la plus réaliste possible. Pour cela on utilise une interpolation de Lagrange, on obtient un polynôme qui admet la représentation suivante [10] :

$$\gamma(T) = \sum_{i=1}^2 \Lambda_i \cdot T_i \quad (4.14)$$

IV.1.4- Processus de combustion (2-4)

Nous rappelons que la combustion s'effectue en deux phases pour le moteur à allumage commandé (isochore, isotherme). Pour les moteurs à essence ou à gaz, on considère que 80% de combustible est brûlé à volume constant et 20% à température constante. [5]

a) la première phase de combustion (2-3)

La première phase de combustion est isochore, pendant laquelle 80% de combustible est brûlé. En appliquant le premier principe de la thermodynamique à cette évolution on obtient :

$$Q_v + U_3 - U_2 = Q_{par} \quad (4.15)$$

où :

$U_3 - U_2$: variation de l'énergie interne du système

Q_v : chaleur de réaction à volume constant

Q_{par} : chaleur transmise au parois.

avec :

$$Q_v = \xi \cdot Q_r$$

$$Q_{par} = \xi_p \cdot Q_v = \xi_p \cdot \xi \cdot Q_r$$

où :

$$\xi : \text{pourcentage de combustible brûlé} ; \xi = 0.8 \text{ [10]}$$

$$\xi_p : \text{pourcentage de la chaleur perdue} ; \xi_p = 0.2 \text{ [10]}$$

Les réactions de combustion stoechiométrique (4.3), (4.4) permettent de donner Q_r à base de l'équation suivante :

$$Q_r = \sum_p (n \cdot h_f)_p - \sum_r (n \cdot h_f)_R \quad (4.16)$$

$$Q_r (\text{Essence}) = - 5232000 \text{ kJ/ k.mole de combustible}$$

$$Q_r (\text{gaz naturel}) = - 1000180.65 \text{ kJ/ k.mole de combustible}$$

Enfin, on aboutit à :

$$\left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_3^{j+1} - T_0^{j+1})}{j+1} \right] \right]_3 = (\xi_p - 1) \cdot \xi \cdot Q_r + \left[\sum_i n_i \cdot \left[\sum_{j=0}^4 A_j \cdot \frac{(T_2^{j+1} - T_0^{j+1})}{j+1} \right] \right]_2 \quad (4.17)$$

pour calculer $T(0)$ une itération est nécessaire, par calcul de γ . L'expression de pression :

$$P(0) = P_4 \cdot [V_4 / V(0)]^\gamma \quad (2.26)$$

avec :

$$\gamma = f(T = (T_4 \cdot T(0))^{1/2}) \quad (2.27)$$

IV.2 - PROGRAMME

IV.2.1 - Structure de programme

Le programme qu'on a utilisé pour le calcul du cycle thermodynamique d'un moteur, utilise comme intermédiaire un cycle quasi réel.

a- entrée des données :

1. choix du type de moteur :

- moteur à essence
- moteur à gaz
- moteur diesel

2. choix du genre du moteur

- aspiré
- suralimenté
- suralimenté refroidi

3. données de base :

$$T_0, P_0, N, \varepsilon, \lambda = L/R, C, D, \eta_m, \eta_c, \eta_e, \text{eff}, \tau$$

b- calcul thermodynamique du cycle

calcul de la température, de la pression et du volume en chaque point du cycle :

$$P(0), T(0), V(0)$$

c - calcul des performances :

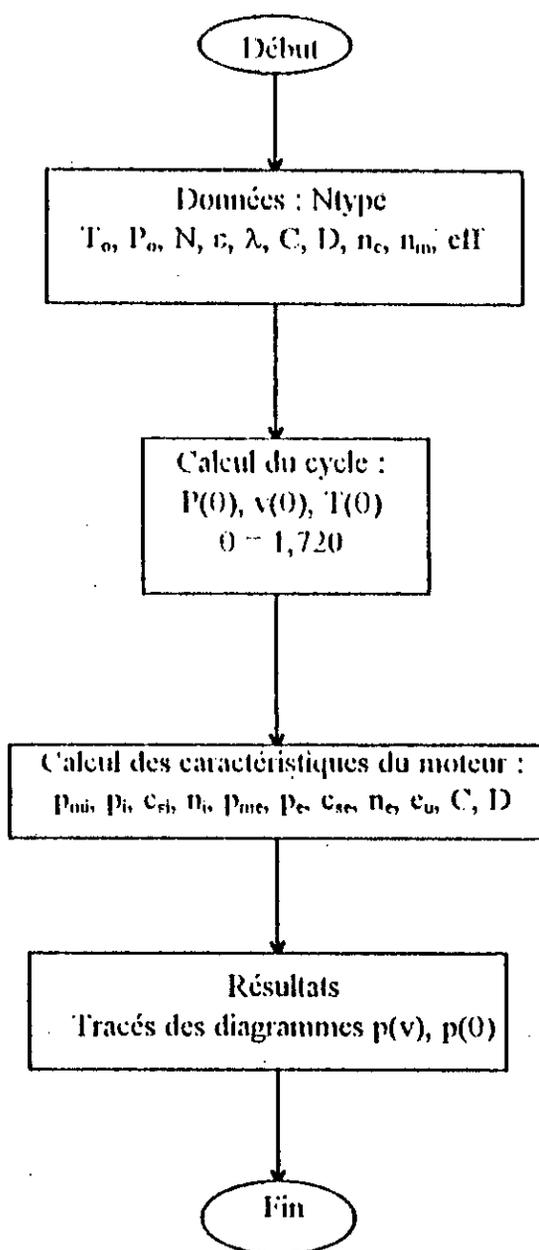
1. calcul des performances indiquées : PMI, P_i , CSI, η_i

2. calcul des performances effectives : PME, P_e , CSE, η_e

d- résultats :

- affichage des résultats sur écran
- tracer des diagrammes $P(V)$, $P(0)$
- stockage des résultats dans un fichier.

4.2.2. Organigramme



F I C H I E R D E S R E S U L T A T S

LE NOM DU MOTEUR:R16
LE TYPE DU MOTEUR:ESSENCE
LE GENRE DU MOTEUR:ASPIRE
LA VITESSE DE ROTATION:5000.00
LE NOMBRE DE CYLINDRE: 4
LE RAPPORT Lambda=L/R:3.37
LA COURSE DU PISTON: .0810
LE DIAMETRE D ALESAGE: .0760
LE RENDEMENT MECANIQUE: .00
LE TAUX DE SURALIMENTATION: .00
LE COEFFICIENT D EFFICACITE .00
LA PRESSION AMBIANTE: 101.300
LA TEMPERATURE AMBIANTE:298.00

L E S C A R A C T E R I S T I Q U E S D U M O T E U R

LE RENDEMENT VOLUMETRIQUE:	.7137
TAUX DES GAZ RESEDUELS:	.0231
LA PUISSANCE INDEQUEE :[Kw]	51.0968
LA PUISSANCE EFFECTIVE:[Kw]	40.8775
LA PRESSION MOYENNE INDEQUEE:[MP]	834.3404
LA PRESSION MOYENNE EFFECTIVE:[MP]	667.4724
LA CONSOMMATION HORRAIRE:[g/h]	13479.2200
LA CONSOMMATION SPECIFIQUE INDEQUEE:[g/kwh]	263.7975
LA CONSOMMATION SPECIFIQUE EFFECTIVE:[g/kwh]	329.7469
LE RENDEMENT INDEQUE:	.3130
LE RENDEMENT EFFECTIF:	.7504
LE COUPLE: [Nm]	.0760
LA COURSE PISTON:[m]	.0810
DIAMETRE ALESAGE:[m]	.0760
LA CYLINDREE UNITAIRE:[m3]	.000367

FICHIER DES RESULTATS

LE NOM DU MOTEUR:R16
LE TYPE DU MOTEUR:GAZ
LE GENRE DU MOTEUR:ASPIRE
LA VITESSE DE ROTATION:5000.00
LE NOMBRE DE CYLINDRE: 4
LE RAPPORT $\lambda = L/R$:3.37
LA COURSE DU PISTON: .0810
LE DIAMETRE D ALESAGE: .0760
LE RENDEMENT MECANIQUE: .60
LE TAUX DE SURALIMENTATION: .00
LE COEFFICIENT D EFFICACITE .00
LA PRESSION AMBIANTE: 101.300
LA TEMPERATURE AMBIANTE:298.00

LES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR

LE RENDEMENT VOLUMETRIQUE:	.7271
TAUX DES GAZ RESEDUELS:	.0252
LA PUISSANCE INDEQUEE :[Kw]	42.7048
LA PUISSANCE EFFECTIVE:[Kw]	34.1638
LA PRESSION MOYENNE INDEQUEE:[Kp]	697.3098
LA PRESSION MOYENNE EFFECTIVE:[Kp]	557.6478
LA CONSOMMATION HORRAIRE:[g/h]	9062.3600
LA CONSOMMATION SPECIFIQUE INDEQUEE:[g/Kwh]	212.2095
LA CONSOMMATION SPECIFIQUE EFFECTIVE:[g/Kwh]	265.2618
LE RENDEMENT INDEQUE:	.3510
LE RENDEMENT EFFECTIF:	.2808
LE COUPLE: [KNm]	.0652
LA COURSE PISTON:[m]	.0810
DIAMETRE ALESAGE:[m]	.0760
LA CYLINDREE UNITAIRE:[m3]	.000367

