

7/80

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**U.S.T.A**

**E**cole **N**ationale **I** Polytechnique d'**A**lger

Dpt : Génie MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

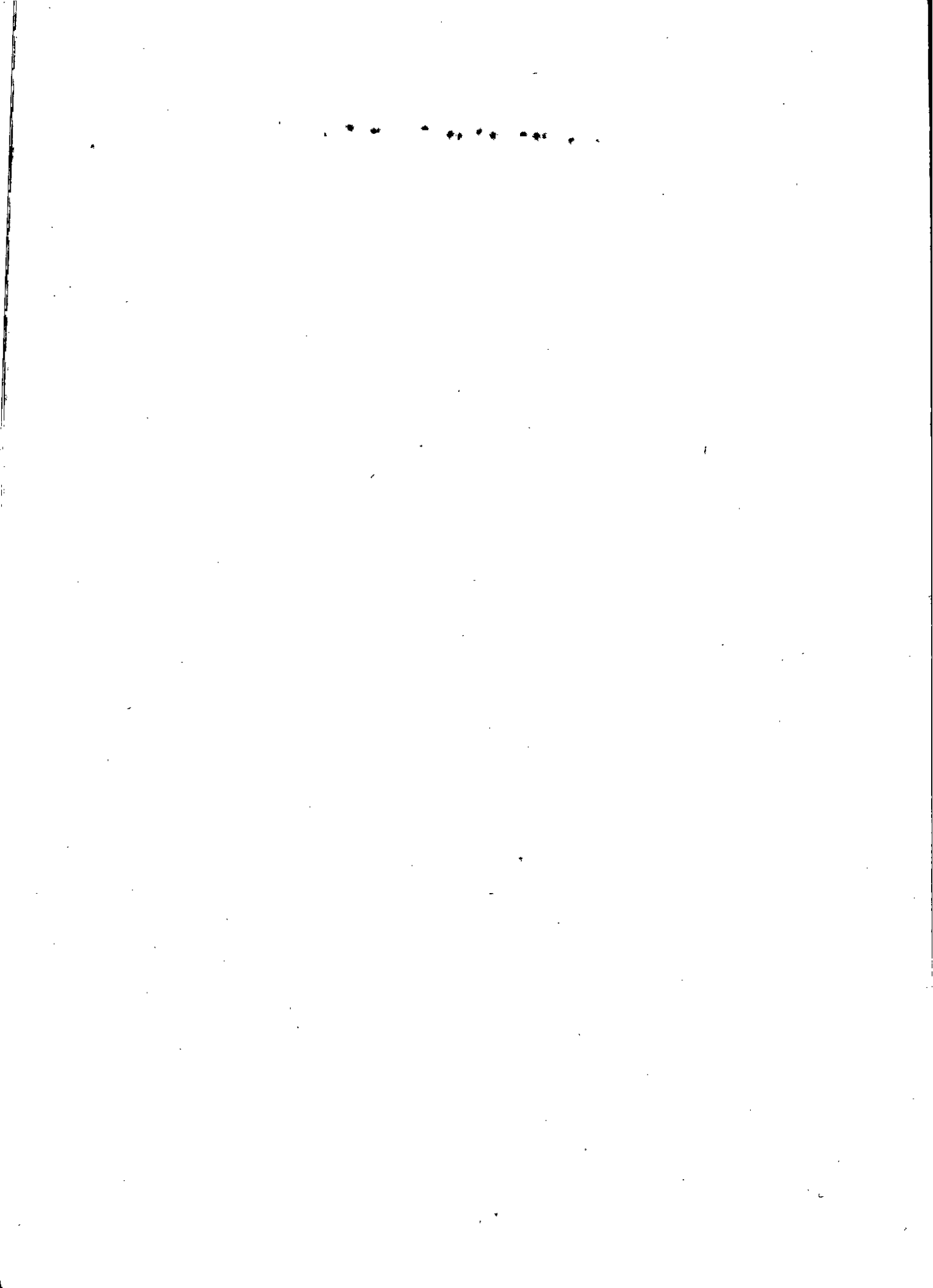
*Etude de l'adaptation d'un Moteur diesel pour les Combustibles Gazeux*

Sujet proposé par :  
Mr. C. DOBRE

etudié par :  
Mr. A. HAMLATI



promotion : Janvier : 1980



**U.S.T.A**

Ecole      Nationale      Polytechnique

Projet de fin d'étude

ETUDE DE L'ADAPTATION D'UN  
MOTEUR DIESEL POUR LES  
COMBUSTIBLES GAZEUX

Etudié par      HAMLATI A.  
Proposé par      M. DOBRE C.

PROMOTION JANVIER 1980

- Je prie Monsieur DOBRE de bien vouloir trouver toute ma reconnaissance ainsi que mes plus vifs remerciements pour tous ses conseils et soins qu'il a bien voulu ménager tout au long de cette étude.
- Je remercie également toutes les personnes qui m'ont aidé pour l'élaboration de ce travail, je cite :
  - Mr. ABDELMOUMEN Abdelhak (étudiant S10)
  - Mr. SANHADJI Mohamed (Tournem)
  - Mr. BOUFROURA Mahmoud (Mécanicien)
  - Mr. BENAFLA Abdelkader (Magasinier)
  - Mr. IDIR Ali (Magasinier)

Hamlati

# SOMMAIRE

• Sommaire	1a
• Avant propos	2
• Introduction	3
• Chap. I Caractéristiques des combustibles gazeux	4
- Composition	4
- Masse volumique	6
- Pouvoir calorifique	8
- Indice d'octane et taux de compression	11
- Chaleur latente de vaporisation	10
- Stockage	11
- Avantages généraux des combustibles gazeux	12
- Choix du combustible gazeux et ses caractéristiques	13
• Chap II. Problèmes généraux relatifs à l'utilisation du gaz dans le moteurs diesels	16
- Conversion des moteurs diesels	16
- Combustion	17
- Allumage	21
- Taux de compression	22
- L'usage dans les moteurs à gaz, 4 temps	24
• Chap III. Conversion du moteur Diesel Interne au gaz naturel	27
- Construction du mélangeur	27
- Conversion du moteur, allumage	28

- Diminution du taux de compression	28
- Démontage et réglage du moteur diesel et diesel-gaz	38
- Installation d'alimentation en gaz et sécurité	41
• Chap IV - Caractéristiques numériques du cycle diesel 4 temps	43
• Chap V - Caractéristiques numériques du cycle diesel-gaz 4 temps	53
- Étude du cycle diesel-gaz	53
- Annexe au calcul thermique	62
• Chap VI - Essais pratiques sur banc	65
• Conclusions - Suggestions	70
• Bibliographie	73
• Appendice	

## AVANT-PROPOS

Au moment où la crise du pétrole bat son plein, où la réglementation de la pollution devient de plus en plus sévère, et où les problèmes d'économie se posent avec acuité, au lieu de chercher d'autres voies d'issue et d'autres combustibles pour réduire les émissions et améliorer les rendements de l'énergie utilisée, il est plus avantageux de se tourner vers les moteurs à gaz qui ne sont qu'une version des moteurs déjà existants et qui ne nécessitent pas une technologie nouvelle.

La simplicité des modifications a été reconnue et confirmée par de nombreuses études qui ont montré l'efficacité de faire fonctionner au gaz un moteur diesel.

Il est d'autant plus intéressant que dans de nombreux pays dont l'Algérie, le gaz est très abondant et sa consommation n'atteint pas celle du pétrole.

Ceci, ajouté aux traitements moins coûteux du gaz, entraîne pour ce dernier un prix de vente inférieur à celui de l'essence.

# INTRODUCTION

Le but de cette étude est de concevoir l'adaptation d'un moteur Diesel pour les combustibles gazeux.

Le moteur qui sera étudié est un moteur diesel INDENOR XDP 4.85 existant sur banc dans notre atelier de Mécanique.

L'étude développée ici traite des avantages à tirer des moteurs à gaz en vue de leur utilisation sur des véhicules industriels, taxis urbains ou moteurs stationnaires.



## LES GAZS

Avant de faire un choix sur le combustible gazeux à utiliser pour la cuisson, il est d'abord nécessaire de faire une étude sur les différents gazs et plus particulièrement les gaz naturels. Il existe plusieurs types de combustibles gazeux qui sont :

- le gaz naturel
- les gaz de pétrole
- le gaz de haut fourneau
- le gaz de gazogène
- le gaz de boue à coke

Pour l'instant, notre étude portera uniquement sur le gaz naturel et les gaz de pétrole, vu leur abondance en Algérie.

### 1. Composition

#### a. Le gaz naturel

Le tableau 1 donne les concentrations massiques des différents composants du gaz naturel algérien. On voit que le principal composant est le méthane, donc les éléments du gaz naturel sont :

...

		1000 m <sup>3</sup> d'acide	1000 m <sup>3</sup> d'hydrogène	1000 m <sup>3</sup> d'air sec
		10	7,85	6,64
		-	0,45	0,38
1	8,8	32,8	13,11	53,48
2	8,4	5,4	12,12	9,50
3	2,3	0,6	4,90	7,24
4	0,4	0,1	0,53	1,53
5	0,5	0,1	0,85	2,72
6	0,1	—	0,12	1,11
7	0,1	—	0,12	1,47
8	—	—	—	2,16
9	—	—	—	2,39
10	—	—	—	2,17
11	—	—	—	2,00
12	—	—	—	1,00
13	—	—	—	1,00

1000 m<sup>3</sup> d'air sec

1000 m<sup>3</sup>

1000 m<sup>3</sup>

... et le propane peuvent être utilisés

... à des pressions inférieures à 15 bars

... la composition du propane commercial

Tableau 3

Propane commercial	
% éthane $C_2H_6$	0,5 - 1
% propane $C_3H_8$	85 - 88
% propylène $C_3H_6$	11 - 14

Le tableau 3 donne les caractéristiques moyennes des produits commerciaux.

2. Masse Volumique

Tableau 4 : Masse Volumique des G.N.L selon leurs compositions

G.N.L	Masse Volumique kg/l
95% méthane 3,5% éthane	0,44
80% méthane 10% éthane 5% propane 5% butane 15% $C_4H_{10}$	0,50

température atmosphérique (°C)	-1	47		
densité à 20°C (kg/dm³)	0,573	0,5		
densité sous 1013 mbar à 20°C (kg/m³)	2,40	1,55		
chaleur latente de vaporisation	2,09	1,50		
chaleur calorifique de vaporisation	{ à 0°C (kcal/kg)	90	90	
	{ à 20°C (kcal/kg)	86	84	
limites d'inflammabilité	% dans l'air	{ supérieure	8,8	10
		{ inférieure	1,8	2
	% dans l'oxygène	{ supérieure	52	54
		{ inférieure	1,8	2,2

EN COMBUSTION STOECHIOMETRIQUE

Pouvoir comburifère 1m³ de gaz à 1013 mbar, 15°C	29,5	5
Volume des fumées par m³ de gaz		
fumées humides (m³)	31,8	10
fumées sèches (m³)	27,5	10
Teneur en CO₂ dans les fumées % Volume		

	en	kg
	1,48	
	1,481	
	1,562	0,502
	1,937	
Butane	2,09	0,573

pendant la masse volumique du gaz liquide à 15° est pour le méthane de 0,4 kg/l celle du méthane à l'état gazeux est de 0,72 g/l.

### 3. Pouvoir calorifique

La puissance disponible d'un moteur varie dans le même sens que le pouvoir calorifique. En général, plus le pouvoir calorifique est élevé, moins on utilise de combustible pour une puissance donnée. Cela nous permet d'avoir des mélanges pauvres pour des moteurs à pouvoir calorifique élevés.