GAZ

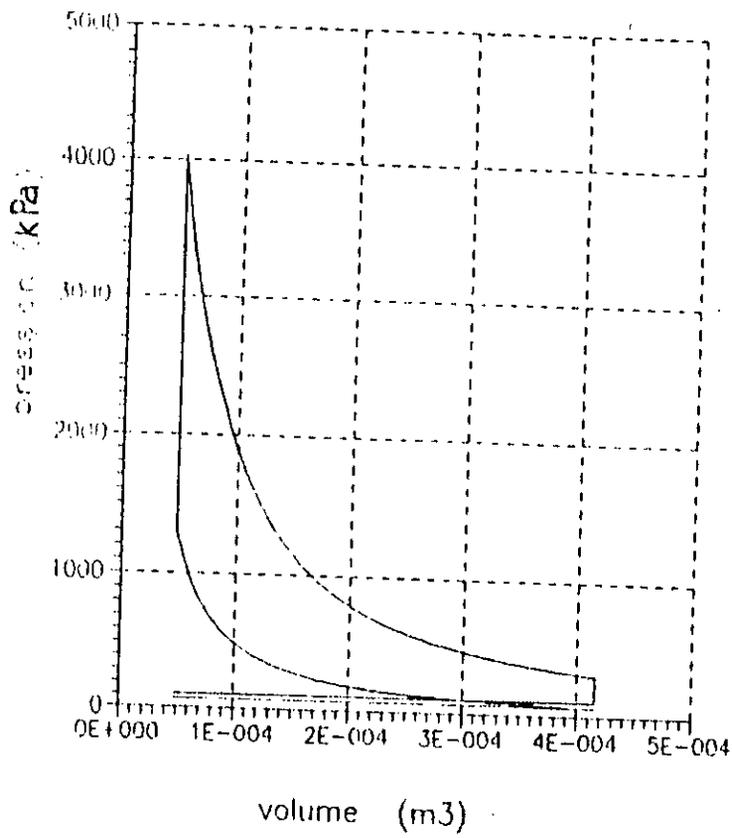


FIG (V.2) : Diagramme $P = f(v)$

ESSENCE

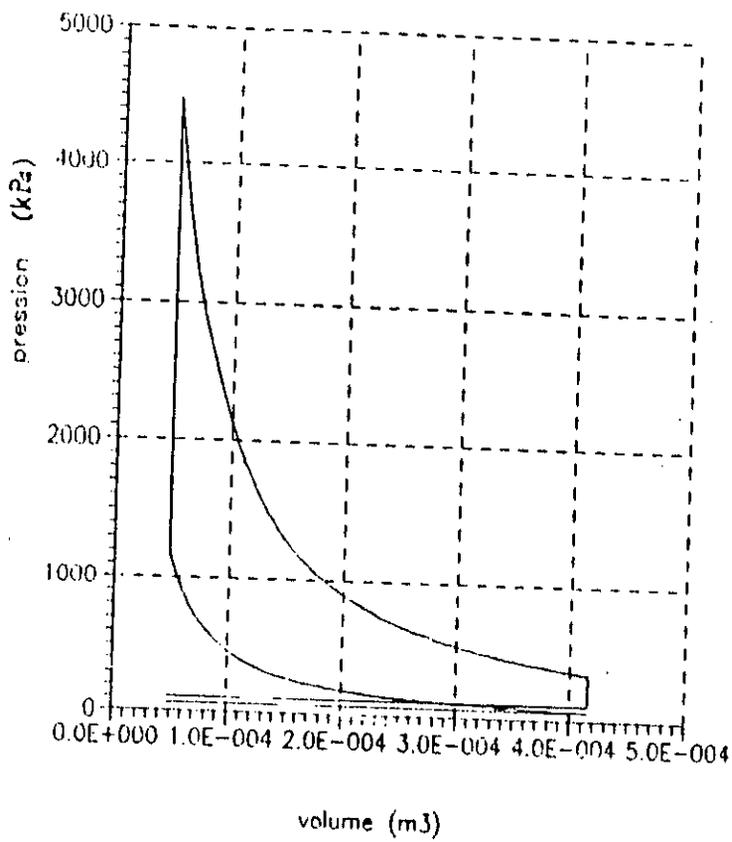
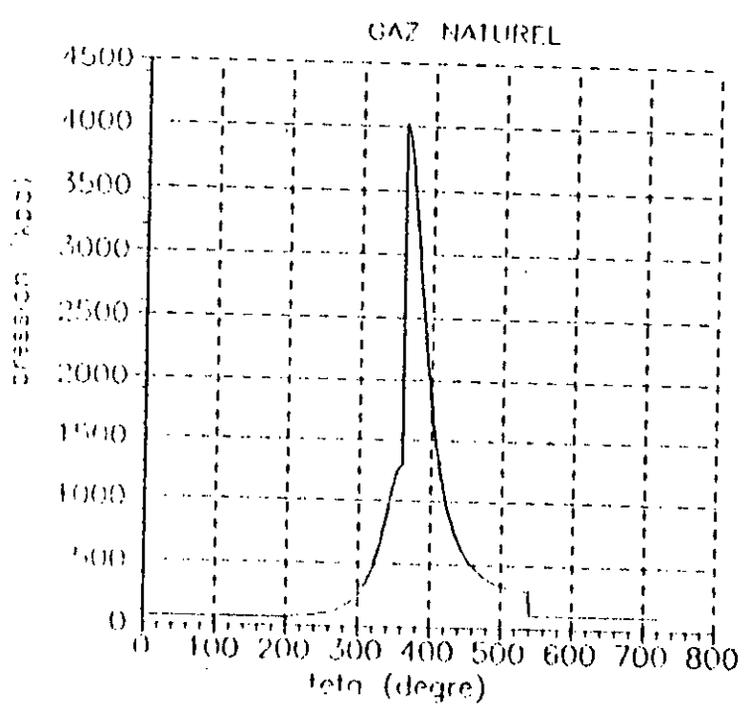
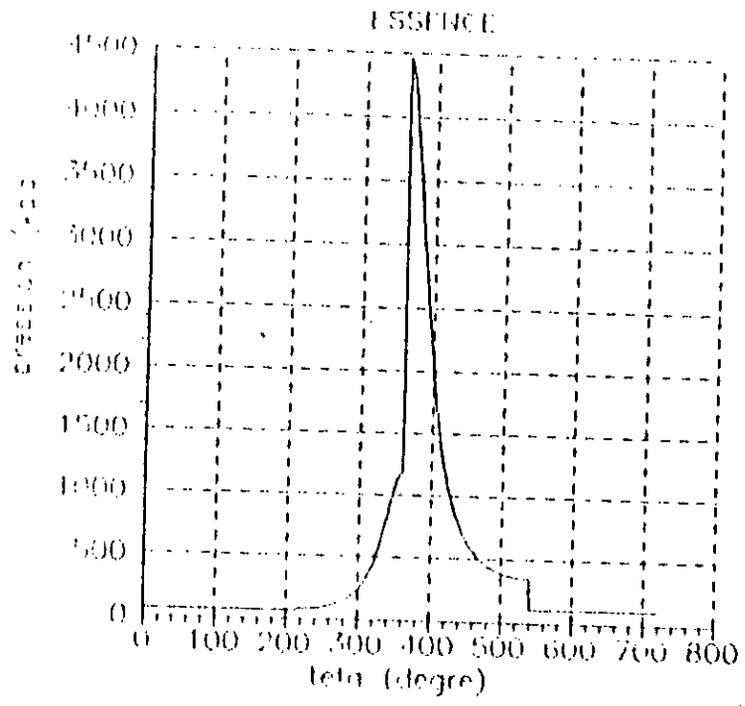


FIG (IV.1) : Diagramme $P=f(v)$



Pl (V.3): Diagramme P=I(theta)

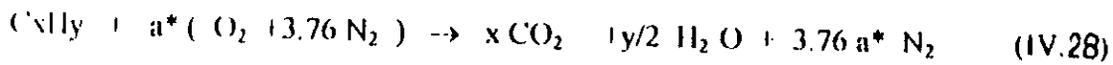
IV.3- ETUDE DE LA COMBUSTION .

les études de la combustion sur les moteurs et sur véhicules font fréquemment intervenir les relations entre la composition du mélange air-combustible et celle des gaz d'échappement. Après combustion complète du combustible, le carbone se trouve normalement sous forme d'anhydride carbonique (CO_2) et l'oxygène sous forme d'eau (H_2O). En réalité, la composition du mélange finale est toujours beaucoup plus complexe.

En mélange riche par exemple, le système réactionnel ne contient pas suffisamment d'oxygène pour permettre une oxydation totale, il se forme alors en plus des espèces citées précédemment, de l'oxyde de carbone (CO) et de l'hydrogène (H_2). Par ailleurs, les produits obtenus peuvent subir un grand nombre de réactions ultérieures (dissociations, combinaisons).

En pratique, on effectue pas ces calculs très complexes et la présence toujours constatée de faibles quantités de combustibles imbrûlés n'est prise en compte. En ne considérant que les principaux produits ($\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}, \text{O}_2, \text{N}_2$), il est possible de déterminer une composition approchée des gaz d'échappement.

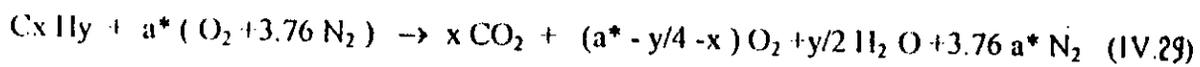
-Mélange stoechiométrique ($\phi = 1$)



avec :

$$a^* = x + y/4$$

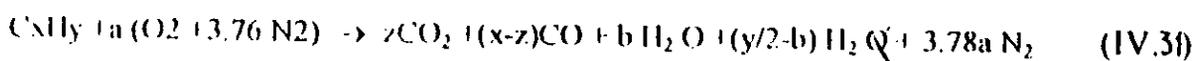
-Mélange pauvre ($\phi < 1$)



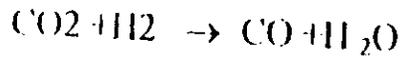
avec :

$$a^* = (x + y/4) / \phi \quad (\text{IV.30})$$

-Mélange riche ($\phi > 1$)



Les concentration relatives des produits de combustion sont liées par la relation d'équilibre.



L'expérience [2] montre que la composition des gaz mesurée à l'échappement correspond, dans tous les cas, à un figeage de réaction précédente à une température de 1700°C ce qui conduit à une valeur de la constante d'équilibre proche de 3.8.

$$K = \frac{[\text{CO}] [\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2] [\text{H}_2]} = \frac{(x-z).b}{z.(y/2-b)} = 3.8 \quad (\text{IV.32})$$

d'où:

$$x b = z (1.9 y - 2.8 b) \quad (\text{IV.33})$$

En faisant intervenir le bilan matière en oxygène :

$$2.a = x + z + b \quad (\text{IV.34})$$

IV.3.1- Calcul de la richesse à partir de l'analyse des gaz d'échappement.

Plusieurs méthodes ont été proposées, pour calculer la richesse à partir de l'analyse des gaz d'échappement, l'une des plus utilisées appelée «CO2 total». Soient (CO₂), (CO) les toneurs en % volume des produits carbonés dans les gaz d'échappement secs. On appelle « CO2 total » et on désigne par I, la somme :

$$I = (\text{CO}_2) + (\text{CO})$$

A partir des relations (IV.30) et (IV.29), on obtient :

-En mélange pauvre :

$$I = 100 / [1 + (a-y/4-x) + 3.78] = 100 / [1 + 4.78a - y/4 - x] \quad (\text{IV.35})$$

Remplaçant (a*) par sa valeur à partir de l'équation (IV.30) on obtient:

$$\phi = (1.4.78 ((x+y/4) / 100 + 1 (y/4 + x - 1)) \quad (\text{IV.36})$$

-En mélange riche :

$$I = 100 / (1 + (y/2 - b) + 3.78 a) \quad (\text{IV. 37})$$

A partir des relations (IV.33) et (IV.34), on peut exprimer b en fonction de a, par une équation de second degré. Ensuite en utilisant les relations (IV.30) et (IV.37) on calcule ϕ en fonction de I.

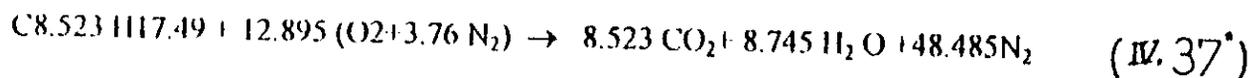
d'où le système d'équations à résoudre :

$$\begin{cases} 2a = x + z + b \\ b = 3.78a + y/2 + I - 100 / T \\ z = (x \cdot b) / (y + 2.8 b) \end{cases} \quad (\text{IV.37'})$$

IV.3.2 - Application :

a) Essence

-Mélange stoechiométrique ($\phi = 1$)



-Mélange pauvre ($\phi < 1$)

pour l'essence l'équation (IV.) donne :

$$\lambda = 1 / \phi = 1.62 / 1 + 0.19$$

d'où :

$$a = 20.89 / 1 + 2.45$$

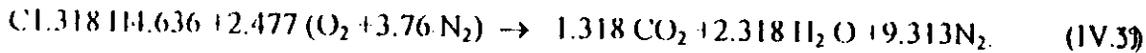
-mélange riche ($\phi > 1$)

La relation pour le système (IV.37') nous donne une équation de seconde degré :

$$-18.83 \cdot a^2 - (333.12 - 1556.4 / T) \cdot a + 10312.2 / T - 2800 / T^2 - 1021.89 = 0 \quad (\text{IV. 38})$$

b-Gaz naturel

-Mélange stœchiométrique ($\phi = 1$)



-Mélange pauvre ($\phi < 1$)

Pour le gaz naturel l'équation (IV.) donne :

$$\lambda = 1/\phi = 8.446 / 1 + 0.124 \quad (\text{IV. 40})$$

d'où :

$$a = 20.92 / 1 + 0.307 \quad (\text{IV. 41})$$

-Mélange riche ($\phi > 1$)

L'équation de seconde degré :

$$-18.83 a^2 - (86.23 - 1556.4/T). a - 28000/T^2 + 2975.28/T - 88.23 = 0 \quad (\text{IV. 42})$$

A partir de l'équation (IV.30) et (IV.42), on déduit la richesse ϕ .
La même chose pour (IV.30) et (IV.38).

IV.4- Calcul de la température adiabatique de la flamme

C'est la température maximale atteinte par les produit de combustion dans une réaction chimique en l'absence d'échange thermique. Le premier principe de la thermodynamique donne un bilan énergétique d'un système fermé sous la forme suivant :

$$dq = du - p dv \quad (\text{IV.43})$$

dq : chaleur échangée entre le système et l'extérieur .

du : variation d'énergie interne .

$p dv$: travail fournit par le système.

Puisque c'est un processus adiabatique à volume constant

$$dq = 0 \quad \text{et} \quad v = \text{Constant} \quad \Rightarrow \quad du = 0$$

Alors la température finale de la combustion peut être calculer en écrivent l'égalité entre l'énergie des réactifs aux conditions initiales et l'énergie interne des produit de combustion dans l'état final ce qui donne :

$$U_r = U_p \quad (IV.44)$$

C-à-d :

$$\sum_R n [U_r^0 + \Delta U] = \sum_P n [h_r^0 + \Delta U] \quad (IV.45)$$

$$\sum_R n [h_r^0 + \Delta h - RT_i] = \sum_P n [h_r^0 + \Delta h - RT_f] \quad (IV.46)$$

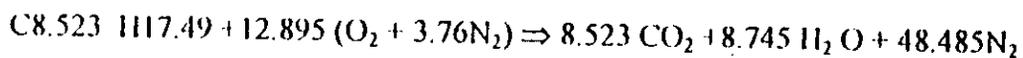
T_i : température initiale du mélange ($T_i = 298$)

T_f : température finale des produit.

En pratique, la température initiale est supérieur à 25°C , les calcules conduisent à un résultat supérieur de moins de 2% à celui obtenu à une température ambiante de combustion.

La température de la flamme adiabatique sera calculé que pour une réaction au stoechiométrique.

a- Essence



L'équation (IV.46) donne :

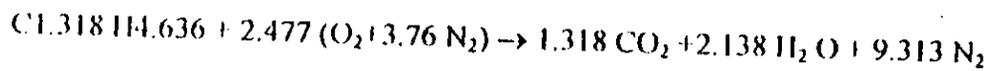
$$\begin{aligned} \sum n [h_r^0 + \Delta h - RT_i] &= [h_r^0 - R \cdot T]_{C_{85}} + n_{O_2} [R \cdot T]_{O_2} \\ &= (h_r^0)_{C_{85}} - 13.895 R \cdot T \\ &= -228000 - 13.895 - 8.3144 \cdot 298 \\ &= -262427.52 \quad \text{kJ / k.mol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_P n [h_r^0 + \Delta h - R \cdot T_f] &= [8.523 [h_r^0 + \Delta h - RT]_{CO_2} + 8.745 [h_r^0 + \Delta h - R \cdot T]_{H_2O} \\ &= 8.523 [h_r^0 + \Delta h]_{CO_2} + 8.745 [h_r^0 + \Delta h]_{H_2O} - 17.268 R \cdot T \end{aligned}$$

On initialise la température T_f et on teste la valeur de l'énergie interne calculée avec l'énergie interne des produits initiaux, si l'égalité n'est pas vérifiée, on calcule une nouvelle approximation de la température de la flamme adiabatique.
d'où :

$$T_{\max} \cong 5600 \text{ K}$$

b- Gaz Naturel.



L'équation (IV.40) donne :

$$U_r = -850655.09 \text{ kJ / k.mol}$$

d'où :

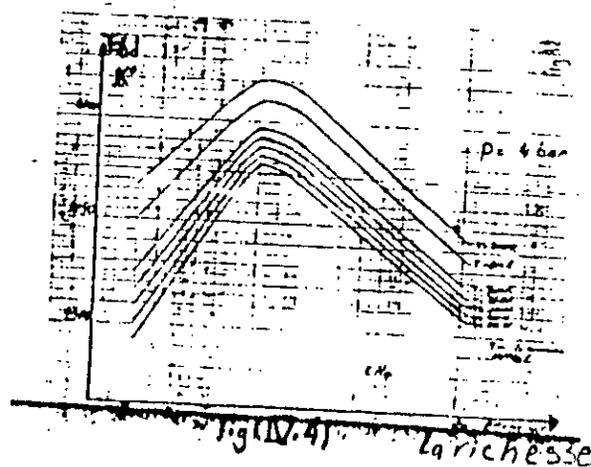
$$T_{\max} \cong 4300 \text{ K}$$

Le calcul de la température de la flamme adiabatique nous permet de donner une idée sur le phénomène de la détonation et sur les émissions des oxydes d'azote (NOx), car la température élevée de la combustion favorise la détonation, et augmente la teneur en NOx dans les gaz d'échappement.

IV.5- Influence de la richesse et de la température initiale sur la température de la flamme adiabatique.

La température adiabatique, comme la montre la figure (IV. 4) croît avec la température initiale du mélange si on maintient la richesse constante. Elle dépend aussi de la richesse, en augmentant pour les mélanges pauvres et diminuant pour les mélanges riches et passe par un maximum à environ 1 et 1.1.

On conclut alors, que le rendement du moteur est maximal pour la richesse qui donne la température adiabatique maximale.



CHAPITRE V
ETUDE EXPERIMENTALE

CHAPITRE V

ETUDE EXPERIMENTALE

V.1. Introduction

Les bancs d'essais occupent une place importante dans le domaine d'études technologiques, le contrôle et de mise au point de fabrication et de réparation des moteurs à combustion interne.

Les essais effectués sur banc permettant de mesurer les performances des moteurs à divers régimes pour déterminer leurs caractéristiques de couples, de puissance, de consommation et par conséquent le rendement.

Pour un banc d'essai moteur, on peut définir trois principales formes d'utilisation :

- Lors de l'étude de la mise au point d'un prototype, il est essentiel de procéder à des essais minutieux pour connaître le comportement du moteur à différents régimes et sous l'effet des divers contraintes qu'il doit vaincre au cours de son fonctionnement sur un véhicule.
- Dans la fabrication des moteurs en série, le banc d'essai est simplement utilisé pour le contrôle et le rodage des pièces en mouvement.
- Dans un atelier de réparation, le banc d'essai sert à vérifier les caractéristiques des moteurs après la remise à neuf de l'organe défectueux.

V.2. Le banc d'essai

V.2.1. Description

Le banc d'essai moteur se compose d'un ensemble moteur-frein sur lequel s'accouple le moteur de l'expérience (Fig 5.1), d'une alimentation en carburant "G.N.C" (Fig 5.2).

Les mesures à effectuer pour caractériser le fonctionnement d'un moteur sont très divers et les appareils employés pourront parfois être fonction de l'échelle de mesure ou de la précision nécessaire.

Parmi les mesures classiques généralement utilisées, il convient de citer :

- Le couple
- La vitesse de rotation (tr/mn)
- Le débit :
 - * de carburant
 - * d'air
- La température :
 - * de l'air ambiant
 - * du fluide de refroidissement du moteur
 - * de l'huile de graissage
 - * des gaz d'échappement
- La pression :
 - * de l'air ambiant
 - * de l'huile dans le circuit de graissage

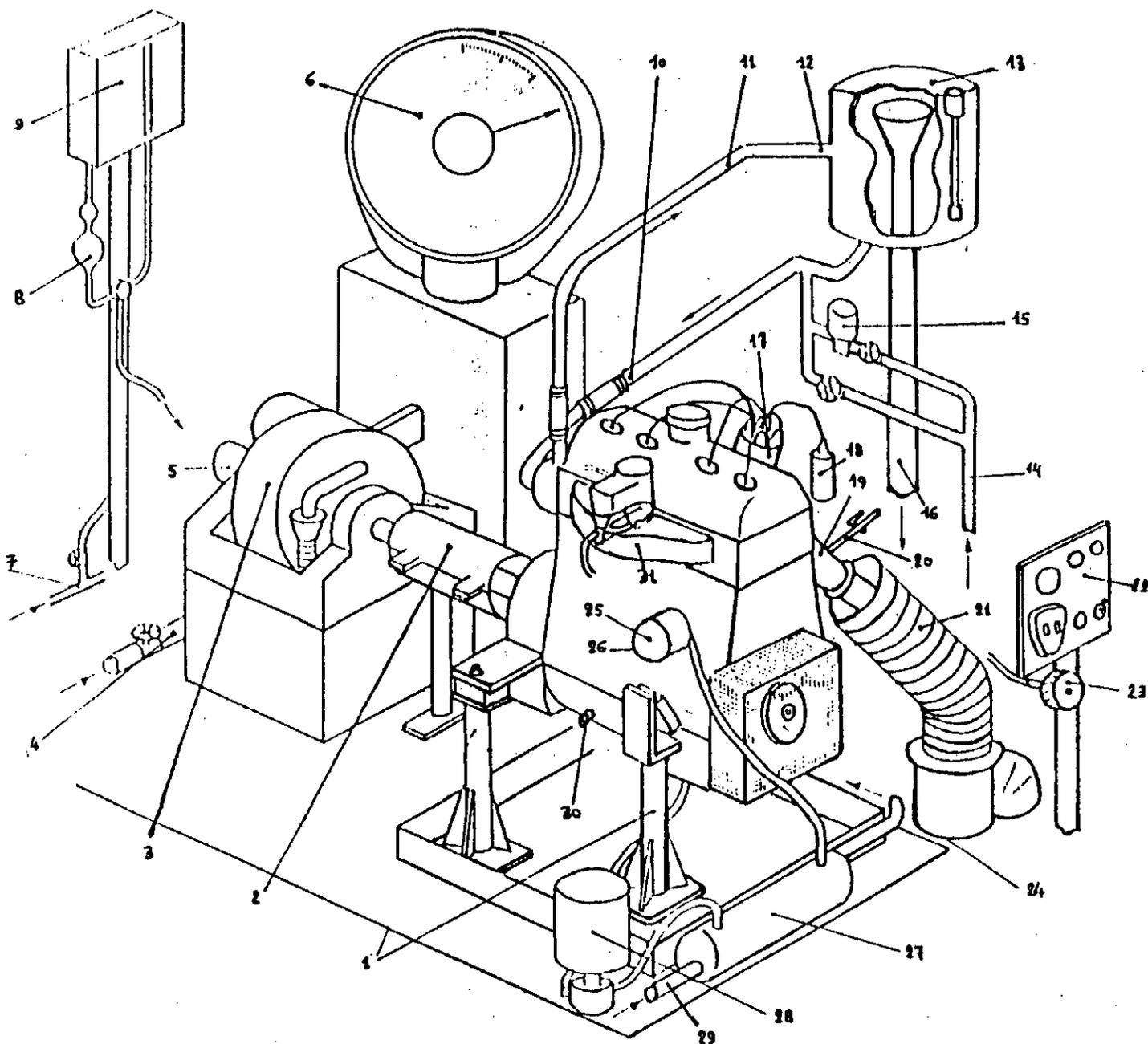


Fig.5.1 : SCHEMA D'INSTALLATION DE MOTEUR AU BANC D'ESSAI

- | | |
|--|---|
| 01 - Supports du moteur | 17 - Distributeur d'allumage |
| 02 - Protection d'accouplement | 18 - Bobine d'allumage |
| 03 - Frein dynamométrique | 19 - Echappement |
| 04 - Arrivée d'eau du frein | 20 - Prise de gaz pour analyse |
| 05 - Dynamo tachymétrique | 21 - Guine d'aspiration |
| 06 - Balance de mesure du couple | 22 - Commandes principale du moteur et du frein |
| 07 - Ligne d'alimentation en carburant | 23 - Commande des gaz |
| 08 - Pipettes de mesure de consommation | 24 - Prise de mouvement |
| 09 - Réservoir d'essence à niveau constant | 25 - Filtre à huile |
| 10 - Arrivée d'eau au moteur | 26 - Contrôle de pression d'huile |
| 11 - Retour de l'eau au bac | 27 - Echangeur eau - huile moteur |
| 12 - Contrôle de température d'eau | 28 - Pompe électrique auxiliaire de circulation d'huile |
| 13 - Bac de mélange d'eau | 29 - Arrivée d'eau régulée à l'échangeur |
| 14 - Arrivée d'eau froide | 30 - Contrôle de température d'huile |
| 15 - Electrovanne de régulation de température d'eau | 31 - Tubulure d'admission et carburateur |
| 16 - Départ trop plein du bac | |

* du combustible dans le circuit d'alimentation

- L'avance à l'allumage

V.2.2. Le moteur

Le moteur à manipuler est un moteur R16 de type 697 essence R1150. Il comporte 4 cylindres en lignes verticaux et des soupapes en tête commandées par des culbuteurs. C'est un moteur à quatre temps avec un refroidissement par eau.

L'alimentation se fait par une pompe à essence mécanique (SOFABEX type 1002) à membrane commandée par un excentrique de l'arbre à cames et par un culbuteur Solex du type inversé et à émulsion.

L'allumage est assuré par un allumeur DUCELUIER à contact autonettoyant (type 4159). Les caractéristiques du moteur fournies par le constructeur sont les suivants :

Alésages	76mm
Course	81mm
Cylindrée	1470cm ³
Rapport volumétrique	8,6:1
Puissance fiscale	8CV
Puissance effective à 5000 tr/mn	
DIN	58,5CV
SAE	62,6CV
Couple maximum à 2800 tr/mn	
DIN	10,8Kg.m
SAE	10,75Kg.m

V.2.3. Le frein de SCIENCK

La construction SCIENCK-Häcker (Fig V.3) est caractérisée à l'extérieur des parties tournantes du frein (rotor extérieur). Le carter tourne autour de la roue à aubes intérieure immobile, montée en bascule et reliée au dispositif de mesure.

La charge du freinage est réglée par variation de l'épaisseur d'un anneau d'eau intérieur au frein, à l'aide d'une écope.

Ce type de frein peut être utilisable dans les deux sens de rotation. Dans ce cas, les parois des cavités ou aubes sont droites pour obtenir ainsi la même efficacité de freinage dans les deux sens de rotation. La capacité de charge est cependant réduite par rapport au frein correspondant construit pour un seul sens de rotation.

La chaleur de frottement est évacuée par l'eau circulant dans le frein. La quantité d'eau fournie au frein doit être suffisante pour que la température de l'eau sortant du frein ne dépasse pas 80°C.

V.3.4. Le circuit d'alimentation en G.N.C

Le principe de fonctionnement d'un moteur à gaz est identique à celui d'un moteur à essence, toutefois, la différence apparaît au niveau de l'alimentation.

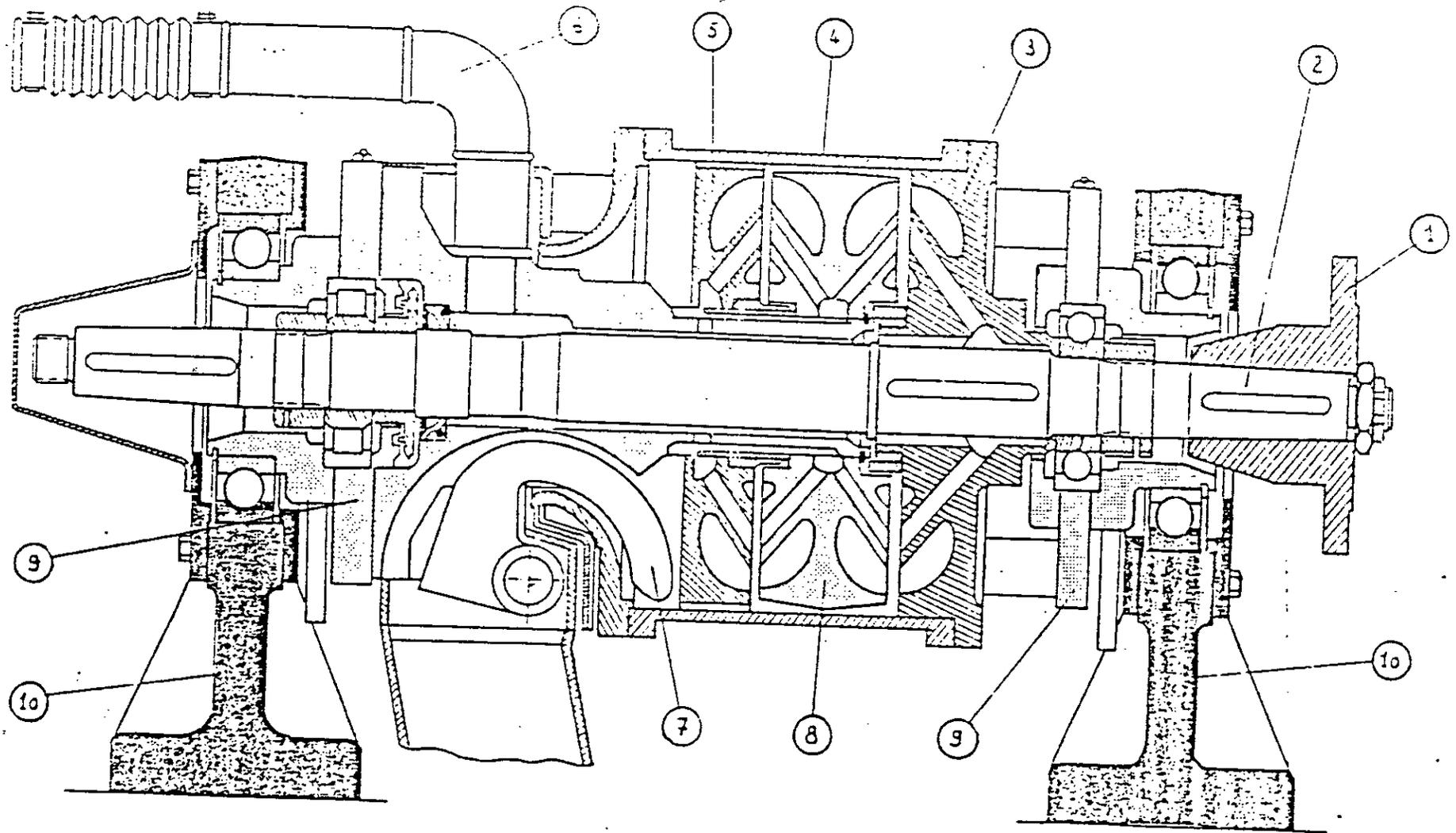
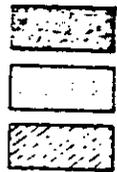


Fig.V. 3 - FREIN DYNAMOMETRIQUE HYDRAULIQUE (D'après Documentation Schenck)



Parties fixes

Parties oscillantes

Parties tournantes

1 Bride d'accouplement

2 Arbre du frein

3 Rotor droit

4 Carter du frein

5 Rotor gauche

6 Arrivée d'eau

7 Ecope

8 Stator double

9 Montant pendulaire

10 Support

Dans les moteurs à gaz le combustible est introduit à l'état gazeux dans un " mélangeur " au lieu de l'état liquide pour l'essence, ceci nous permet de penser que le mélange "air gaz" est plus homogène que le mélange "air essence ".