Tableau 6 PCI des GNL et GPL algériens

	AZ	P
G		

CONSTITUANTS	PM	Vol. molaire Nm <sup>3</sup> /kmole	PCS (à 0°C, 1ata)			PCI (0°C, 1ata)		
			kcal/kmole	kcal/Nm <sup>3</sup>	kcal/kg	kcal/kmole	kcal/Nm <sup>3</sup>	kcal/kg
C <sub>1</sub>	16,04	22,38	213 280		13 297	191 796	8 570	11 957
C <sub>2</sub>	30,07	22,17	373 786		12 460	341 454	15 402	11 355
C <sub>3</sub>	44,09	21,84	531 804		12 062	488 275	22 368	11 075
i-C <sub>4</sub>	58,12	21,78	687 594		11 831	632 341	29 107	10 890
n-C <sub>4</sub>	58,12	21,50	689 290		11 860	635 859	29 526	10 940
i-C <sub>5</sub>	72,15	21,03	844 354		11 703	779 040	36 589	10 797
n-C <sub>5</sub>	72,15	20,86	846 916		11 738	781 059	36 892	10 825
C <sub>6</sub>	86,17	20,30	1 004 850		10 875			
C <sub>7</sub>	100,20							
C <sub>8</sub>	114,22							
CO <sub>2</sub>	44,01	22,26						
H <sub>2</sub>	4,00	22,42						
N <sub>2</sub>	28,02	22,40						
SH <sub>2</sub>	34,08	22,14	137 497		4 030			

Calcul PCS ou PCI  
en kcal/Nm<sup>3</sup>

$$\frac{\sum PC \text{ (kcal/mole)}_i \cdot x_i}{\sum V_{mi} \cdot x_i}$$

Nm<sup>3</sup> : 0°C, 1ata

TABLÉAU 7

CALCULS PCS, PCI

M

... les différents contiennent

... de compression

... critique auquel apparaît la détonation

l'octane pour différents gaz purs

	no. de compression critique	Indice d'octane M.O.N
Méthane	16	130
Ethane	13	103
Propane	12	99,6
isobutane		98,6
normal But.	(6,4)	91,6
pentane	(3,8)	58
propylène	8,4	51

On peut déduire que les gaz naturels qui contiennent beaucoup de méthane sont bien placés pour une marche à taux de compression assez élevés

Du fait d'être enrichi en méthane du gaz naturel, on exprime son contenu anti-détonant par le "nombre de méthane". On compare ainsi un "gaz naturel" à un mélange de méthane et d'oxygène.

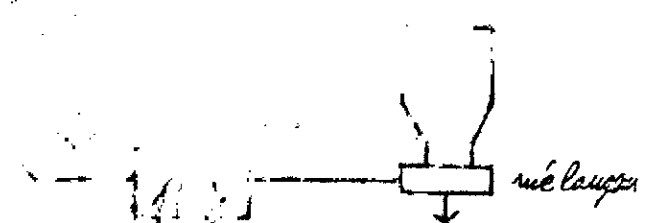
Composé	Nombre de méthane
Méthane	100 (par définition)
Ethane	44
Propane	34
Butane $C_4H_{10}$	10
Propylène $C_3H_6$	19
Hydrogène $H_2$	0 (par définition)

### 5- Chaleur latente de vaporisation

Tableau 10: Chaleur de vaporisation de différents gaz à 0°C

Gaz	Chaleur latente en kcal/kg
Méthane	122
Ethane	116,9
Propylène	108,8
Propane	90
Butane	90

La chaleur latente de vaporisation des combustibles gazeux peut être utilisée pour augmenter la puissance spécifique d'un moteur. Pour cela, on injecte d'un côté de la chambre de combustion, de l'autre dans le cylindre, un mélange de gaz.





qui et pour une même quantité d'énergie.  
Les mille fois plus élevés que ceux des combustibles  
solides, on agit soit sur la pression, soit sur la

- Les gaz peuvent être utilisés sous forme liquide à des  
pressions voisines de 15 bars, c'est-à-dire dans des réservoirs relativement  
légers. La masse volumique des G.P.L. à la température ambiante est voisine  
de celle de l'essence et du gas-oil; elle est égale à 0,51 kg/l pour le propane et  
de 0,58 kg/l pour le butane alors que celle de l'essence est de (environ) 0,74 kg/l  
et celle du gas-oil est de 0,83 kg/l environ.

Le PCI pour l'essence est de 10600 kcal/kg contre 10900 kcal/kg pour le  
propane et de 10000 kcal/kg pour le gas-oil, donc on voit que  
1 litre de propane correspond à 0,722 litre d'essence et 0,669 litre de  
gas-oil.

- Le gaz naturel peut être utilisé sous deux formes :

a) liquide sous une faible pression, le réservoir sera peu coûteux  
ce cas le gaz naturel devra être maintenu à une température

-160°C

b) en

la

## Avantages généraux des combustibles gazeux

Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, les combustibles gazeux présentent de nombreux avantages remarquables :

- Les gaz combustibles n'ont pas de problème de volatilité à l'injection, contrairement aux carburants liquides. Ceci permettra un meilleur fonctionnement du moteur, et 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.

- A l'intérieur des moteurs, les produits de combustion ne comportent pratiquement pas de résidus solides, soufre ou carbone. Les gommeux et autres dépôts plus ou moins agressifs et perturbateurs, à l'intérieur des cylindres ou sur les soupapes, sont sensiblement réduits.

- Un combustible gazeux ne dissout pas l'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 d'huile.

- Le nombre d'octane élevé du gaz évite l'adjonction de produits de plomb anti-détonant. Il n'y aura donc pas de rejet de particules de plomb ou d'hydrocarbures.

- Aussi, dans les moteurs fonctionnant en régime permanent, les émissions de polluants sont-elles réduites.

- Enfin, les gaz combustibles sont plus faciles à stocker et à transporter que les carburants liquides.

- Les gaz combustibles sont également plus faciles à brûler que les carburants liquides.

Équilibre de la combustion

### §. 1. Choix du gaz et ses caractéristiques

Le choix du gaz dépend essentiellement de sa disponibilité et de son coût. Le choix d'un gaz peut aussi être basé sur sa composition, sa pureté, ... etc.

Cependant le gaz existant dans les installations de l'école étant le gaz naturel Sonelgaz, ce sera donc le gaz qui sera utilisé pour nos essais. Ce gaz est utilisé comprimé dans des bouteilles sous une pression de 140 bars

#### a) Composition volumique

Elle est déduite de la composition massique donnée dans le tableau 1.

$N_2$	_____	5,18%
$CO_2$	_____	0,18%
$CH_4$	_____	84,62%
$C_2H_6$	_____	7,48%
$C_3H_8$	_____	2,06%
$iC_4H_{10}$	} _____	0,44%
$nC_4H_{10}$		
$iC_5H_{12}$	_____	0,06%

#### b) Formule

... ..

à 0°C du gaz naturel à 0°C

...

de l'hydrocarbure i en kcal/kg ou kcal/Nm<sup>3</sup>  
... mole de l'hydrocarbure i

$$\rho = \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$
$$\rho_{CI} = 9016 \text{ kcal/Nm}^3$$

d) Masse Volumique

A partir de ces deux valeurs du PCI, on peut déterminer la masse volumique du gaz à 0°C et 1 atm ( $T=0^\circ\text{C}$ ;  $P=1\text{atm}$ )

$$\rho = \frac{9016}{1.837} = 0,832 \quad \rho = 0,832 \text{ kg/Nm}^3$$

Remarque : Lorsque les conditions ambiantes varient, soit  $T_0$  et  $P_0$  et le volume de gaz varie, d'où une variation de la masse volumique.

$$\rho(t_0^\circ\text{C}, P_0) = \rho(0^\circ\text{C}, 1\text{atm}) \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \frac{T}{(273+t_0^\circ)}$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \frac{273}{273+t_0^\circ}$$

e) Caractéristiques

Le ...

de ...

...  
 mole de  $O_2$  pour ...  
 chimie du gaz choisi

... gaz

$$\frac{6 \times 3 + 0,44 \times 4 \times 0,6 \times 5 \times 12}{18,517} = 69,99\%$$

$$\frac{2,06 \times 8 + 0,44 \times 10 + 0,06 \times 12 \times 1}{18,517} = 21,87\%$$

$$\% O = \frac{11 \times 2}{18,517} \times 16 = 0,31\%$$

$$\% N = 7,83\%$$

soit :

69,99% C
21,87% H
0,31% O
7,83% N

2) Pouvoir comburent

$$L_{air} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,6999}{12} + \frac{0,2187}{4} - \frac{0,003}{32} \right)$$

$$L_{air} = 1,5376 \text{ kmole d'air / kg } \rho$$

Si la masse molaire de l'air est  $M_{air}$ ,  $L_{air}$  376

$$\text{soit } 15,7 \text{ kg d'air / kg}$$

# PROBLEMES GENERAUX RELATIFS L'UTILISATION DU GAZ DANS LES MOTEURS DIESELS

La conversion d'un moteur existant à la marche au gaz n'est possible qu'à l'on a apporté certaines modifications. Mais ces modifications ne sont pas fondamentales au moment qu'elles ne mettent pas en cause la conception et la logique du moteur; d'ailleurs le bloc moteur, le vilebrequin, l'arbre à cames, la distribution et la culasse (parfois) sont conservés.

## 1. Conversion des moteurs Diesels

Pour les moteurs Diesels, on envisage deux (2) transformations possibles:

- transformation en moteur à gaz à allumage commandé pour les moteurs à un taux de compression assez réduit (8 à 13) après une transformation.

Dans ce cas, on doit procéder à l'installation de bougies à la place pour permettre l'allumage du mélange et à la conduite d'un système d'injection.

- transformation en moteur à allumage commandé pour un taux de compression de l'ordre de 16.

Le mélange

température

à

la

est

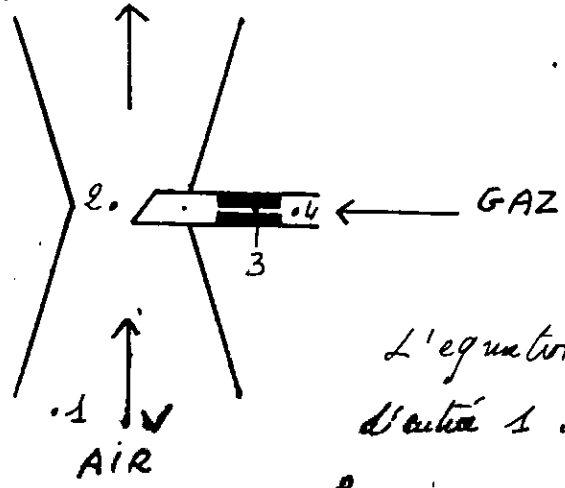
de

à l'état na'

Le gaz naturel, du propane ou du butane, le propane...  
 Fonctionnement le moteur à gaz est identique à celui du moteur à essence. Le système n'a de différence que par l'alimentation. Dans un moteur à gaz, le carburant est introduit à l'état gazeux dans le mélange au lieu de l'état liquide pour l'essence. Ceci constitue d'une part un très grand avantage pour la combustion, en effet l'homogénéité du mélange air-gaz étant bien meilleure que celle du mélange air-essence; d'autre part la combustion en phase gazeuse est bien meilleure qu'en phase liquide.

a) Théorie de la combustion

Le mélange carburé au gaz est déposé au moyen d'un mélangeur du type Venturi (fig 1) qui assure le mélange dans des proportions nécessaires au bon fonctionnement des moteurs à tous les régimes.