L'alimentation d'un moteur à essence en G.N.C consiste à installer les pièces suivantes fig (5.2)

- Un réservoir cylindrique en métal sachant le G.N.C sous 140 bar.
- Un détendeur à deux étages; le premier étage détend le gaz jusqu'à environ 2.5 bar et le deuxième jusqu'à une pression légèrement inférieure à la pression atmosphérique, de manière à éliminer tout risque de fuite à l'arrêt.
- Un mélange placé à l'entrée du carburateur permet l'arrivée du gaz et la variation du régime par un papillon comme dans le carburateur à essence.
- Un commutateur placé à la portée de la main, qui sert à sélectionner le type de carburant (essence ou G.N.C).

V.3. Rappels sur les grandeurs mesurables et méthodes de calcul

Les courbes caractéristiques des moteurs sont établies à l'aide des grandeurs mesurées au banc d'essais ces grandeurs qui sont:

- Le couple
- La puissance
- La consommation

V.3.1. Le couple

Le couple est l'effort instantané développé par moteur c'est -à-dire le produit de la force par longueur du bras de levier .

Soit:

$$C = k.r \quad (\text{kg.m}) \quad (\text{V.1})$$

Soit le système bielle-manivelle représenté au cours de temps moteurs (fig V.4) . Une force F_1 créée par la combustion du mélange est dirigée dans l'axe du piston . Cette force est la résultante des composantes f (selon l'axe de la bielle) et f' (force nuisible au bon fonctionnement) .

La force f agit sur la bielle et tend à faire tourner le vilebrequin . Elle engendre un couple $OO'f$ par rapport à O . En comparant les triangle $OO'B$ et BFE ,ou voit que $OO'f = R.F$. F est appelée force moyenne par tour. D'où : $C = R . F$ (Kg . m) (V.2)

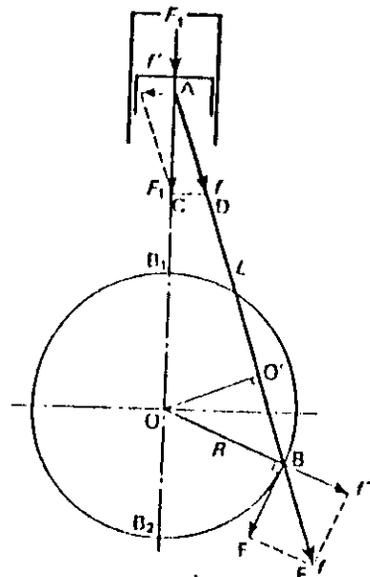
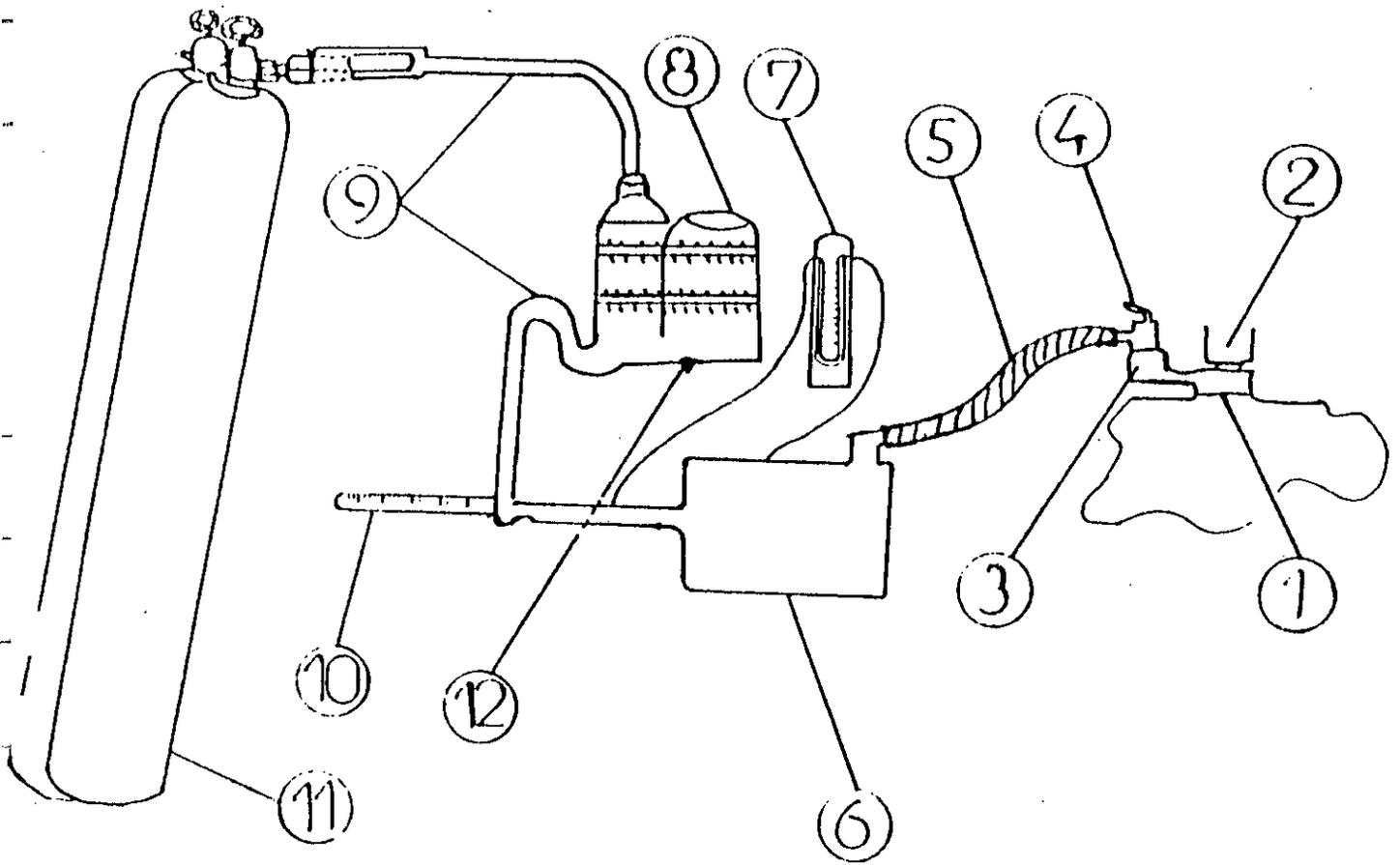


fig (V.4)



- | | |
|-----------------------------------|----------------------------|
| 1 - Collecteur d'admission | 7 - Manomètre différentiel |
| 2 - Carburateur à essence | 8 - Détendeur du GNC |
| 3 - Mélangeur | 9 - Tuyau en caoutchouc |
| 4 - Obturateur d'admission du GNC | 10 - Thermomètre |
| 5 - Tuyau en caoutchouc | 11 - Bouteille de GNC (HP) |
| 6 - Réservoir de détente | 12 - Vis de purge |

FIG. 2. Circuit d'alimentation en GNC

V.5.2. La puissance

La puissance d'un moteur est égale au travail par unité de temps :

$$P = \frac{\text{Travail (J)}}{\text{Temps (s)}} = \text{travail par tour} \cdot N/60$$

Le travail par tour est donné par la relation :

$$W (J) = 2 \pi C \quad (V.3)$$

L'expression de la puissance devient :

$$\text{ou } P(W) = 2 \pi C \cdot N/60 \quad (V.4)$$

$$P(\text{kw}) = \frac{2 \pi}{60000} C \cdot N \quad \text{ou} \quad P(\text{kw}) = \frac{C \cdot N}{9550} \quad (V.5)$$

et

$$P(\text{ch}) = \frac{2 \pi C \cdot N}{60 \cdot 75}$$

d'où:

$$P(\text{ch}) = \frac{C \cdot N}{716} \quad (V.6)$$

Compte tenu des formules précédentes donnant la puissance, les longueurs des bras de levier P sont généralement choisies égales à 0,716 m ou 0,974 m, de telle façon que l'expression de la puissance soit simplifiée de type:

$$P(\text{ch ou kw}) = \frac{F(\text{kg}) \times N (\text{tr/min})}{1000} \quad (V.7)$$

où:

F(kg) : est la force donnée par la lecture de la balance.

N(tr/min) : nombre de tours par minutes sur tachymètre.

La puissance P mesurée sur le banc est la puissance effective développée par le moteur. pour notre cas P est en chevaux car le bras du levier R est égal à 0.716m.

V.5.3. Consommation spécifique

C'est le poids en grammes de combustible consommé par cheval-heure. On procède comme suit:

- Pour l'essence: on mesure la variation de temps Δt mise par le moteur pour consommer une quantité déterminée de carburant à un régime donné.

En effet :

$$C_s = q_c \cdot 3600 \cdot \frac{1}{P} \quad (\text{g/ch.h}) \quad (\text{V.8})$$

où :

$$q_c = \frac{V_o \cdot \rho_c}{\Delta t}$$

avec :

- V_o : volume de carburant consommé (cm^3)
- ρ_c : masse volumique de carburant (g/cm^3)
- Δt : temps de consommation du volume V_o (s)
- P : puissance (ch)

- Pour le gaz :

Le débitmètre à gaz (étalonné probablement sur rotamètre), les résultats de cet étalonnage sont donnés par le tableau (V-1) et la courbe (V.1) qui suivent, donne la variation de pression ΔP_g en mmCE.

Cette variation est égale à la somme de dénivellation en dessous et au dessus de zéro.

ΔP_g étant connue, on se rapporte à la courbe d'étalonnage. Celle-ci nous donne le débit de gaz à l'état standard (288°K ; $1,0113 \text{ bar}$).

Pour déterminer le débit de gaz à la température et à la pression de fonctionnement, on doit procéder à une correction, nous ramenant de l'état standard à l'état réel par la formule :

$$A = \frac{H}{760} \sqrt{\frac{273 + t'}{273 + 15}} \quad (\text{V.9})$$

où A est le facteur multiplicatif dont doivent être affectés les résultats relevés au cours de l'essai.

H' et t' représentent respectivement la pression et la température ambiantes relevées au cours de l'essai.

Les états standards sont:

- pression atmosphérique $H=760 \text{ mmhg.}$
- température atmosphérique $t=15^\circ\text{c.}$

Une fois connu, le débit réel de combustible $Q_c(\text{g/s})$, on détermine la consommation spécifique de la même manière que pour l'essence.

V.5.4. Rendement global ou effectif

La relation de la consommation spécifique permet donc la détermination du rendement global du moteur :

$$\eta_g = \frac{632 \cdot 10^3}{C_s \cdot PCI} \quad (\text{V.10})$$

PCI: pouvoir calorifique inférieur du combustible.

PCI = 32264 kJ/l pour l'essence.
PCI = 41.72 kJ/l pour le G.N.C

V.3.5. Consommation horaire

C'est la quantité de combustible consommée par heure, elle est exprimée par la formule:

$$C_u = 3.6 \cdot v / t \quad (e/h) \quad (V.11)$$

t: temps d'écoulement de la quantité de combustible (v = 100 ml)

V.3.6. Mesure de débit d'air

La détermination du débit massique d'air par une mesure volumétrique implique la connaissance de son poids spécifique dans les conditions de la mesure. C'est à dire, la connaissance de sa température, de sa pression, de son état hygrométrique, l'abaque β_1 en annexe donne le poids spécifique de l'air atmosphérique pour un degrés hygrométrique égal à 60%.

Le débit massique d'air $W(g/s)$ aspiré par le moteur peut être calculé par la formule:

$$W = 1.43 \cdot d^3 \sqrt{\frac{h \cdot \beta}{273 + t}} \quad (V.12)$$

où :

d: est le diamètre de l'orifice en cm.

β : lecture de paramètre en cm Hg.

h: lecteur de paramètre en cmhg

t: la température ambiante

Etalonnage du débitmètre à gaz sur rotamètre

DP (mmce) lue sur débitmètre à gaz (à étalonner)	Q (g/s) débit réel de G.N à 15°C et 760 mmhg état standard
006	0.333
010	0.344
018	0.545
026	0.656
034	0.767
046	0.878
056	0.989
070	1.100
088	1.211
104	1.312
122	1.424
142	1.535
164	1.646
188	1.757
208	1.898
232	1.979
270	2.09
298	2.19

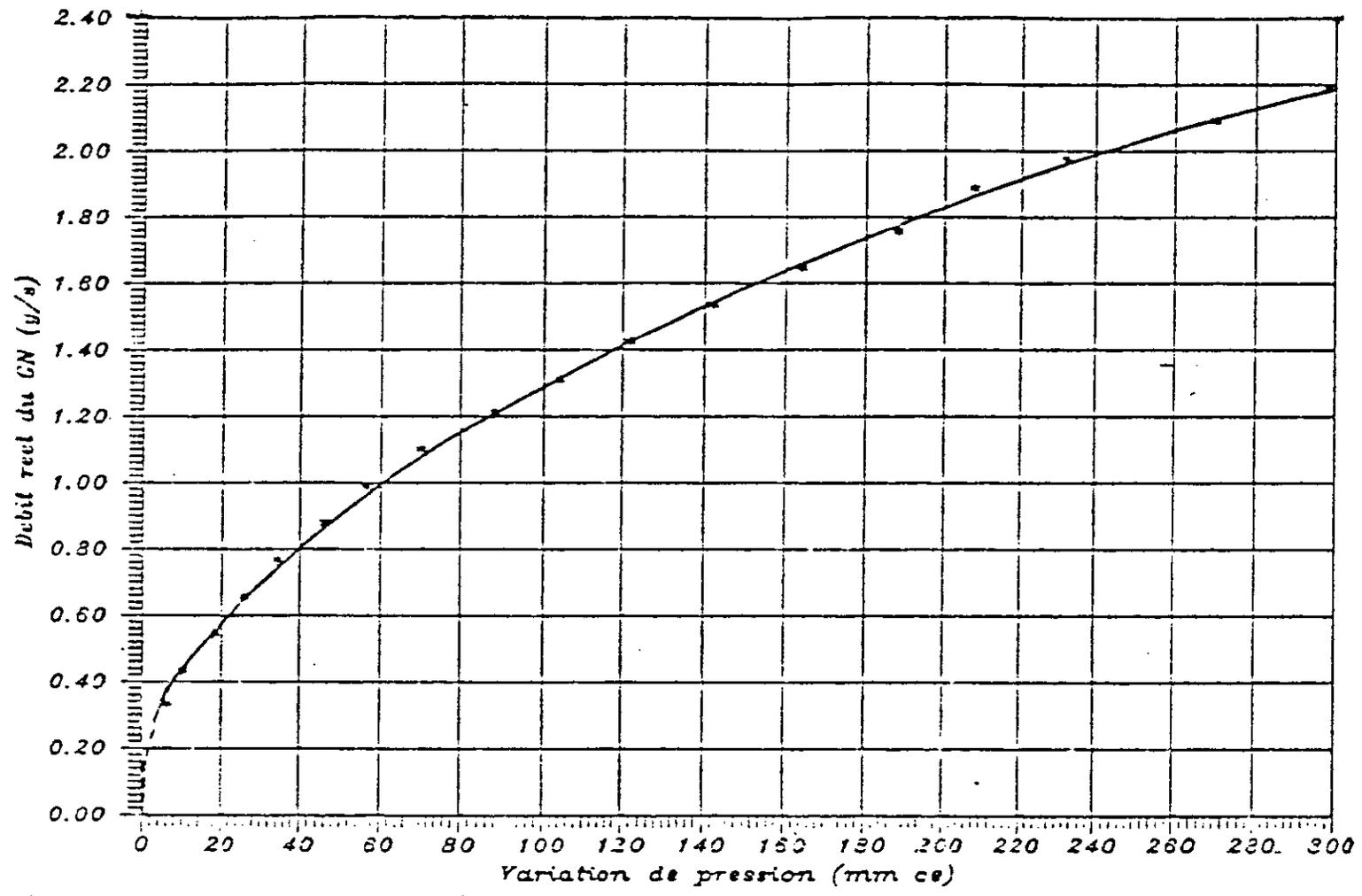


Fig. V.1 - Courbe d'etalonnage du debitmetre
à gaz

V.4. MISE EN MARCHÉ DU MOTEUR

Tout d'abord, on a constaté la défectuosité du moteur existant (R16). Sa remise en état a nécessité beaucoup de réparations les plus urgentes telque le changement des chemises pistons , des bougies , des joints , le rodage des soupapes et la rectification du vilebrequin.

5.4.1. Tableau chronologique des travaux expérimentaux

Opération	Date
Nettoyage du labo-moteur	20/12/95
Démontage du moteur	28/12/95
Rodage des soupapes	20/04/96
Début de montage du moteur	18/05/96
Fin du montage du moteur	28/05/96
Rodage du moteur	30/05/96
Début des essais	06/06/96

5.4.2. Remontage du moteur

Contrairement aux travaux de démontage qui paraissent d'une simplicité relative, les opérations de remontage quant à elles, sont beaucoup plus délicates car il faut porter une attention soutenue au positionnement exact des différents organes et à leur parfaite propreté, elles sont plus longues également car elles exigent l'exécution de réglage rigoureux et les vérifications au fur et à mesure du remontage du bon fonctionnement des pièces déjà assemblées.

- a - Montage du vilebrequin
 - placer les coussinets de paliers
 - huiler les coussinets
 - huiler les tourillons de vilebrequin
 - placer les quatre chapeaux en respectant les repères faits au montage

NB : - jeu latéral : 0,05 à 0,23 mm
- couple de serrage de vis de chapeau palier = 6,5 m.kg

- b - Montage du volant : avec un couple de serrage de 5 m.kg
- c - Montage de l'ensemble chemises-pistons
- d - Rodage des soupapes
- e - Montage de la culasse avec un couple de serrage de 7,5 à 8 kg.m
- f - Réglage de la distribution
- g - Rodage du moteur : se fait à vitesse relativement faible
- h - Détartrage du radiateur

V.5- ESSAIS ET MESURES:

Une fois le moteur étant convenablement rodé et en état de marche normale, en le reliant à l'arbre du rotor et en l'alignant correctement, en commençant les essais par :

- Accoupler toutes les commandes et les canalisations.
- S'assurer que le banc soit suffisamment maintenu sur son socle en contrôlant le serrage des éléments d'assemblage.
- positionner l'aiguille du cadron p du peson à zéro et s'assurer que l'indication est exacte après plusieurs oscillations du bras.
- Ouvrir entièrement la vanne d'admission d'eau du frein ainsi que la vanne d'arrivée d'eau de refroidissement du moteur.

V.5.1-Essais à l'essence :

Après avoir ouvert le robinet d'essence pour obtenir l'alimentation avec le réservoir principal, et mettre le moteur en marche.

- Positionner la manette d'alimentation sur un régime.
- Actionner le volant des vannes réglant la charge.
- Prendre les résultats pour différentes vitesses de moteur.

Essai du : 06/06/1996.

Patin 0.0131 bar $T_{amb}=20^{\circ}c$

Carburant: Essence { $P_{ei}=10400 \text{ kcal/kg}$, $\rho=0.74 \text{ g/m}^3$ }

Gicleur : { Essence:145 , Air:40 }

Diamètre d'orifice d'air $d=44 \text{ mm}$.

V.5.2 -ESSAIS AU G.N.C :

Les essais au G.N.C s'effectuent par le changement du carburant du moteur (essence par G.N.C) on faisant les opérations suivantes:

- Ouvrir les bouteilles de GN Comprimé.
- Placer le commutateur pour permettre l'arrivée du GNC.
- démarrer le moteur et refaire le reste des opérations avec l'essence.

Essai du : 07/06/1996 .

Patm 0.0131 Tamb 20°C

Carburent: G.N.C { $P_{ci}=11672.08$, $\phi=0.83$ à 273 k }

Gicleur : { G.N.C: 57 , Air: 40 }

En premier lieu on va essayer d'établir les caractéristique d moteur fonctionnant à l'essence et au GNC et cela pour des régimes de 30 % et 50 % de la pleine charge. On aura ainsi les courbes P_r (N), C_e (N), C_s (N), Ch (N) et Ng (N).

On notera par "X" la pleine ouverture de papillon de carburation et par 50%X une ouverture au 50% de la pleine ouverture, etc....

Ensuite, on va établir les variation de richesse et de rendement volumétrique pour un régime de 50% X et ceci pour le fonctionnement au GRC.

REMARQUE.

AU moment , où nous étions entrain d'établir les résultats d'essais sur le moteur , pour le régime 75% X , nous avons enregistré l'arrêt du moteur à cause de la défectuosité préalable de bielles que nous n'avons pas pu les changer à cause de leurs non disponibilités.

REGIME 3 : (connat à l'essence)

Réultats d'essai :

N (tr/min)	P (kgf)	L (m)	Qc (g/s)	Thc (°c)	Tcc (°c)	Tac (°c)	Tac (°c)
900	3.82	126.0	0.58	60	39	50	320
1200	3.35	122.0	0.60	57	40	49	320
1400	2.07	116.5	0.63	53.5	39.5	47.5	310
1600	1.51	112.2	0.65	50	39	45.5	310
1800	0.9	104.9	0.70	48.1	38.5	44	310

Caractéristiques du moteur :

N (tr/min)	C (kg.m)	P (cv)	Cv (g/cv.h)	Ch (m ³ /h)	mg
900	2.73	3.34	603.74	2.85	0.0998
1200	2.4	4.02	537.31	2.95	0.1130
1400	1.48	2.89	784.77	3.08	0.0774
1600	1.08	2.41	970.95	3.20	0.0620
1800	0.64	1.62	1555.55	3.43	0.0390

REGIME 5 : (essai à l'essence)

Resultats d'essais:

N tr/min	F kg f	t (s)	Qc (g/s)	The (°c)	Tee (°c)	Tse (°c)	Tge (°c)
1100	8.80	64.8	1.14	66.00	37.0	48.5	350
1500	8.95	55.4	1.33	67.50	45.5	51.0	360
1900	8.20	48.95	1.51	65.00	45.0	54.5	350
2100	7.70	46.70	1.58	60.00	43.5	56.0	350
2300	7.02	41.25	1.79	56.00	43.0	58.0	350

Caractéristiques du moteur:

N (tr/min)	C (kg.m)	P (cv)	Cs (g/cv.h)	Ch (m3/h)	ng
1100	7.01	10.78	320.70	5.55	0.159
1500	6.40	13.42	365.78	6.50	0.170
1900	5.87	15.58	348.90	7.35	0.174
2100	5.51	16.17	351.76	7.70	0.172
2300	5.02	16.14	399.25	8.72	0.152

REGIME 3: (essai au GNC)

Résultats d'essai:

N (tr/min)	P (kgf)	H (mmce)	Q_c (g/tr)	T_{hc} (°c)	T_{cc} (°c)	T_{ce} (°c)	T_{ce} (°c)
850	1.92	12	0.45	64	43.0	52.0	350
1000	1.35	11	0.44	63	44.5	52.0	350
1100	0.95	10	0.43	62	45.0	51.0	360
1200	0.58	09	0.42	61	45.0	50.0	350

Caractéristiques du moteur:

N (tr/min)	C (kg.m)	P (cv)	C_n (g/cv.h)	C_h (m ³ /h)	η
850	1.7	1.36	993.86	0.0040	0.054
1000	0.96	1.35	1173.33	0.0058	0.046
1100	0.68	1.04	1488.46	0.0060	0.036
1200	0.44	0.74	2043.24	0.0076	0.026

Régime 5: (essai au GNC)

Résultats d'essai:

N (tr/min)	F (kaf)	H (mmce)	Qc (g/h)	T _{he} (°c)	T _{ce} (°c)	T _{oe} (°c)	T _{ae} (°c)
1100	7.15	32	0.72	86	50.0	64.5	390
1300	7.30	32	0.72	86	52.0	63.5	400
1500	6.90	38	0.78	85	52.0	63.0	410
1900	5.25	40	0.80	83	50.0	62.0	400
2300	3.00	34	0.77	82	49.0	60.0	400
2500	2.32	34	0.77	81	48.0	60.0	410
3000	0.90	35	0.75	82	47.0	58.0	420

Caractéristiques du moteur:

N (tr/min)	C (kg.m)	P (cv)	C _u (g/cv.h)	C _h (m ³ /h)	nc
1100	5.12	7.86	329.77	0.0031	0.164
1300	5.22	9.49	273.12	0.0031	0.198
1500	4.94	10.35	271.30	0.0033	0.199
1900	3.75	9.97	288.86	0.0034	0.187
2300	2.14	6.90	401.70	0.0033	0.134
2500	1.66	5.80	477.93	0.0033	0.113
3000	0.42	2.70	1000.00	0.0032	0.054