- 1 - section aspiration de l'air à la pression  $p_1$
- 2 - section du col de Venturi
- 3 - injecteur de gaz, section  $S_3$  vitesse  $W_3$
- 4 - arrivée de gaz, pression  $p_4 \approx p_2$

L'équation de Bernoulli appliquée entre la section d'entrée 1 de la buse et section au col 2 donne

$$p_1 + \frac{\rho W_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho W_2^2}{2}$$

$$W_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

$$S_1 W_1 = S_2 W_2$$

$$W_1 = \frac{S_2}{S_1} W_2$$

$\dot{m} = E_d A_d W_d \rho_{air} \quad (kg/s)$   $d$ : diamètre de diffusion  
 contraction de la veine

section au niveau du col  $A_d = \frac{\pi d^2}{4}$   $d$ :  $\phi$  diffusor  
 $\dot{m} = C_d \rho_{air} A_d \Delta p_d \quad (kg/s) \quad (1)$

$C_d$ : coefficient de débit

manière on a le débit de gaz, soit:

$\dot{m}_g = C_{dg} \rho_{gaz} A_i \Delta p_d \quad (kg/s) \quad (2)$   
 = coefficient de débit de l'injecteur

$A_i$  = section de l'injecteur

$\Delta p_d = p_g - p_2 = p_a - p_2$

Le dosage du mélange air-gaz sera:

$$\frac{D_a}{D_g} = \frac{\mu_d}{\mu_i} \frac{A_d}{A_i} \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{gaz}}}$$

Pour les grandes vitesses  $\mu_i$  est de l'ordre de 0,8

$\mu_d = 0,8$  (Voir caractéristiques des ajutages dans [1] page 59)

Pour les grandes vitesses le rapport  $D_a/D_g$  restera pratiquement constant. Le rapport  $\rho_{air}/\rho_{gaz}$  est constant, car pour chaque température ambiante les variations de volume pour le gaz et l'air sont identiques et par suite les masses volumiques.

Les masses volumiques à 0°C et 1 atm sont 1,293 kg/m<sup>3</sup>

0,8  $\sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{gaz}}}$

1  
 2  
 3  
 4



- mesure du diamètre de la buse et de la distance de l'injecteur  
 - la vitesse de l'air est:  $D_c = V_s \cdot i \cdot \gamma_v \cdot N \cdot \frac{1}{60 \times 2} \text{ (kg/s)}$

La composition de l'air est A% d'air et B% de gaz, donc les débits respectifs sont:

$$D_a = V_s \cdot i \cdot \gamma_v \cdot N \cdot \frac{1}{120} \cdot A\% \cdot \rho_{\text{air}} \text{ (kg/s)} \quad (3)$$

$$D_g = V_s \cdot i \cdot \gamma_v \cdot N \cdot \frac{1}{120} \cdot B\% \cdot \rho_{\text{gaz}} \text{ (kg/s)} \quad (4)$$

En associant les relations (1) et (2) aux relations (3) et (4), on obtient

Diamètre de la buse  $d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_s \cdot i \cdot \gamma_v \cdot \rho_{\text{air}} \cdot N \cdot A\%}{120 \cdot \mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \rho_{\text{air}} \cdot \Delta p_d}}} \text{ [m]}$

Diamètre de l'injecteur  $d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot V_s \cdot i \cdot \gamma_v \cdot \rho_{\text{gaz}} \cdot N \cdot B\%}{120 \cdot \mu_i \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \rho_{\text{gaz}} \cdot \Delta p_d}}} \text{ [m]}$

ce calcul n'est valable que pour la pleine charge

b) Richesse et excès d'air

Le régime de mélange carburé est un des paramètres essentiels. La pression moyenne effective est maximale aux courbes de  $\phi = 1,1$  (richesse) c'est à dire que le mélange est effectif et maximal pour une richesse moyenne de  $\phi = 0,9$ . Dans le cas contraire, à gaz, le mélange est pauvre et se brûle généralement à 1000°C. Le régime de mélange carburé est caractérisé par une richesse à l'injection de  $\phi = 1,1$ . Le régime de mélange pauvre est caractérisé par une richesse à l'injection de  $\phi = 0,9$ . Le régime de mélange riche est caractérisé par une richesse à l'injection de  $\phi = 1,1$ .

par de ce dernier une grande résistance à l'auto-  
 allumage, la combustion amorcée par le jet de gaz-oil se poursuit  
 sans danger de détonnation. Pour avoir une bonne combustion,  
 des mélanges de gaz, la richesse doit être maintenue à  
 des limites étroites. Une combustion relativement stable  
 est obtenue, et l'excès d'air est faible, mais de faibles valeurs d'excès  
 d'air ont tendance à produire la détonnation et une élévation de température  
 à cause d'une raréfaction de l'air. Dans le cas du gaz naturel à forte  
 teneur en méthane, l'analyse des gaz d'échappement a montré que lorsque la  
 teneur en  $O_2$  de ces gaz se situe entre 4 et 9% (ou mieux 6 et 7%), le fonction-  
 nement du moteur est satisfaisant car il y a diminution des émissions  
 d'oxyde d'azote, de ce fait la lubrification est assurée par un bon film d'huile  
 et l'usure des parois de cylindre et du piston est très acceptable.

### c) Équipement de carburation

Le mélange le plus simple est inspiré du dispositif d'alimentation des  
 moteurs à mélange préalable (fig. 1) : un injecteur de gaz touchant à  
 l'entrée de venturi convenablement branché sur la rampe d'aspiration du  
 moteur. La position du mélange carburé s'effectue dans le venturi  
 de préférence au col de la rampe d'aspiration.

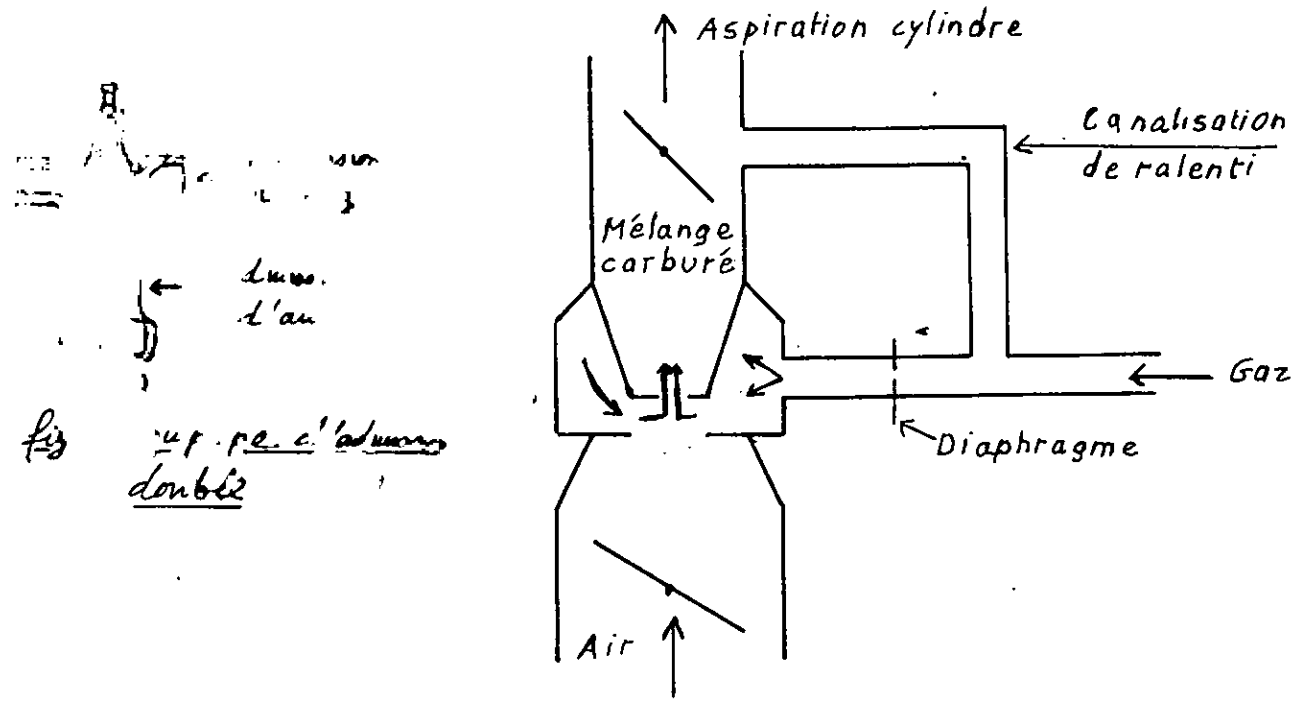


FIG. 3 CARBURATEUR MELANGEUR

3- Allumage

On a vu que l'allumage du mélange carburé air-gaz peut être assuré de deux manières différentes suivant la conception du moteur :

- par étincelle
- par injection pilote de gas-oil

Quand l'allumage par étincelle, il faut que la position de l'étincelle soit adaptée à la position de la bougie. Dans le cas de l'allumage par injection pilote de gas-oil, il faut que la position de la bougie soit adaptée à la position de la bougie. Dans le cas de l'allumage par injection pilote de gas-oil, il faut que la position de la bougie soit adaptée à la position de la bougie.

#### 4- Taux de compression

La compression est généralement prévue pour des taux de compression supérieurs à 15. Si la compression du moteur est prévue pour un moteur à 15, il faut diminuer le taux de compression jusqu'à une valeur adéquate sur le moteur. Si la compression est prévue pour un moteur à allumage commandé, le taux de compression doit être compris entre 14-15. En effet une forte diminution du taux de compression ne permet pas de réaliser la température et la pression nécessaires à l'auto-inflammation du gas-oil. Une faible diminution du taux de compression provoque l'auto-inflammation du gaz et par suite des détonations. Les gaz qui répondent le mieux à cette exigence sont le méthane et le propane. En figure 4 et 5, on a l'effet de la température du mélange à l'admission sur le taux de compression limite admissible sans détonations et la variation du taux de compression pour fonctionner sans détonations en fonction de la température de compression. On voit que lorsque la température s'élève, le méthane montre une réduction progressive du taux de compression maximal utilisable tandis que le propane est peu affecté jusqu'à une température (variable de 100 à 150°C) au-dessus de laquelle la réaction est très marquée. Donc lors d'un allumage commandé, il faut que la température de compression soit supérieure à celle de l'auto-inflammation du gas-oil. Si elle est inférieure, il faut que la température de compression soit inférieure à celle de l'auto-inflammation du gas-oil.

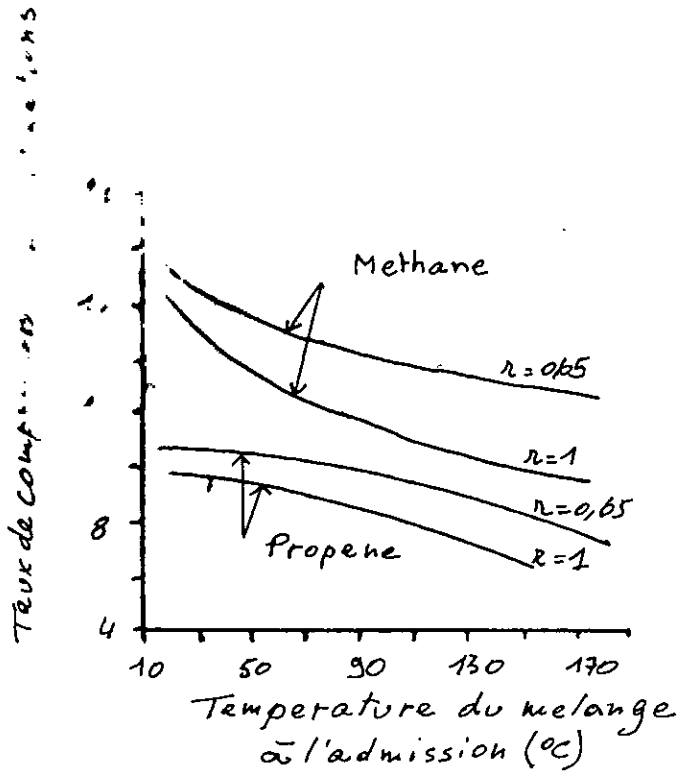


fig. 4

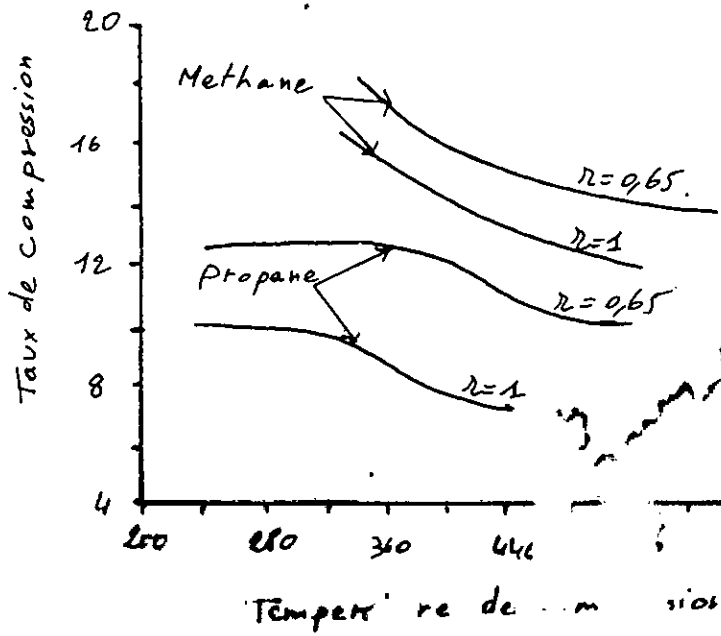


fig. 5

ont été obtenus

et au delà de  $1000^{\circ}\text{C}$ . Toutefois, si la température du mélange, la détonation pourra être évitée, à condition que la combustion de l'élément soit suffisamment rapide pour être brûlée, avant que le délai d'inflammation de l'air. En définitive, la détonation a d'autant moins

de caractère que la valeur maximale de la pression est modérée. La température au fin de compression suffisamment basse et la température d'auto-inflammation suffisamment élevée. La température d'auto-inflammation élevée du gaz naturel est un facteur favorable pour le fonctionnement à des rapports de compression volumétriques élevés.

Pour réduire le taux de compression on peut :

- raccourcir la bielle (enlèvement de calce entre corps et tête)
- remplacer le piston (piston avec une poche retouchée ou bien un piston plus court)
- interposer une bague entre culasse et cylindre (ceci pose un problème d'étanchéité à réaliser sur deux surfaces).

### 5- L'usage dans les moteurs à gaz, 4 temps

Le problème : "usage dans un moteur à gaz se pose au niveau"

des différents : "dans les soupapes que ce soit dans"

essence et "énergie" de ce type

de "et au"

"de même"

"et"

"et"

Afin de réduire et nous tous les efforts sont exercés sur la métallurgie et l'heure

Les surfaces frottantes d'un mince film d'oxyde (très  
 et de bonnes qualités auto-lubrifiantes, on peut abaisser  
 d'usure. Le film est obtenu par oxydation de la soupape ou  
 de son siège d'air traversant le système. Le film dépend de la compo-  
 sition du métal de la soupape ou de son siège, de la température des surfaces  
 et de la pression partielle de l'oxygène dans la chambre de combustion. L'obten-  
 tion de ce film d'oxyde sur les soupapes et sièges d'échappement dépend de la  
 quantité d'oxygène dans les gaz d'échappement (donc de l'excès d'air) et de la  
 teneur en chrome. Quant aux soupapes d'admission, la température de surface  
 ne permet pas la diffusion du chrome et donc la formation du film d'oxyde,  
 de ce fait l'obtention du film d'oxyde est difficile.

En général, et d'après [3], les compositions métallurgiques qui ont donné  
 les plus faibles tendances à l'usure pour les soupapes d'échappement ou  
 d'admission:

ÉLEMENTS	SOU P A P E S	S I E G E S
Al	0,2	6,7
Si	2,0	12,3
S	1	1,63
Cr		1,13
..	..	2,10
..	1	2,10
..	1	2,10
..	5	2,02
..	supplément	supplément

b) L'huile de graissage

Selon leur composition, les huiles de graissage jouent un rôle important dans la lubrification de la queue des sièges et portées de soupapes.

Ces huiles, et sans la composition des additifs organo-métalliques forment à haute température des composés sous forme d'oxydes ou de sulfates qui, étant alors plus visqueux que l'huile atténuent l'effet des contacts métal-métal. Il s'ensuit ainsi que des préconisations exigent pour de tels moteurs l'emploi d'huiles à fortes teneurs en additifs correspondant à l'avis type série 3.



# CHAP. III CONVERSION DU MOTEUR DIESEL INDENOR AU GAZ NATUREL

Le moteur dont on a à faire la conversion est du type XDP. 4.85 INDENOR équipant les tracteurs Peugeot 403 Diesel. Il comporte quatre cylindres en ligne verticaux. L'alimentation se fait à l'aide d'une pompe à injection de marque "PRECISION MECANIQUE LABINAL"

Les caractéristiques sont :

Alésage (mm) _____	85
Course (mm) _____	80
Cylindrée totale (cm <sup>3</sup> ) _____	1816
Rapport volumétrique de compression _____	21/1
Puissance maximum à 4000 tr/min (CV - SAE) _____	55
Puissance spécifique au litre de cylindrée (CV) _____	30,28
Régime maximum (tr/min) _____	4400
Couple maximum (m.kg) à 2250 tr/min _____	11

## 1. Construction du mélangeur

### 2. Caractéristiques du mélangeur existant

Surcristal en alliage d'aluminium et à l'atelier et qui sera adapté sont :

en mm. Les diamètres  $d = 2 \text{ mm}$  (diamètre au col)

et  $d_i = \text{mm}$

Les dimensions sont :

Le diamètre du trou à l'extrémité (fraction ouvert à 100%) est

$$\frac{D_a}{D_g} = 1,247 \frac{A_d}{A_i} \quad (\text{voir Chap II page 18})$$

$\frac{D_2}{T_2} = 1,247 \frac{273}{293}$  17,16 soit 17,16 kg d'air / kg gaz naturel

### c) Dessin de ...

Figure 6

### d) Adaptation ... sur la tubulure d'admission du moteur

Figures 7, 8, 3. 10 : pièces réalisées pour l'adaptation

Figure 11 : assemblage

### e) Fonctionnement du mélangeur

Le mélangeur comprend une prise de gaz pour le ralentir ainsi qu'une prise d'air et deux vis pointeaux pour le réglage de ces prises. Il comprend également un obturateur de gaz d'arrivée, un cône interchangeable pour l'aspiration de l'air et un papillon d'ouverture de gaz, tenu par un petit levier permettant la régulation du dosage gaz/air. Le mélange air-gaz est réalisé juste à la sortie de la buse.

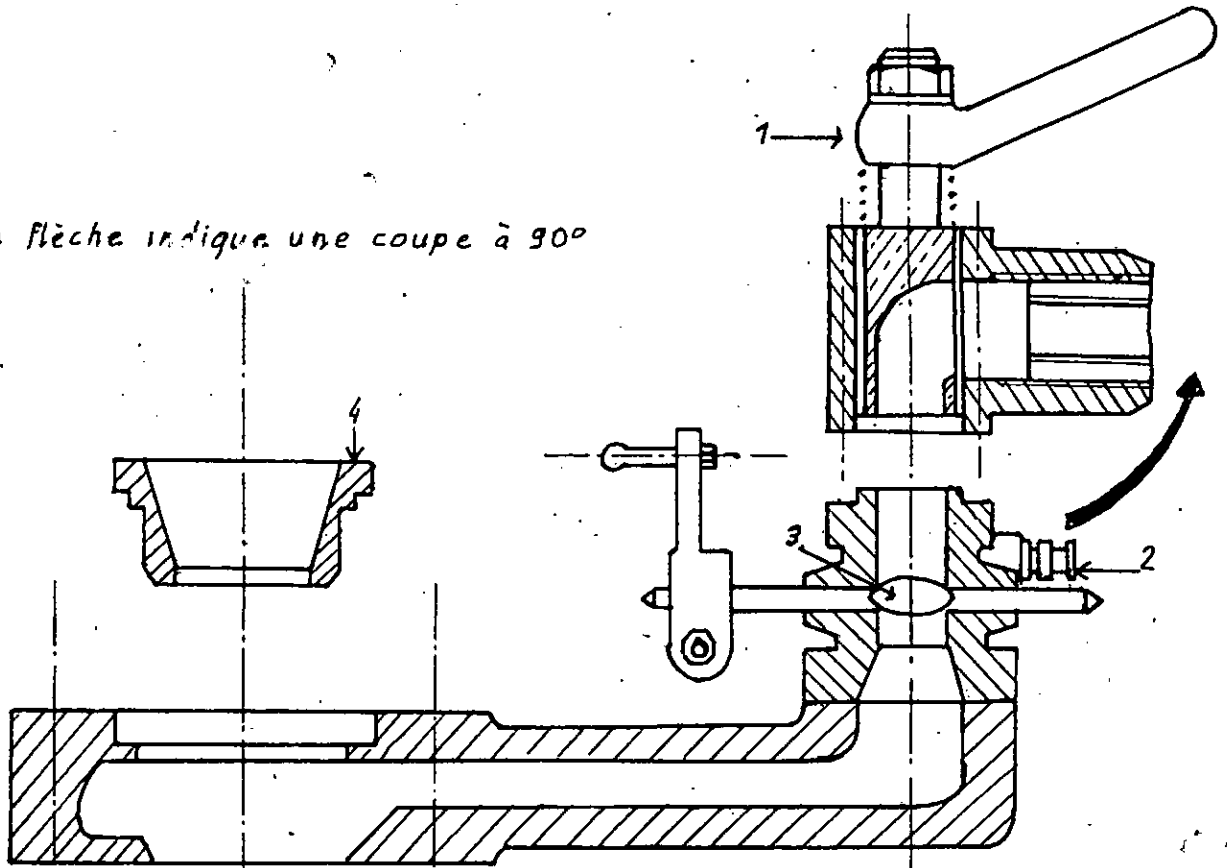
### 2. Conversion du moteur - Allumage

La conversion du moteur est faite suivant un moteur à allumage par compression, donc la charge carbonée sera allumée à l'aide d'une injection pilote de gaz-air. Tout le système d'injection du moteur sera conservé.

### 3. Diminution du taux de compression

Ce moteur est prévu pour un taux de compression de 16. Il faut donc en premier lieu faire une transformation de ce moteur afin d'abaisser le taux de compression dans une certaine mesure pour le gaz naturel et le gaz-air.