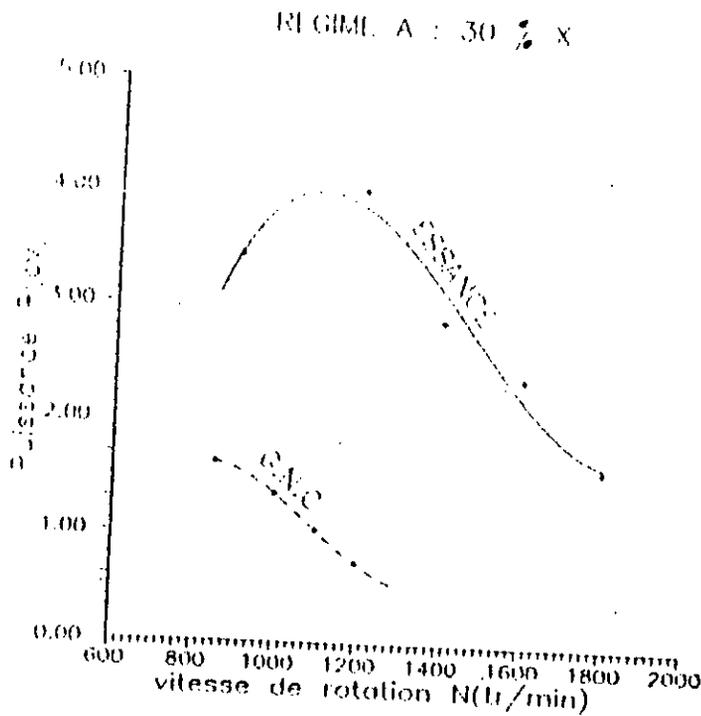
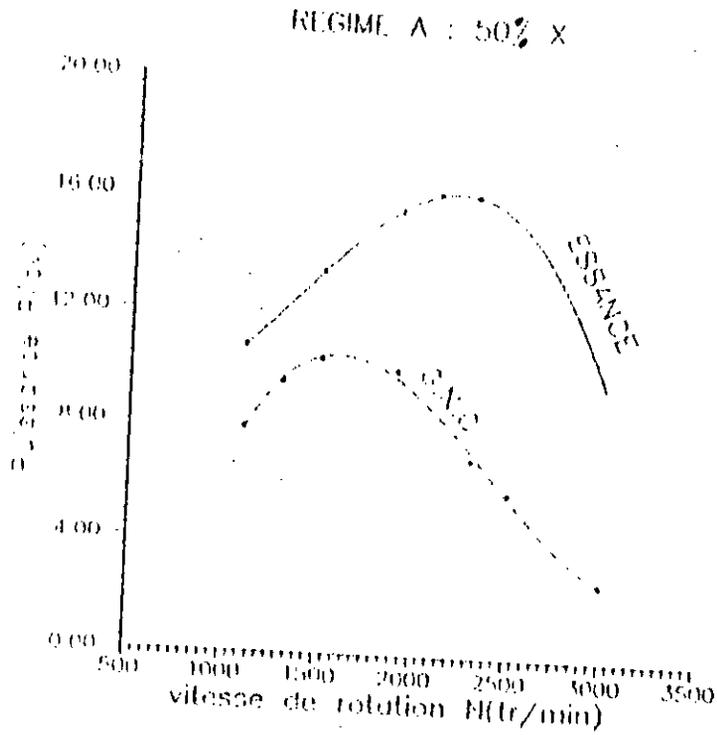
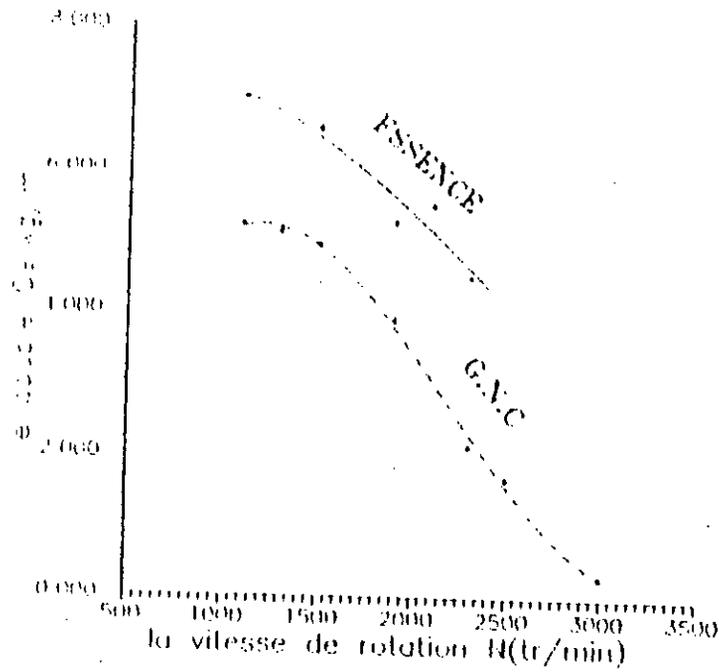


FIG (V.4) : COURBE DE VARIATION DE PUISSANCE DU MOTEUR

REGIME A : 50 % X



REGIME A : 30 % X

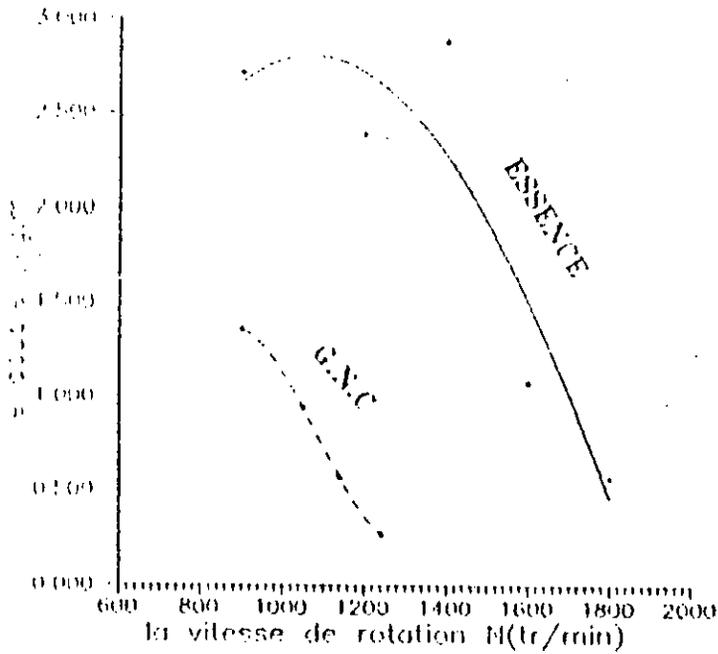
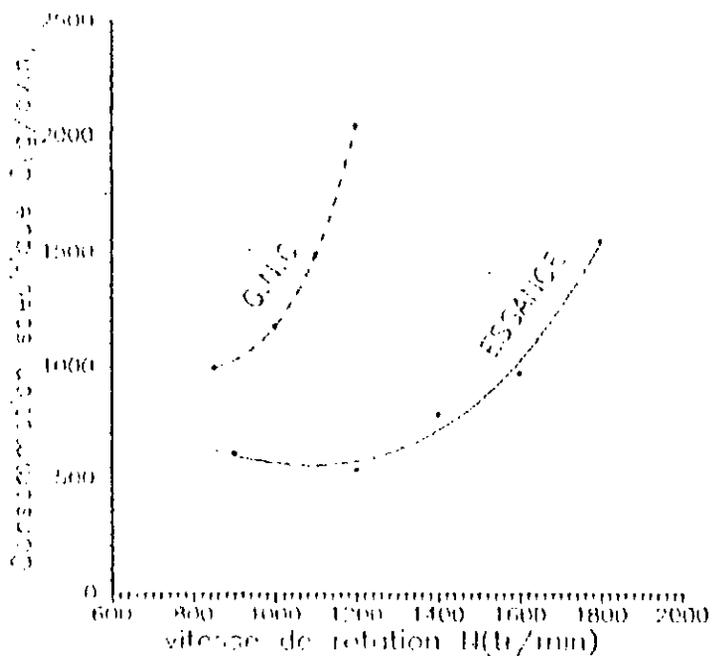


FIG (V.5) : COURBE DE COUPLE DU MOTEUR

REGIME A : 30 % X



REGIME A : 50 % X

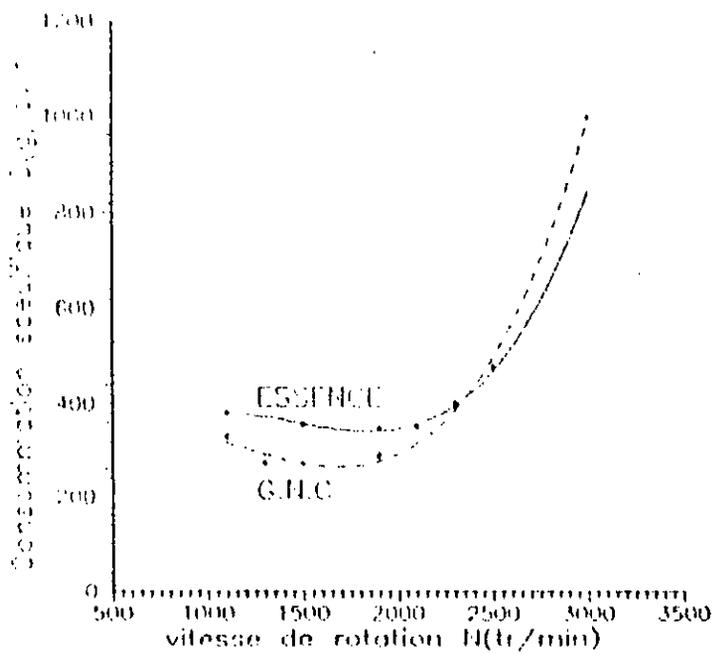
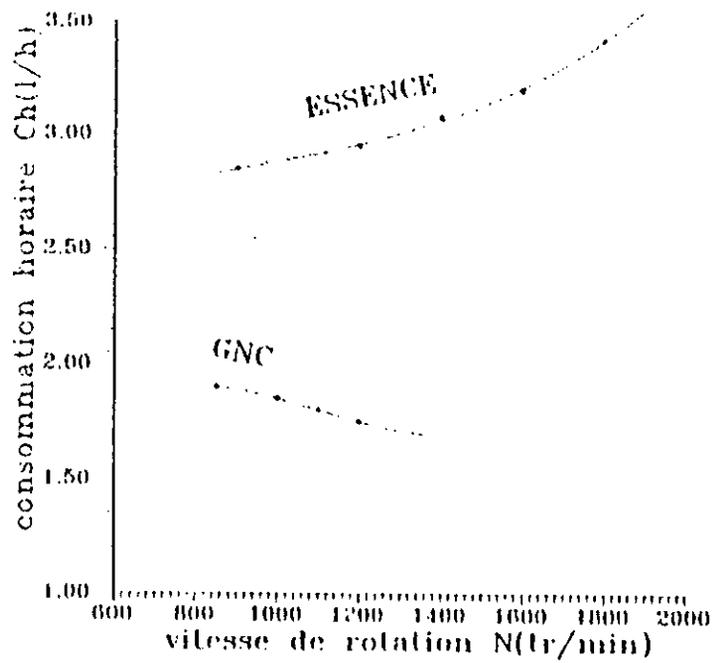


FIG (V.6): COURBE DE CONSOMMATION SPECIFIQUE

REGIME A : 30 / X



REGIME A : 50 / X

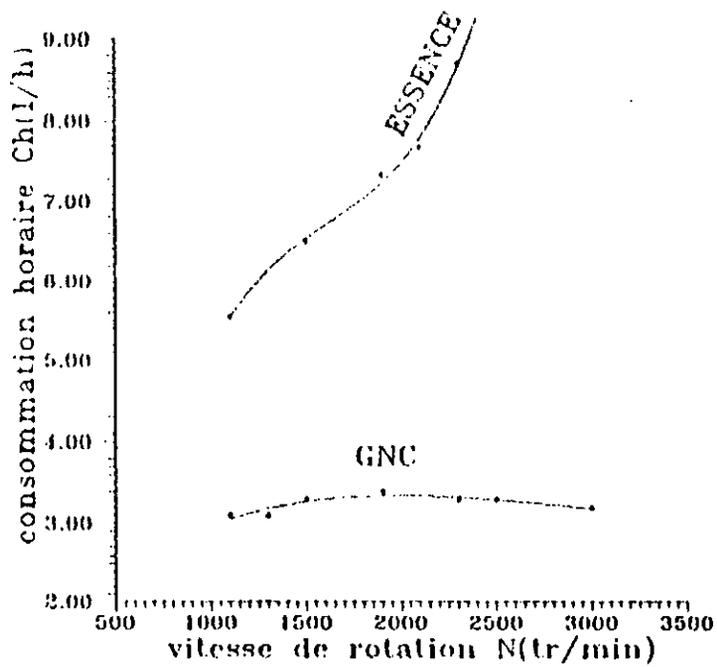


FIG (N.7): COURBE DE CONSOMMATION HORAIRE

REGIME A : 50 % X

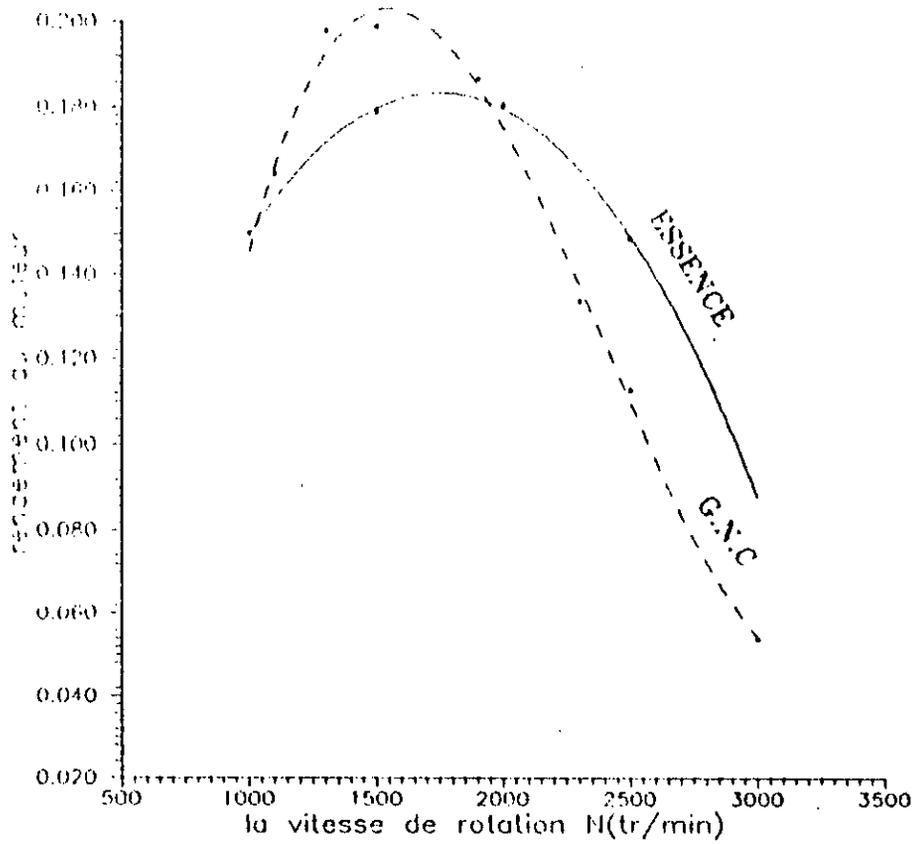


FIG (V.8) : COURBE DE RENDEMENT DU MOTEUR

REGIME A : 30 % X

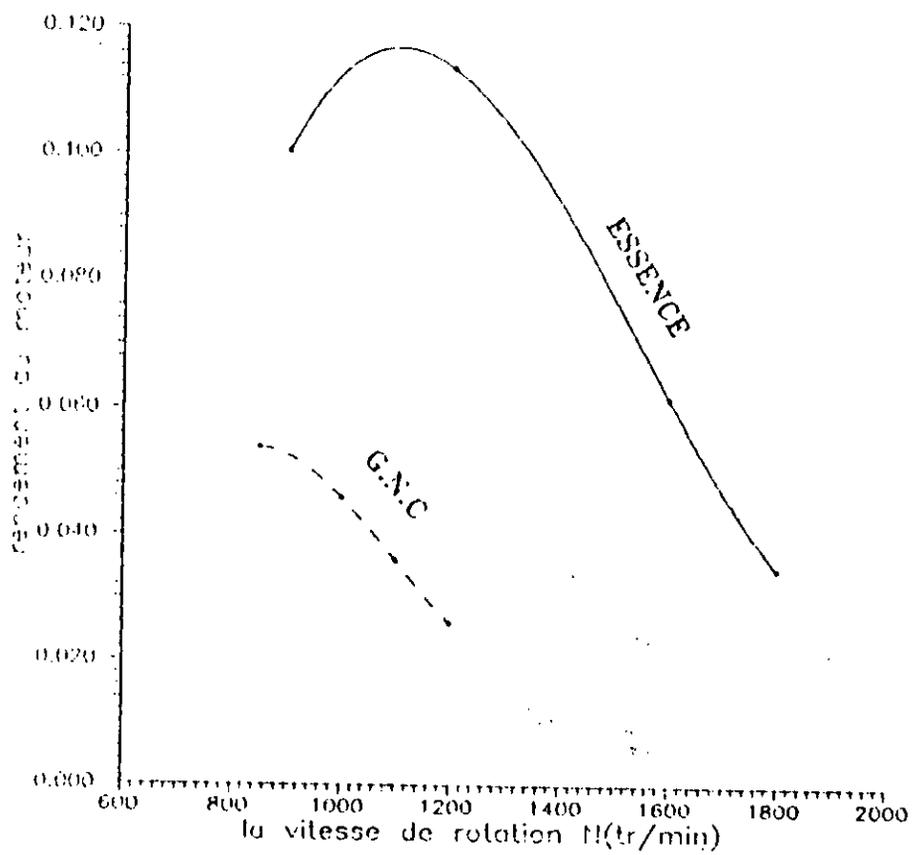


FIG (V.9) : COURBE DE RENDEMENT DU MOTEUR

V.6 - Etude de la richesse et de taux de remplissage en fonction du régime du moteur

Pour la vérification de la plage de fonctionnement et l'influence des différentes modifications

à l'admission (vis de réglage) une étude de la variation de la richesse et du taux de remplissage est nécessaire

V.6.1- Le taux de remplissage

le rendement volumétrique par cycle et par cylindre est égale :

$$\eta_v = \frac{D_{air} + D_{gaz}}{V \cdot N \cdot n_c} \quad (5.13)$$

avec :

D_{air} : débit d'air (l/min)

D_{gaz} : débit de gaz (l/min)

V : le volume total du cylindre

$$V = v + C_u = 0.0483 + 0.3675 = 0.4158 \text{ l}$$

avec :

v : le volume mort

done :

$$\eta_v = (D_{air} + D_{gaz}) / 0.4158 \cdot 4 \cdot N$$

$$\eta_v = (D_{air} + D_{gaz}) / 1.663 \cdot N$$

V.6.2- la richesse du mélange

$$R = (m_c + m_{air}) \cdot V_m \quad (5.14)$$

avec :

$$m_c = (D_{gaz} \cdot \rho_{GAZ}) / 60 \cdot N \quad (5.15)$$

$$m_{air} = (D_{air} \cdot \rho_{AIR}) / 60 \cdot N \quad (5.16)$$

done on aura :

$$R = \left[\frac{D_{gaz} \cdot \rho_{GAZ}}{D_{air} \cdot \rho_{AIR}} \right] \cdot V_m$$

V_m : pouvoir comburivore

ici :

$$V_m = 16.67 \text{ kg/ kg}$$

$$\rho_c = 0.915 \text{ g/l}$$

$$\rho_{AIR} = 1.29 \text{ g/l}$$

d'où :

$$R = (D_c \cdot 0.915 \cdot 16.67) / D_{air} \cdot 1.29$$

done :

$$R = 11.83 \cdot (D_c / D_{air}) \quad (5.17)$$

Tableau (V.2) de richesse et du rendement volumétrique
(essai au GNC 50% X)

N (tr /min)	D air (l/min)	D gaz (l/min)	R	n_v
1100	8.062	0.786	1.15	+0.0048
1500	9.310	0.852	1.01	+0.004
1900	9.310	0.874	1.11	+0.0032
2300	9.876	0.841	1.007	+0.0028
2500	10.480	0.830	0.94	+0.0027
3000	10.387	0.808	0.92	+0.0023

CHARGE à 50% X

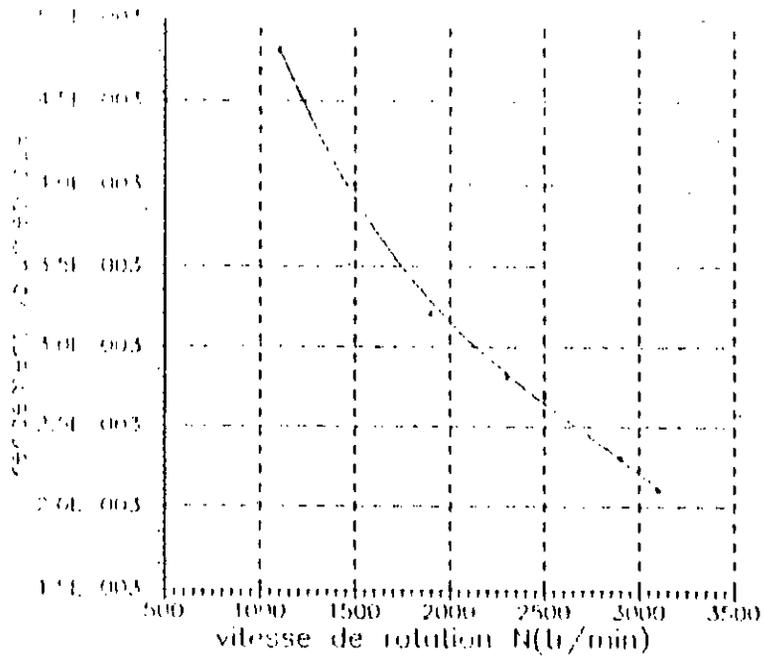


FIG (V.40) : COURBE DE VARIATION DU RENDEMENT VOLUMETRIQUE

CHARGE à 50% X

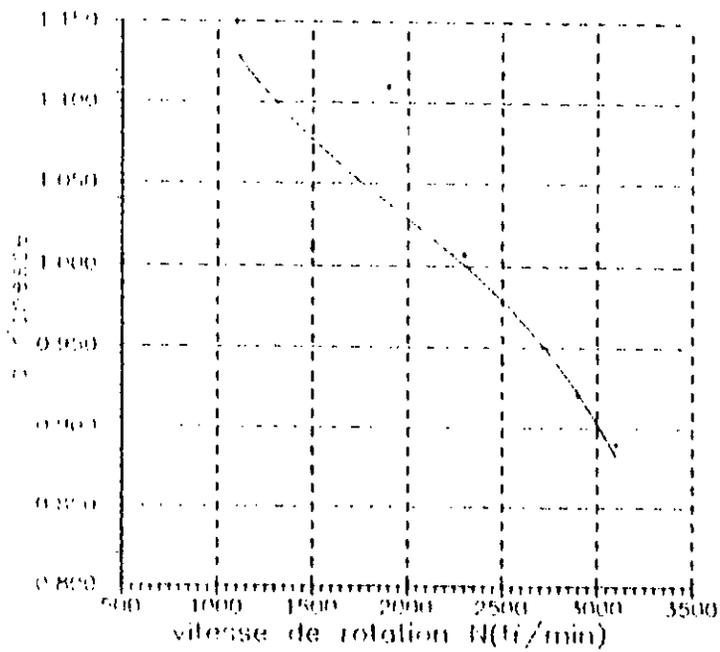


FIG (V.41) : COURBE DE VARIATION DE LA RICHESSE

V.7. INTERPRETATION

La comparaison des performances a porté principalement sur la consommation horaire , la puissance et le rendement du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

Les résultats des essais obtenus ne représentent que les charges 30% et 50% de la charge maximale . Cependant elles ne nous avaient pas permis de faire une meilleure interprétation pour différentes charges (de 30% X à 50% X) .

5.7.1- PUISSANCE

Les figures (v.4), (v. 4') montrent la variation de la puissance en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin . On constate une perte de puissance du moteur alimenté en gaz naturel ,de l'ordre de 50% aux faibles régimes (régime de ralenti) et de 30% aux régimes moyens (accélération moyenne) par rapport au moteur alimenté en essence. Ceci est dû aux faibles taux de remplissage des cylindres pour le moteur fonctionnant au G.N.C (de l'ordre de 0.003 pour les faibles accélérations).

Aux bas régimes les pertes thermiques augmentent en valeur relative ,car le temps de contact des gaz chauds avec les parois du cylindre est plus élevé et entraînent ainsi une diminution de la pression d'admission obligeant en conséquence la réduction de la puissance.

Cette perte peut être compensée d'une part , par une conception nouvelle de la chambre de combustion (augmentation du taux de turbulence) [11] , et d'autre part, par l'augmentation du taux de compression ou de fonctionnement du moteur (la richesse , la vitesse de l'écoulement , l'avance à l'allumage....).

5.7.2- CONSOMMATION HORAIRE

Les figures (v.7), (v.7') présentent les courbes de la consommation volumique du carburant en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin . On constate que la consommation en gaz naturel est presque la moitié de la consommation de l'essence ,et en particulier pour les faibles régimes. Cette consommation représente un aspect économique très intéressant . En effet, le gaz est beaucoup moins cher par rapport à l'essence , et le calcul économique nous donne :

1 litre de GNC à 200 bar coûte: 0.85 DA . (d'après SONELGAZ)

1 litre d'essence super coûte : 17 DA . (d après SONATRCH)

Ce qui nous donne un rapport de 40 (c.à.d , une consommation de 40 DA d'essence correspond à une consommation de 1 DA de GNC pour une même accélération).

5.7.3- RENDEMENT DU MOTEUR

La figure (V.8), présente un rendement du moteur en fonction de la vitesse de rotation. On constate que pour les accélérations moyennes le moteur alimenté en GNC ,arrive au même rendement que celui de l'essence mais avec un décalage de vitesse de rotation du vilebrequin. Par contre , on enregistre une perte relativement élevée du rendement pour les faibles accélérations (de l'ordre de 55% par rapport à l'essence) . *fig (v.8)*

En effet , la chute de la puissance et l'augmentation de la consommation horaire sont à l'origine de la décroissance du rendement pour les régimes relativement élevés .

CHAPITRE VI
PARTICULARITES DES MOTEURS A GAZ

CHAPITRE VI

PARTICULARITES DES MOTEURS A GAZ

6-1 - Fonctionnement en mélange pauvre

Les conditions optimales de la combustion correspondent à un rapport air-gaz stoechiométrique, c'est-à-dire à un mélange où la quantité d'air est juste égale à la quantité théorique nécessaire à la combustion complète. Dans ces conditions, les températures sont les plus élevées et la tendance à la détonation la plus forte.

Avec des mélanges riches ou pauvres, le mélange non brûlé est moins réactif et il y a moins de détonation.

Si l'on fonctionne avec un rapport stoechiométrique et qu'à partir de là on enrichit le mélange, la quantité de NO_x diminue car il y a moins d'oxygène disponible et donc des températures plus faibles d'oxydation de l'azote. Si l'on appauvrit le mélange, la teneur en NO_x diminue car l'excès d'air fait chuter la température de combustion. Des solutions semblent simples, mais malheureusement les mélanges riches font augmenter la consommation spécifique, augmenter la teneur en CO et HC (imbrûlés).

Il n'est donc pas possible de fonctionner économiquement ni proprement en mélange riche. C'est à cette voie que les constructeurs ont choisi en développant des moteurs à mélange pauvre « Lean-burn-engines » (CATERPILLAR - AVL - WARTSILA SACM DIESEL - GENERAL MOTORS ...)

6.2- Critères d'adaptation des moteurs au gaz naturel

Tous les moteurs alternatifs à combustion interne, sont conçus et construits en fonction d'un ensemble précis de critères comprenant la puissance, la taille, le poids, les pressions de combustion, les débits et températures d'échappement, la consommation de carburant, la fiabilité, la facilité de maintenance, le coût de fabrication et d'exploitation.

C'est pourquoi l'utilisation de mélanges pauvres destinés à réduire NO_x, CO, HC affecte beaucoup les critères choisis initialement et demande bien plus qu'un simple réglage de carburation mais bien une nouvelle conception du moteur et des modifications technologiques importantes.

6.2.1- Homogénéité du mélange

Le piston des moteurs mélange pauvre possède une chambre de combustion particulière (fig 6.4). Cette modification crée une forte turbulence qui favorise l'homogénéité et la réalisation d'une combustion complète sans détonation.

6.2.2 - Alimentation

Dans le cas d'un gaz à une pression supérieure à 2 bar , on peut utiliser un carburateur à membrane de marque « Impeco » (fig 6.3) . Ce carburateur, grâce à une membrane équipée d'une ogive doseuse , permet d'obtenir une richesse constante sur toute la plage de fonctionnement pour un rapport de pression donné entre air et gaz à l'entrée du carburateur. Pour assurer le réglage de ce rapport , on utilise un régulateur à membrane asservi à la pression d'air

La différence de pression pour le méthane est $AP = P_{\text{gaz}} - P_{\text{air}} = 150 \text{ mmclE}$.