La flèche indique une coupe à 90°



1 obturateur gaz  
2 prise d'air

3 papillon d'ouverture  
4 cône interchangeable

Figure 6: Mélangeur air

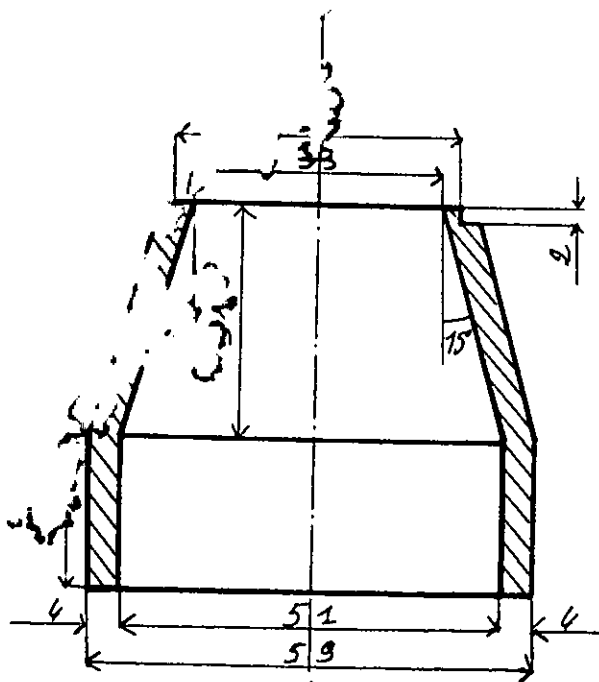


Figure 7

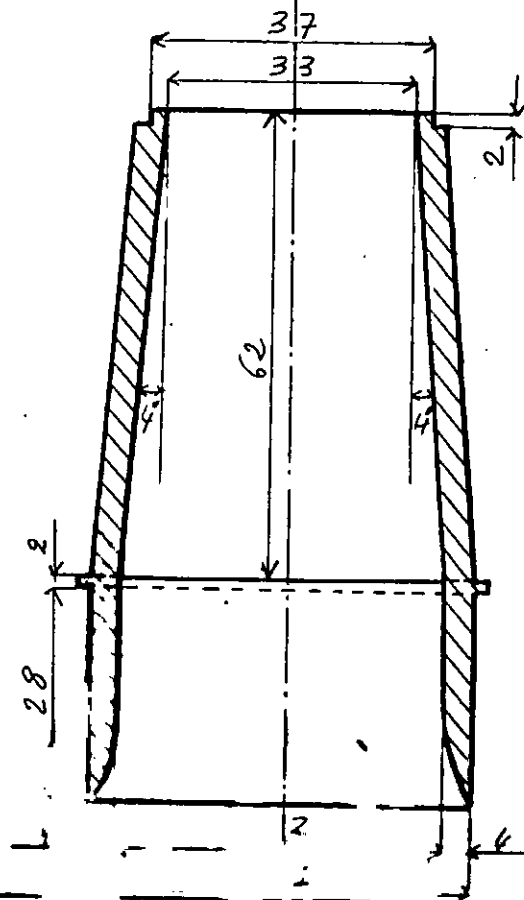


Figure 8

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE 1:1

24.11.79

CÔNES D'ADAPTATION  
DU MELINGEUR

HAMLAT: A

PLANCHE I

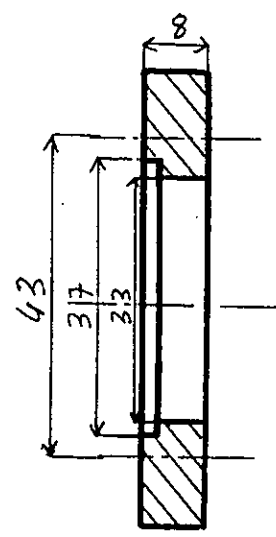
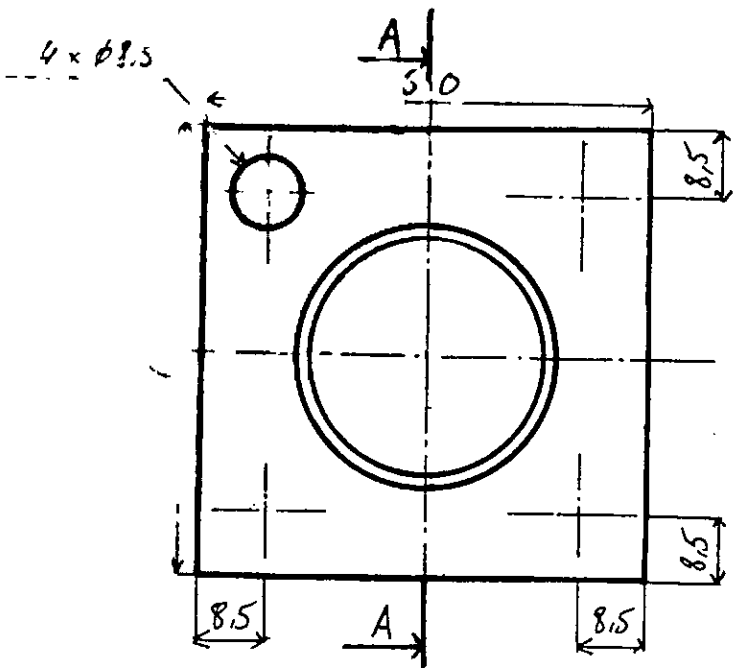


Figure 9

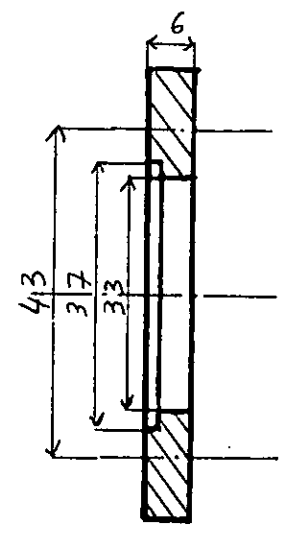
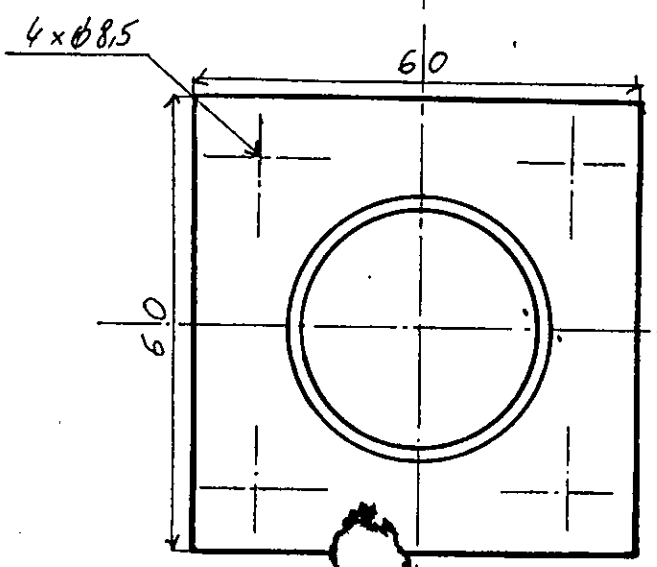


Figure 10

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
Echelle 1/1	LABORATOIRE DE RECHERCHES ET D'ESSAIS
24-11-79	DU MELANGEUR
	PLANCHE II

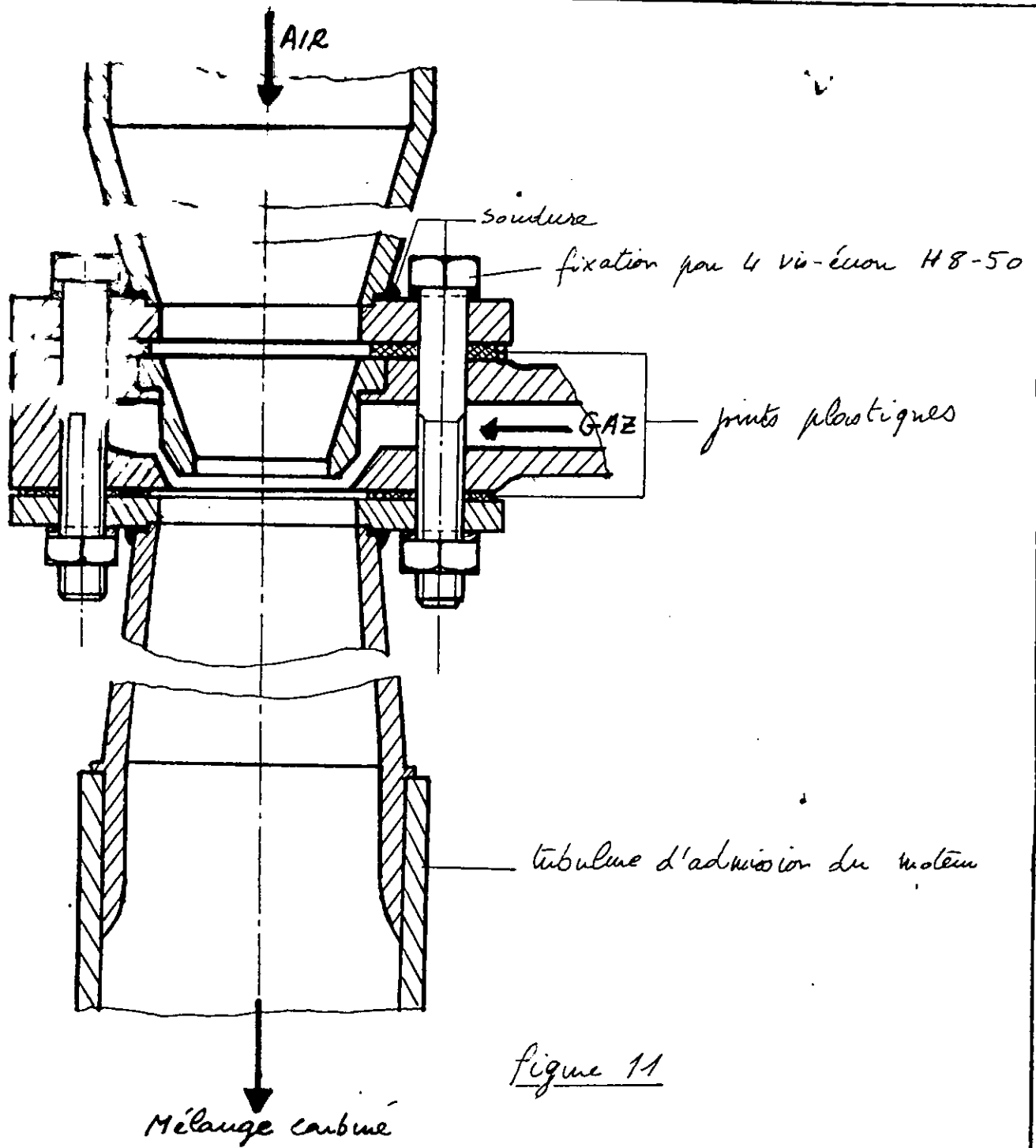


figure 11

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ASSEMBLAGE ET

HAM. A. I. A.