Le carburateur Impeco ne peut être asservi à une sonde λ . Il est utilisé sur moteurs fonctionnant dans les pays où la réglementation anti-emissions n'est pas sévère et le réglage doit être simple. Dans le cas de gaz à des pressions faibles (inférieure à 1 bar) ,on utilise un carburateur venturi DELTEC (fig 6.3) . Ce carburateur peut être asservi à une sonde λ ,il est systématiquement utilisé

en Europe où la réglementation est très sévère et l'on peut utiliser des réglages et outillages sophistiqués. [11]

6.2.3 - Allumage

Un mélange pauvre est difficile à enflammer car la concentration de gaz entre les électrodes est réduite . Dans ce but on cherche à produire aux bougies des étincelles des plus grandes dimensions possible.

L'étincelle a couramment les caractéristiques suivantes:

Longueur : 0.6 à 0.7 mm

Durée : 0.5 à 1.5 ms

Energie : 5 à 40 mj (millijoules)

Tension entre électrodes : 5 à 20 Kv

Pour donner une efficacité suffisante à l'inflammation du mélange pauvre , on doit avoir une étincelles de 1.2 mm au lieu de 0.6 ou 0.7 mm qui durent 3 ms au lieu de 1.2 ms [16]

Mais l'écartement des électrodes des bougies accroît la résistance du circuit d'allumage R qui passe par la bobine , l'énergie absorbée par effet de joule : $R I^2 t$ augmente puisque R augmente on a :

$$L.I^2/2 = R.I^2.t \quad (6.1)$$

avec :

R : résistance du circuit secondaire [Ω]

I : l'intensité du courant secondaire [A]

L : l'inductance propre de la bobine[Henry]

t : durée de l'étincelle(s)

on tire de (6.1) :

$$t = L / 2.R \quad (6.2)$$

on voit que la durée de l'étincelle est inversement proportionnelle à la résistance du circuit secondaire donc à la longueur de l'étincelle . Plus l'étincelle est longue moins elle dure.

Quant à augmenter L pour accroître t on se heurte aux dimensions de la bobine : rayon , longueur, nombre de spires .

Certains constructeurs utilisent un système d'allumage « ALTRONIC » (fig 6.4) , comprenant soit une magnéto base tension , soit un module électronique (200 v) à décharge capacitive et avance réglable , une bobine haute tension pour chaque bougie . La tension entre les électrodes est de 3 à 6 Kv à vide est 10 à 20 Kv en charge.

6.2.4 - Calage d'allumage

Le fonctionnement en mélange pauvre pénalise le processus de combustion . En effet , dans ces conditions la vitesse de propagation de la flamme est réduite , ce qui conduit à de plus grandes durées de combustion (il y aura risque de retour au carburateur). Pour compenser cet effet , on recale la combustion de façon optimale , de plus grande avances à l'allumage doivent être choisies.

Généralement , l'avance est de 3 à 7 dv [14] par rapport à celle des moteurs à Essence .

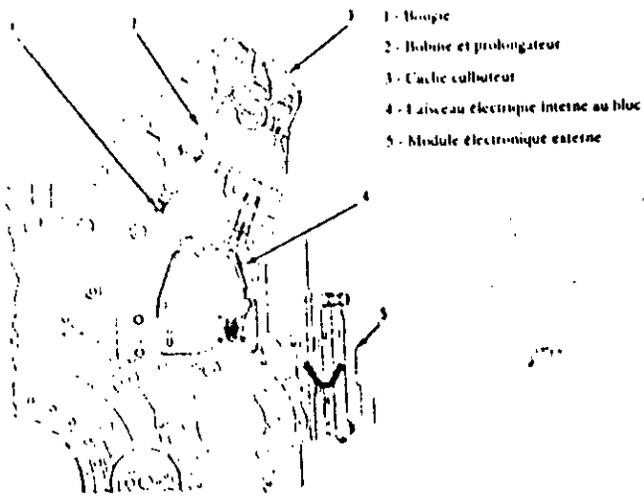


Fig. 6.1. — Moteur Caterpillar à gaz type 3500 à mélange pauvre

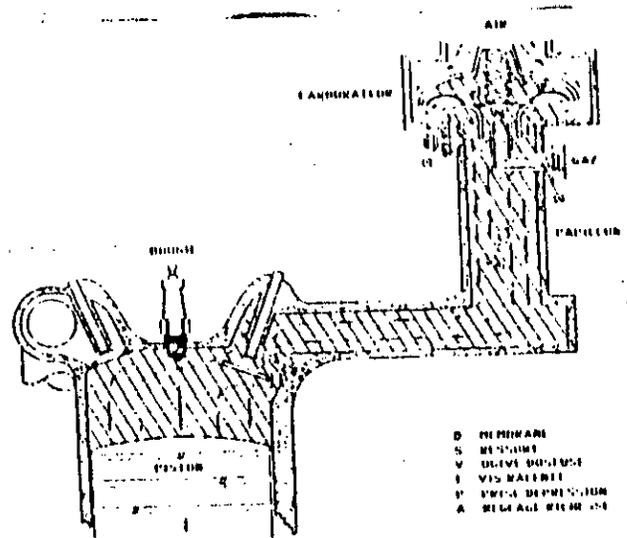


Fig. 6.2. — Principe de fonctionnement d'un moteur à gaz

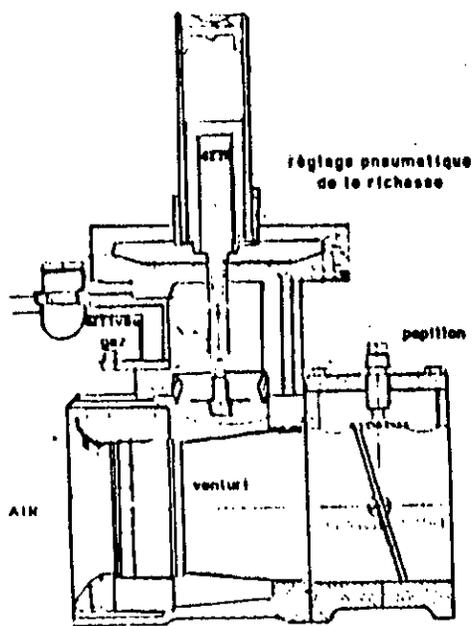


Fig. 6.3. — Carburateur Deltec à venturi

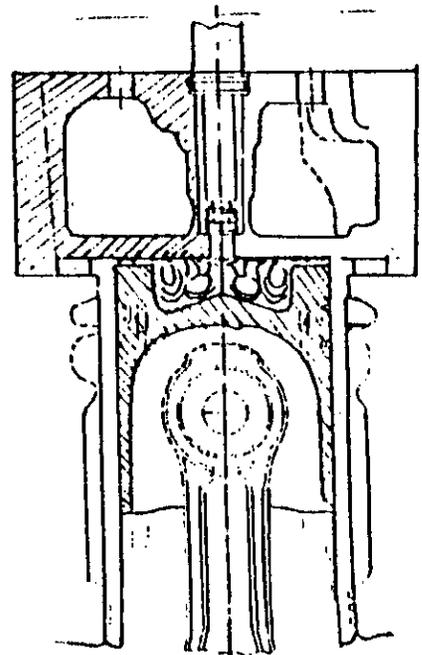


Fig. 6.4. — Piston d'un moteur Caterpillar à gaz type 3500. Effet de turbulence

VII- CONCLUSION GENERALE

Ce modeste travail nous a permis en premier lieu de connaître l'intérêt de l'utilisation de gaz naturel dans les moteurs à allumage commandé, car il représente une filière intéressante sur les trois plans : économique, énergétique et écologique. Sur ce dernier point, les capacités du moteur (G.N) lui permettent d'obtenir directement des taux d'oxyde d'azote égaux ou meilleurs que ceux du pot catalytique à trois voies. On donne les principaux résultats obtenus par les laboratoires de recherche C.N.R.S [17] lors de la mise au point d'un moteur de 185 kw. Ce moteur descend à 2 g/kwh de NOx en service normal.

D'autre part les écarts de performances entre les versions G.Net ESS s'accompagnent d'un gain de consommation spécifique et de rendement à puissance égale au profit de G.N.

Les expériences de laboratoire ont montré que les plus grandes pertes se situent dans la zone des vitesses de rotation faible (régime de ralenti).Ceci est dû à l'irrégularité de fonctionnement du mélangeur aux bas régimes. Pour y remédier, l'emploi d'un carburateur à gaz permettant un réglage fixe de la richesse et améliorant la quantité de mélange admise est indispensable.

La principale difficulté de l'utilisation de G.N comme carburant pour les véhicules est son stockage. Des progrès technologiques ont été réalisés dans la fabrication des tubes haute pression par l'emploi des fibres de carbone actif, afin d'absorber une plus grande quantité possible [4]

Enfin, nous espérons bien avoir fourni le meilleur de nos moyens pour que ce mémoire servira de documentation utile à l'école. Toute fois, comme suite de ce modeste travail, nous proposons de faire une étude comparative sur le plan technico-économique, et cela pour les domaines du Transport urbain et de la cogeneration. Car ce dernier point suscite actuellement beaucoup d'intérêt, des études particulières sont effectuées par : BRITISH GAZ, Saem-wartsila,etc..., visant à satisfaire simultanément des besoins électriques et la demande de chauffage dans l'habitat à partir des chaleurs perdues du moteur à gaz.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] E.LA VENET . "le gaz , avenir de pétrole", science et vie, N° 906, mars 1993,pp. 99-102 .
- [2] P.ASSIMET . "Le gaz naturel dans le monde",Edition technip,Paris,1991.
- [3] Y.REYRAUD . Moteur à gaz ,technique de l'ingénieur , B 2920, 1986.
- [4] C.GUIBET . "carburant et moteur ", édition technip , Paris, 1987.
- [5] M.THELLEZ . "Analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne ",ENTROPIE N° 148,1989.
- [6] F.HABOUADI . "Alimentation d'un moteur stationnaire à deux temps par gaz butane -conversion et étude des performances", 1 colloque sur les moteur et l'énergétique GOME 96, BLIDA,1996.
- [7] G.S.M . "La combustion dans les moteurs d'automobile simulation,validation des moteur",Edition technip,paris,1991.
- [8] P.DAVERAT . "Moteur à gaz et cogénération",Revue générale de thermique,VOL . 14 N°383,1993.
- [9] M.BENBRAIKA . "moteur à combustion interne",ENPA :Département de Génie Mécanique , cours de 4 année , 1995.
- [10] Z.ANDREZEJEWSKI . "Coefficient de remplissage et taux des gaz résiduels", ENTROPIE N°134 , 1987.
- [11] M.BOUKABACHE . "Aide à la conception des moteurs",ENPA :Département de Génie Mécanique , thèse de doctorat,1992
- [12] A.ABDELMOUNEN . "Etude de l'adaptation d'un moteur à essence au gaz naturel ",ENPA :Département de Génie Mécanique,PFE,1980.

- [13] **B.SADIKOU** ."Mise en marche d'un moteur R16 " , ENPA : Département de Génie Mécanique, PFE,1987.
- [14] **C.MANSOUR** ."simulation des phénomènes internes d'un moteur à allumage commandé", ENPA : Département de Génie Mécanique, thèse de magistère, 1992.
- [15] **A.BOUFIDJELIN et F.BOUKADOUM** ."cycles thermodynamiques des moteurs à combustion interne ",ENPA : Département de Génie Mécanique , PFE,1993.
- [16] **P.BUREAU** ." L'automobile " ,L'équipement électrique et électronique ,VOL .4 Edition technip ,Paris,1980.
- [17] **M.CHATEAUMINOIS et F.HAROUDU** ." Moteur à gaz en limite pauvre contrôle des NOx et aspects particulier " , Revue générale de thermique ,Tome 34, N° 398 ,1995.

ANNEX I

```

*****
programme calculant les propriétés phisico-chimique
du gas naturel
*****
parameter (ro=8.3144)
read(1,m1,x(3),pci(3),m(3),mg,r,ro,dg,pci1,pci2,ds,a,cv(6),cv1,
hf,v,h(6),im(6),io(6),ime,ioc
open(1,file='mot.dat',status='old')
open(2,file='mot.res',status='unknown')
write(1,*)'donner les compositions volumetriques'
write(1,*)'x(1)=%CH4,x(2)=%C2H6,x(3)=%C3H8'
read(1,*) (x(i),i=1,3)
write(1,*)'donner le pouvoire calorifique de chaque constituant.'
read(1,*) (pci(i),i=1,3)
write(1,*)'donner la masse molaire'
read(1,*) (m(i),i=1,3)
read(1,*) (cv(i),i=1,3)
read(1,*) (h(i),i=1,3)
read(1,*) (im(i),i=1,3)
read(1,*) (io(i),i=1,3)
***** formule chimique*****
n=(x(1)+2*x(2)+3*x(3))/100
ml=(1*x(1)+6*x(2)+8*x(3))/100
write(2,*)'formule chimique globale'
write(2,*)'n=',n
write(2,*)'ml=',ml
write(2,*)'Cmml'
*****masse molaire *****
mq=12.011*n+1.008*ml
write(2,*)'masse molaire'
write(2,*)'mq=',mq
*****constante massique [kg/m3]*****
r=ro/ml
write(2,*)'constante massique'
write(2,*)'r=',r
***** masse volumique*****
ro=mg/22.4
write(2,*)'masse volumique'
write(2,*)'ro=',ro
***** densité par rapport à l'air *****
dg=ro/1.293
write(2,*)'densité par rapport à l air'
write(2,*)'dg=',dg
***** pouvoir calorifique*****
do 10 i=1,3
dq=(x(i)*m(i)*pci(i))/100
continue
pci1=s/mg
write(2,*)'pouvoir calorifique massique [kj/kg]'
write(2,*)'pci1=',pci1
***** pouvoir calorifique volumique*****
pci2=pci1*ro
write(2,*)'pouvoir calorifique volumique [kj/m3]'
write(2,*)'pci2=',pci2
*****dosage stochiometrique ds *****
a=n*ml/4
ds=mq/(a*4.76+28.84)
write(2,*)'dosage stochiometrique'
write(2,*)'ds=',ds
***** chaleur de vaporisation*****
do 20 i=1,3
dq=(10*m(i)*h(i))/100
continue

```


ANNEX II

ABAQUE