ADAPTATION DU MÉLANGEUR

PLANCHE II

Pour réduire le taux de compression, il suffit d'augmenter le volume mort et cela peut être réalisé soit :

- en creusant les chambres de précombustion équipant le moteur (elles sont creusées sur la culasse).
- en creusant la culasse, c'est-à-dire en augmentant l'épaisseur du joint et l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre ou joint a

### a - Etude de la première solution

La figure 12 représente la chambre de précombustion ainsi que sa dépose

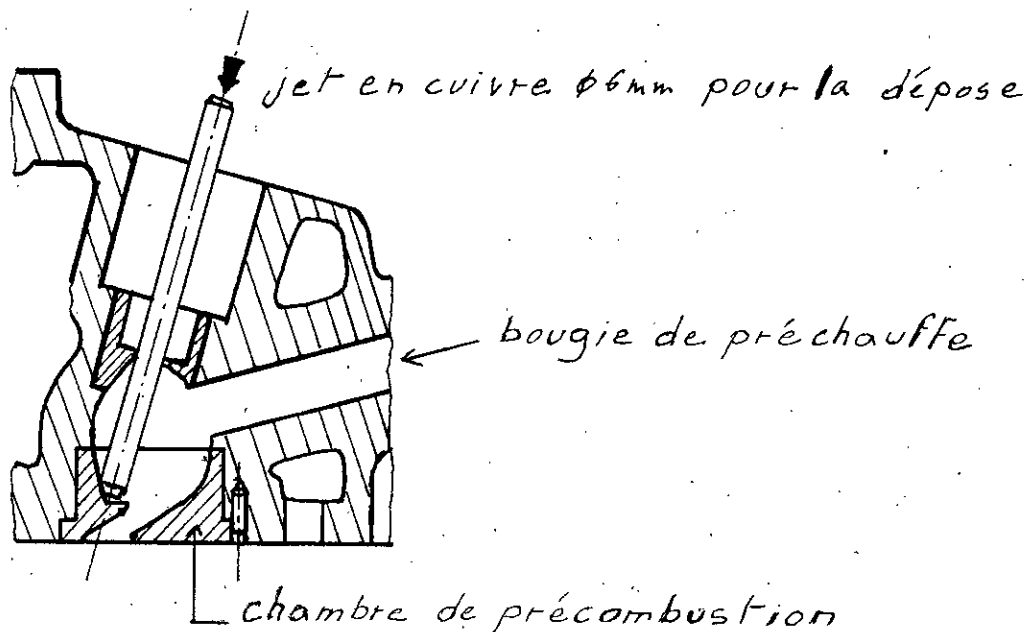


Figure 12

En premier lieu nous avons déposé la culasse du moteur ainsi qu'elles chambres de précombustion.

D'après le constructeur, le volume total de la chambre dans la culasse est :  $10,686 \text{ cm}^3$ . Ce volume détermine l'augmentation du volume mort qui caractérisera la réduction du taux de

Comp. ... =

Le volume initial pour  $\epsilon = 21$  est de :

$$\epsilon = \frac{V_1 + V_m}{V_2} \Rightarrow V_m = \frac{V_1}{\epsilon - 1} = \frac{454}{20} = 22,7 \text{ soit } V_{m1} = 22,7 \text{ cm}^3$$

Le volume mort contient aussi le volume engendré par le joint de culasse.

En tenant compte de l'augmentation du volume mort, le nouveau taux de compression sera :

$$\epsilon' = \frac{454 + 22,7 + 10,686}{22,7 + 10,686} = 14,6 \quad \underline{\underline{\epsilon' = 14,6}}$$

En figure 13, nous avons la forme de la chambre de combustion totale, ainsi que la direction du jet de combustible qui résulte

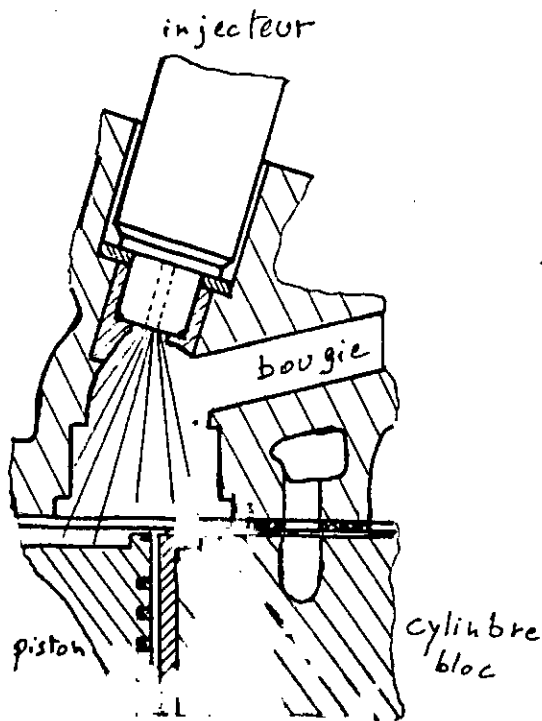


Figure 13

... solution n'a pu être expérimentée lors des essais, parce que l'une part le démarrage du moteur est très difficile et d'autre part nous avons constaté beaucoup d'incrustations à l'échappement.



cara tuer ; une fumée très intense. Ceci s'explique par le fait que  
 l'injection étant très éloignée du cylindre comme le montre la figure 13  
 et communiquant avec lui par une face irrégulière ; le combustible  
 qui est projeté n'atteint pas totalement le cylindre, il ruisselle sur  
 les parois de la chambre et sort par l'échappement à l'état imbrûlé  
 on peut même descendre dans le coter et diluer l'huile de graissage.  
 Du fait aussi de l'irrégularité de la chambre entre l'injecteur et le  
 piston (au point tout haut), la turbulence de l'air lors de la compression  
 est perturbée, Des conditions pour une bonne combustion ne sont pas  
 atteintes.

En conclusion pour cette étude citée, on peut déjà affirmer l'aisance  
 de convertir en Diesel-gaz les moteurs Diesels modernes qui sont à  
 injection directe qui permet d'avoir un bon brassage avec l'air  
 comprimé ou avec le mélange air-gaz naturel comprimé.  
 Cette opération a dû nous prendre 16 heures de travail réparties  
 entre l'exécution et les essais de démarrage au gaz-oil.

#### b- Etude de la deuxième solution

La 1<sup>ère</sup> solution étant abandonnée, nous conservons les chambres  
 de pré-combustion et optera pour la solution qui consiste à  
 augmenter l'épaisseur du joint de culasse

pour adopter pour réduire le

5, pour les de nations, la ré-  
 n eu isant le - frame dont de selu

entre 14 et 15.

Adoptons une  $V_m = 4,1$  ces conditions le volume mort total sera  $V_m = \frac{454}{14,1} = 32,206 \text{ cm}^3$

Le joint qui doit être utilisé en superposition avec le joint déjà existant doit assurer une augmentation de volume  $\Delta V_m$  tel que :

$$\Delta V_m = 32,206 - 20,0 = 12,206 \text{ cm}^3$$

L'épaisseur du joint sera telle que  $\Delta V_m = \frac{\pi \times 9,2^2}{4} \times e = 12,206 \text{ cm}^3$   
9,2 cm étant le diamètre de l'alésage du joint (d'après le constructeur)

On obtient  $e = 1,8 \text{ mm}$

Cette cote  $e = 1,8 \text{ mm}$  doit être réalisée après serrage de la culasse, c'est-à-dire après écrasement du joint. Donc le joint à adopter doit avoir une épaisseur initiale de 2 mm environ. Au montage nous superposerons ce joint avec l'autre déjà existant.

### Exécution du joint.

Ne disposant pas de joints de culasse d'origine, nous sommes obligés donc de le construire.

En premier lieu, nous l'avons exécuté dans une tôle d'aluminium d'épaisseur 2 mm. Le découpage du joint a été réalisé en 3 jours ferraillés de 2 jours, dont une demi-journée de recuit à l'adoucissement dans une fournaise à  $650^\circ\text{C}$  pendant une heure. Ce système nous a permis de réaliser l'écrasement du joint lors du serrage de la culasse. De ce jour nous avons constaté les fuites d'huile vers les parties inférieures. Ceci a été évité.

Le culasse du moteur a été portée sur l'amiante résistant aux fortes pressions ( $\approx 250^\circ\text{C}$ ). Nous avons confectionné deux joints en lorsque l'un d'eux, l'un d'épaisseur 1,9 mm, l'autre d'épaisseur 1 mm, ont une section au tiers de 2,9 mm. Pour cette solution, on réalise le joint, on superpose uniquement les deux joints.

Après le montage et le blocage de la culasse avec une clé dynamométrique tarée à un couple de 8,5 kg-m, nous avons fait un autre démontage de la culasse et mesuré la cote des joints après évasement soit 2,5 mm.

Le taux de compression qui résulte sera :

- Volume engendré par l'ancien joint :  $V_{mj} = \frac{\pi \times 9,2^2}{4} \times 0,7 = 4,653 \text{ cm}^3$   
La cote 0,7 cm étant ménagée.
- Volume mort fixe du moteur :  $V_{mf} = 22,7 - 4,653 = 18,047 \text{ cm}^3$
- Volume mort total lorsqu'on interpose les 2 joints d'amiante  
 $V_{mt} = 18,047 + \frac{\pi \times 9,2^2}{4} \times 0,26 = 35,322 \text{ cm}^3$
- Taux de compression :  $\epsilon = \frac{454 + 35,322}{35,322} = 13,14$

### Conclusion

Pour réduire le taux de compression, nous avons exécuté un joint du type précédent (épaisseurs 1,9 mm et 1 mm). Après le démontage de la culasse, nous avons mesuré un taux de compression de 14, ce qui est très proche du théorique.

N.B. a) Les pistons sont armés au niveau des cylindres, ils ne seront utilisés que  
 b) Le montage des joints est fait avec de  
 c) une meilleure étanchéité.  
 d) Les soupapes et portées de soupapes surtout  
 e) Cette usure facilite les fuites  
 d'air lors de la compression, les conditions d'auto-allumage du gaz-oil  
 sont atteintes difficilement. Nous y avons remédié par un rodage de  
 soupapes pendant 12 heures à l'aide d'une pâte à roder.  
 c) Nous avons également changé les boulons de fixation de l'accomplément  
 du moteur avec le frein ainsi que l'un des disques en caoutchouc  
 synthétique qui était détérioré.

#### 4- Démontage et réglage du moteur Diesel et Diesel-gaz

Etant donné que le volume mort augmente, le démarrage s'avère un  
 peu plus difficile du fait que l'injection n'est pas directe. Pour le  
 démarrage, le préchauffage sera donc un peu plus prolongé.

L'avance à l'injection joue un rôle très important pour la marche en  
 Diesel-gaz. En effet, en raison du taux de compression assez élevé, les  
 réactions au phénomène de détonation peuvent se développer et pour  
 faire à cet inconvénient on doit augmenter l'avance à l'injection.

Si le gaz mélangé à l'air, atteint cette pression et l'impulsion lors de  
 la compression, il est... s'allume avant le point...  
 qui est... maximale avant le point...  
 moment de transition du régime de tour...

1, en et le surin frappe au feu et à mesure puis s'étouffe.

Cependant l'augmentation de l'avance à l'injection doit se faire dans  
certaines limites. Une trop grande avance produit un cognement  
à l'injection, ce qui entraîne une diminution considérable de la puissance et  
une fois l'avance s'atténue par les détonations. Ce phénomène a été  
constaté lors des essais du moteur en Diesel-gaz alors que l'avance  
à l'injection était de l'ordre de  $16^\circ$ .

Pour augmenter encore l'avance à l'injection, nous avons fait un  
autre calage de la pompe en décalant son pignon d'entraînement de  
deux dents dans le sens direct par rapport au pignon intermédiaire  
entraîné. Le phénomène de détonation a disparu pour une avance  
mesurée à  $46^\circ$ . Cependant elle peut être diminuée et optimisée  
avec des essais.

Pour mesurer l'avance à l'injection, on utilise un tube capillaire en  
verre qu'on place sur l'élément de pompe correspondant au cylindre  
n°1. On fait monter le niveau de combustible dans ce tube jusqu'à  
un certain niveau qui sera pris comme repère de référence. A partir  
de ce moment là, on fait tourner le moteur lentement à la main  
jusqu'à ce que le niveau marqué commence à augmenter; à ce  
moment là, on a le point de début de l'injection et en mesurant  
l'angle du la pompe par rapport au point mort haut, on peut avoir  
la mesure de l'avance à l'injection.

Le démarrage du moteur se fait du côté 4.6. Le régime ainsi que  
la vitesse se maintient. L'huile est injectée de façon

injection de gaz à l'aide du papillon du mélangeur. En général, c'est le gaz qui fait les variations de puissance du moteur et la quantité de gaz injectée demeure constante. Mais dans notre cas la pompe d'injection P.M. est équipée d'un régulateur centrifuge qui fait varier automatiquement en fonction de la vitesse du moteur la quantité de gaz-oil injectée. Par conséquent en suggestion pour des essais pratiques plus efficaces, il faut enlever le système de contrôle d'injection du régulateur et le régler pour assurer l'injection d'une quantité minima. Cette opération ne peut être faite que par un mécanicien spécialisé.

Le moteur Indenor étant à chambre de précombustion, son volume étant supérieur à celui directement au dessus du piston, la plus grande partie de la combustion a lieu dans cette chambre. Par suite de l'élévation de la température, la combustion passe dans le cylindre au-dessus du piston. Lorsqu'on augmente le volume mort directement au-dessus du piston, il se produit qu'une partie du combustible liquide ne brûle pas du fait du temps très court réservé au brassage et à la combustion, par conséquent le moteur aura une marche irrégulière et beaucoup de fumées à l'échappement.

Pour la marche normale, la chambre de combustion doit être très régulière dans toutes ses faces afin que le combustible brûle suivant un front régulier et que la masse de mélange air gaz comprimé soit continuellement renouvelée. Cette opération doit être faite par un mécanicien spécialisé.

... mais de fonctionnement qui peuvent encore se poser peuvent être réglés en relation avec la pression d'injection ou le tarage des injecteurs. Si en effet, il existe un pressonétre pour le tarage des injecteurs. Une pression d'injection trop faible donne une pulvérisation incomplète, le carburant projeté en gouttelettes ne s'enflamme que partiellement. Une pression d'injection trop forte donne une pulvérisation exagérée du carburant. Les particules liquides sont beaucoup trop fines ; elles sont freinées par la masse d'air et elles ne peuvent atteindre les limites de la chambre d'explosion. Il en résulte une répartition insuffisamment homogène du carburant. Le moteur à cet effet cogne plus facilement.

#### 5- Installation d'alimentation en gaz et sécurité

Nous allons faire état des éléments d'une installation aussi complète que possible ; si quelquesuns existent, d'autres resteront en suggestion. Le gaz utilisé est le gaz naturel de Sonelgaz comprimé à 140 bars ; pour l'alimentation on utilise deux bouteilles. Le gaz passe dans un détendeur - régulateur où il est détendu jusqu'à une pression voisine de la pression atmosphérique. L'arrivée du gaz vers le mélangeur (moteur) se fait directement par une conduite. Un débitmètre de gaz est placé sur cette conduite.

#### Refroidissement du moteur.

Contrairement au moteur Diesel, le moteur à gaz fonctionne suivant un cycle de combustion à volume constant de renouvellement d'air son cycle est donc inférieur à celui du Diesel. Pour cette raison,

... de chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement du moteur  
... Il faut bien entendu tenir compte de ce  
... et des radiateurs ou de tout autre dispositif

... sécurités normalement prévues sur tous les moteurs (manomètre de pression d'huile, ..... etc...), on peut énumérer les dispositifs complémentaires suivants :

- clapet anti-retour et soupape de sûreté montés sur l'arrivée de gaz \*
- manostat sur la pompe à eau entraînée par le moteur ; il coupe le gaz si l'eau ne circule pas, c'est-à-dire si le moteur s'arrête.
- thermostat sur l'eau de refroidissement du moteur.
- Autre précaution : le balayage des gaz du carter.

Lors de la compression au cours du cycle Diesel-gaz, du gaz combustible peut passer dans le carter, Pour éviter tout danger d'explosion de celui-ci, il convient d'assurer le balayage de l'atmosphère qui le renferme. Ce balayage est aisément réalisé en reliant le carter à l'admission du moteur.

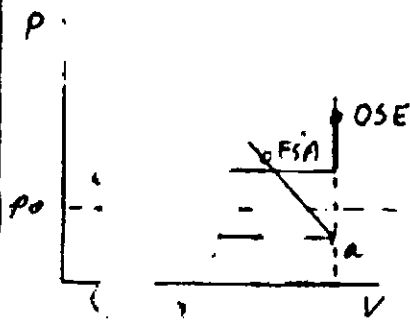
- Un dernier point reste à signaler : pour un moteur Diesel-gaz, l'injection ne doit pas avoir une faible partie de son débit qui s'écoule dans le carter. Si cela arrive, il serait donc préférable de prévoir une soupape de sûreté sur l'admission pour éviter la circulation de gaz dans le carter.



# CHAP. IV CARACTERISTIQUES NUMERIEQUES DU CYCLE DIESEL 4 TEMPS

I -

processus d'admission (g-a)



OSA : ouverture soupape admission

FSE : fermeture soupape échappement

FSA : fermeture soupape admission

OSE : ouverture soupape échappement

## 1. hypothèses

- les soupapes sont ouvertes et fermées aux points morts
- le gaz résiduel se détend au commencement de l'admission
- les transformations admission et échappement fermés sont des transformations isobares
- l'échappement libre est une transformation isochore
- le fluide est considéré comme un gaz parfait, visé du point de vue chimique.
- l'écoulement se fait d'une façon isochore.
- l'énergie cinétique des gaz frais est totalement transformée en chaleur.

## 2. Lois utilisées dans le calcul

### a. Conservation d'énergie

$$dU = dQ_p - A p dV - i_{gc} dG_c + i_{fc} dG_f$$

$dQ_p$  : énergie échangée avec les parois

$A$  : coefficient de transformation de chaleur en travail mécanique

$i_{gc}$  : enthalpie d' un gaz de combustion

$i_{fc}$  : " " " " fraîche charge

$dG$  : variation des masses

Equation de continuité

$$\frac{dG}{dt} = \dots$$

... à l'échappement (Soupape)

... échappement

... niveau de la soupape d'échappement

... des gaz de combustion

... de temps

$$- dG_{fc} = \left( \frac{P_a}{\rho} \right) \left( \frac{W_a}{v_{fc}} \right) dt \quad (a: \text{admission}) \quad (e: \text{échappement})$$

$$- W_a = \varphi_a \left( \frac{2g}{A} \right) (i_{fc} - i_{ca})^{1/2} \quad \text{avec: } \varphi: \text{coefficient de vitesse}$$

$$- W_e = \varphi_e \left( \frac{2g}{A} \right) (i_{gc} - i_{ce})^{1/2} \quad g: \text{accélération de la pesanteur}$$

$i_c$ : enthalpie dans le collecteur

### c. Equation de continuité

$$dG_{cyl} = dG_{fc} - dG_{gc}$$

A partir de ces équations, on va déterminer :

- la pression en fin d'admission au point a ( $P_a$ )
- le rendement volumétrique ( $\eta_v$ )
- le coefficient de pesanteur ( $\varphi$ )
- la température en fin d'admission au point a ( $T_a$ )

N.B: Pour les données, voir cours de "Pne et de machines thermiques I" de tr. 3R1

$$P_a = P_0 \left( 1 - \frac{N^2}{\sigma} \cdot \frac{V^2}{\gamma_0} \cdot \frac{1}{(\mu \phi_a)^2} \left( \frac{E-1}{E-1} \right)^2 \frac{1}{(f_m/V_s)^2} \right)^{\frac{\gamma_0}{\gamma_0-1}}$$

- données :  $P_0 = 760 \text{ mm Hg} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2$   
 $T_0 = 30^\circ\text{C} = 303^\circ\text{K}$

-  $\gamma_0 =$  volume spécifique de l'air à  $30^\circ\text{C}$   $\gamma_0 = 0,858 \text{ m}^3/\text{kg}$

-  $\gamma_0 =$  exposant de transformation adiabatique  $\gamma_0 = 1,4$

-  $1800 \text{ g} (\gamma_0/\gamma_0-1) P_0 \gamma_0 = 5,477 \cdot 10^8 \text{ m}^2/\text{s}^2$

-  $N$ : régime de puissance maximale  $N = 4000 \text{ tr/min}$

-  $\mu \phi_a =$  coefficient de débit  $\mu \phi_a = 0,8$

-  $E =$  taux de compression  $E = 2,1$

-  $\mu = \frac{P_g T_a}{P_a T_g} =$  coefficient de volume de gaz résiduel  $\mu = 0,5$

-  $f = \frac{\text{nombre de moles de gaz résiduel}}{\text{nombre de moles de gaz résiduel théorique}} = \frac{n'_{gr}}{n_{gr}} =$  coefficient balayage

-  $\sigma =$  coefficient de moyennage de la pression d'admission  $\sigma = 0,97$

-  $\frac{f_m}{V_{su}} = \frac{\text{Action moyennée de soupape}}{\text{Cylindree unitaire}} = \frac{\pi}{4} \frac{(8,52 + 38,5)^2}{2} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}$   
 soit  $f_m/V_{su} = 0,95 \text{ m}^{-1}$

$$P_a = \frac{1,033}{0,97} \left( 1 - \frac{4000^2}{5,477 \cdot 10^8} \times \frac{1}{(0,8)^2} \left( \frac{2,1 - 0,5 \times 0,5}{2,0} \right)^2 \frac{1}{(0,95)^2} \right)^{3,5} = 0,87$$

$$P_a = 0,87 \text{ kgf/cm}^2$$

4. Rendement Volumétrique

$$\eta_v = \frac{\text{volume de moles de gaz admise dans le cylindre}}{\text{volume de moles de gaz admise théorique à conditions normales}} = \frac{V_{gc}}{V_0}$$

$$\eta_v = \frac{V}{V_0} \cdot \frac{1}{\gamma_0} \left( 1 + (\gamma_0-1)(E-1)\sigma - \frac{P_g}{P_a} \rho \right)$$

$\nu$  : exponent de charge supplémentaire (grâce au retard à la F.S.A)  $\nu = 1,07$   
 $T_0 + \Delta T$  : température de chauffage du mélange pendant l'admission  $\theta = 1,08$   
 $\Delta T$  : différence entre l'air ambiant et l'intérieur du cylindre

$P_g$  : pression des gaz résiduels au point g  $P_g = 1,13 \text{ kgf/cm}^2$

$$\eta_v = \frac{1,07 \cdot 1}{1,05} \cdot \frac{0,87}{1,033} \left( 21 + 0,4 \times 20 \times 0,97 - 0,5 \frac{1,13}{0,87} \right) = 0,835$$

$$\boxed{\eta_v = 0,835}$$

5. Coefficient de pneté de la charge fraîche

$$\lambda_p = \frac{\eta_{fc}}{\eta_{fc} + \eta_{gr}} = \left( 1 + \rho \frac{P_g}{P_0} \frac{T_0}{T_g} \frac{1}{(E-1)\eta_v} \right)^{-1}$$

$T_g$  : température des gaz résiduels  $T_g = 700^\circ\text{K}$

$$\lambda_p = \left( 1 + 0,5 \frac{1,13}{1,033} \cdot \frac{303}{700} \cdot \frac{1}{20 \cdot 0,835} \right)^{-1} = 0,98$$

$$\boxed{\lambda_p = 0,98}$$

6. Température d'admission  $T_a$

$$T_a = T_0 \frac{P_a}{P_0} \frac{E}{E-1} \frac{1}{\eta_v \left( \frac{1}{\lambda_p} + \frac{1}{\nu} - 1 \right)} = 303 \frac{0,87}{1,033} \frac{21}{20} \frac{1}{0,835 \left( \frac{1}{0,98} + \frac{1}{1,07} - 1 \right)} = 336$$

$$\boxed{T_a = 336^\circ\text{K}}$$

II - Calcul du processus de compression (a-c)

$m_c$  : exposant polytropique de la compression  $m_c = 1,37$

$$P_c = P_a E^{m_c} = 0,87 \cdot 21^{1,37} = 56,4$$

$$\boxed{P_c = 56,4 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$T_c = T_a E^{m_c - 1} = 336 \cdot 21^{0,37} = 1036$$

$$\boxed{T_c = 1036^\circ\text{K}}$$

III - Calcul du processus de combustion (c-t)

1. Hypothèses : la combustion se fait en 3 évolutions qui sont :

- combustion à volume constant c-y

- combustion à pression constante y-z

... thermique 3-6.

Le combustible est introduit instantanément au point c, ensuite il y a uniquement un dégagement de chaleur.

2. Consommation d'air

La composition massique du combustible est: 85,7% C ; 13,3% H ; 1% O

A la stœchiométrie, la consommation minimum d'air (Pouvoir calorifique) est:

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,4969 \text{ kmols d'air / kg comb}$$

Soit la masse molaire de l'air 29,29, donc  $L_{min} = 14,518 \text{ kg d'air / kg comb}$

Supposons un excès d'air  $\lambda = 1,4$ , alors la consommation réelle d'air sera:

$$L = \lambda L_{min} = 1,4 L_{min} ; \text{ soit } \begin{cases} L = 0,6957 \text{ kmols d'air / kg comb} \\ L = 20,2 \text{ kg d'air / kg comb} \end{cases}$$

3. Produits de combustion et participation de chaque corps

En supposant qu'il n'y a pas de dissociation, les produits de combustion sont:

$CO_2$ ;  $H_2O$ ;  $O_2$ ;  $N_2$

$$n_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,857}{12} = 0,0714 \text{ kmols } CO_2 / \text{kg comb}$$

$$n_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,0665 \text{ kmols } H_2O / \text{kg comb}$$

$$n_{O_2} = 0,21(\lambda - 1)L_{min} = 0,21 \cdot 0,4 \cdot 0,4969 = 0,0427 \text{ kmols } O_2 / \text{kg comb}$$

$$n_{N_2} = 0,79L = 0,79 \times 0,6957 = 0,5496 \text{ kmols } N_2 / \text{kg comb}$$

Le nombre de moles de produits de combustion sera:  $n_f = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}$

$$n_f = 0,7292 \text{ kmols } P_c / \text{kg comb}$$

$$r_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_f} = \frac{0,0714}{0,7292} = 0,0979 \text{ soit } \underline{9,79\% CO_2}$$

$$r_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_f} = \frac{0,0665}{0,7292} = 0,0912 \text{ soit } \underline{9,12\% H_2O}$$

$$\frac{0,0677}{0,92} = 0,0736 \text{ soit } 5,71\% \text{ O}_2$$

$$n_2 = \frac{n_{N_2}}{n_2} \cdot \frac{0,92}{0,0736} = 0,7537 \text{ soit } 75,37\% \text{ N}_2$$

On définit un coefficient chimique de variation molaire  $\mu_c = \frac{n_f}{n_o}$

$n_f > n_o$  a cause de la création molaire.

$n_o = L + \frac{1}{M}$  M étant la masse molaire du combustible.

Le terme  $\frac{1}{M}$  peut être négligé devant L, donc  $\mu_c = \frac{n_f}{L} = \frac{0,7292}{0,6957} = 1,048$

#### 4. Processus de combustion, calcul de T<sub>3</sub>

Le bilan thermique de c à t est:  $Q_r = \Delta U_{c-t} + A L_{c-t} + Q_{p-c-t}$

-  $Q_r$  étant la chaleur de réaction chimique  $Q_r = Q_i = 10000 \text{ kcal/kg (PCI)}$

-  $Q_p$  étant la chaleur échangée avec les parois.

On définit un coefficient d'utilisation de la chaleur  $\eta_g = 0,90$

On a alors  $Q_p = (1 - \eta_g) Q_r$

-  $A L_{c-t} = A L_{y-z} + A L_{z-t}$  (le travail pendant la combustion isochoce étant nul)

On définit un coefficient de dégagement isothermique de la chaleur qui exprime le travail pendant l'isotherme  $A L_{z-t} = \eta_{gt} \eta_g \cdot Q_r$   $\eta_{gt} = 0,28$

Le travail pendant la combustion isobarique est:  $A L_{y-z} = A(p_3 V_3 - p_y V_y)$

$$p_3 V_3 = n_y R T_3 \quad (n_y = n_z)$$

$$p_y V_y = \pi p_c V_c = \pi n_c R T_c \quad \text{avec } \pi = \frac{p_y}{p_c} = 1,4$$

$$A L_{y-z} = A R n_c \left( \frac{n_y}{n_c} T_3 - \pi T_c \right) = 1,986 n_c (\mu_c T_3 - \pi T_c)$$

On définit un coefficient total de variation molaire  $\mu_t = \frac{n_y}{n_c}$

$$n_y = n_f + n'_{O_2} = n_c n_o + \delta n_o = n_o (\mu_c + \delta) \quad \text{avec } \delta \text{ étant égal à:}$$

$$\delta = \frac{1}{\mu_c} - 1 = \frac{1}{0,93} - 1 = 0,0204$$

$$n_c = n_o + \delta n_o = n_o (1 + \delta)$$

$$\text{donc } \mu = \frac{u_c - \delta}{1 + \delta} = \frac{1,048 + 0,0206}{1,0206} = \underline{1,047}$$

la variation d'énergie entre c et t est :  $\Delta U_{c-t} = \Delta U_{c-z}$

$\Delta U_{z-t} = 0$  durant la transformation isotherme

Pour le calcul de cette énergie, on fixe une température de référence soit  $T_{ref} = 500^{\circ}K$

$$\Delta U_{c-z} = n_y (\mu_z - \mu_{ref})_{g.c} - n_c (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} \quad \mu : \text{kcal / kmole}$$

$$\Delta U_{c-z} \times \frac{1}{n_c} = \mu_t (\mu_z - \mu_{ref})_{g.c} - (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a}$$

Le bilan énergétique devient

$$\begin{aligned} \Phi_r = & n_y (\mu_z - \mu_{ref})_{g.c} - n_c (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} + \alpha_t \alpha_l \Phi_r + 1,986 n_y T_z \\ & - 1,986 n_c T_c + (1 - \alpha_l) \Phi_r \end{aligned}$$

soit :

$$\frac{\alpha_l \Phi_r (1 - \alpha_t)}{n_c (1 + \delta)} + 1,986 T_c + (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} = \mu_t (\mu_z - \mu_{ref})_{g.c} + 1,986 \mu_t T_z$$

Calcul des énergies internes

$$\Delta U = c_v \Delta T = (a + bT + cT^2 + \dots) \Delta T$$

La chaleur spécifique à volume constant varie avec la température

On aura donc :

$$\begin{aligned} (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} = & a_{m.a} (T_c - T_{ref}) + \frac{b_{m.a}}{2} (T_c^2 - T_{ref}^2) + \frac{c_{m.a}}{3} (T_c^3 - T_{ref}^3) \\ & + \frac{d_{m.a}}{4} (T_c^4 - T_{ref}^4) \end{aligned}$$

À l'admission, on a uniquement de l'air, donc  $n_{air} = 1$

$$\left. \begin{aligned} a_{m.a} = a_{air} &= 4,915 \\ b_{m.a} = b_{air} &= -0,373 \cdot 10^{-3} \\ c_{m.a} = c_{air} &= 2,272 \cdot 10^{-6} \\ d_{m.a} = d_{air} &= -0,912 \cdot 10^{-9} \end{aligned} \right\} \text{ ces coefficients sont donnés par des tables.}$$

$$\begin{aligned} (\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} = & 4,915 (1036 - 500) - \frac{0,373}{2} \cdot 10^{-3} (1036^2 - 500^2) + \frac{2,272}{3} \cdot 10^{-6} (1036^3 - 500^3) \\ & - \frac{0,912}{4} \cdot 10^{-9} (1036^4 - 500^4) = 2690 \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{(\mu_c - \mu_{ref})_{m.a} = 2690 \text{ kcal}}}$$

$$(\mu_3 - \mu_{ref})_{g.c} = a_{gc} (T_3 - T_{ref}) + \frac{b_{gc}}{2} (T_3^2 - T_{ref}^2) + \frac{c_{gc}}{3} (T_3^3 - T_{ref}^3) + \frac{d_{gc}}{4} (T_3^4 - T_{ref}^4) + \frac{e_{gc}}{5} (T_3^5 - T_{ref}^5)$$

$$a_{gc} = a_{CO_2} r_{CO_2} + a_{H_2O} r_{H_2O} + a_{N_2} r_{N_2} + a_{O_2} r_{O_2} \quad (a_i; b_i; c_i; d_i; e_i)$$

$$a_{gc} = 3,114 \times 9,79\% + 5,8092 \times 9,12\% + 3,7905 \times 75,37\% + 4,181 \times 5,72\% = 3,93$$

$$b_{gc} = (15,012 \times 9,79\% - 0,218 \times 9,12\% + 3,249 \times 75,37\% + 3,358 \times 5,72\%) 10^{-3} = 4,09 \cdot 10^{-3}$$

$$c_{gc} = (-9,848 \times 9,79\% + 4,388 \times 9,12\% - 1,204 \times 75,37\% + 1,45 \times 5,72\%) 10^{-6} = -1,388 \cdot 10^{-6}$$

$$d_{gc} = (2,952 \times 9,79\% - 3,495 \times 9,12\% + 0,162 \times 75,37\% + 0,242 \times 5,72\%) 10^{-9} = 0,106 \cdot 10^{-9}$$

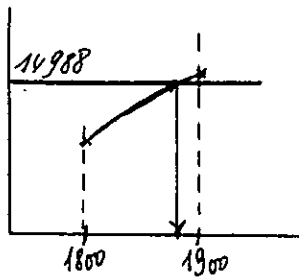
$$e_{gc} = (0,3294 \times 9,79\% + 0,077 \times 9,12\%) 10^{-12} = 0,221 \cdot 10^{-12}$$

Récapitulation des résultats

$$\frac{0,90 \times 1000 (1 - 0,28)}{0,6957 (1 + 0,0204)} + 2690 + 1,986 \times 1,4 \times 1036 = 1,047 (\mu_3 - \mu_{ref})_{g.c} + 1,986 \times 1,047 T_3$$

$$\text{Soit: } 14988 \text{ kcal} = 2,079 T_3 + 4,115 (T_3 - 500) + 2,141 \cdot 10^{-3} (T_3^2 - 500^2) - 0,484 \cdot 10^{-6} (T_3^3 - 500^3) + 0,028 \cdot 10^{-9} (T_3^4 - 500^4) + 0,046 \cdot 10^{-12} (T_3^5 - 500^5) \quad (\text{Real})$$

Résolution graphique de cette équation



On obtient  $T_3 = 1887 \text{ K}$

Détermination des autres paramètres

$$P_y = P_3 = \pi P_c = 1,4 \times 56,4 = 78,96$$

$$P_y \approx 79 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_3 = T_c = 1887 \text{ K}$$

$$A_{L_3-c} = A_{P_3} V_3 \ln \frac{V_c}{V_3} = \frac{C_{p,c} C_{p,r}}{AR \mu_y T_3} \ln \frac{V_c}{V_3} \Rightarrow St = \frac{V_c}{V_3} = e$$

$$\mu_y = M_0 (\mu_c + \gamma) = 0,743 \text{ kmole/kg comb}$$

$$\text{Donc: } St = e = \frac{0,88 \cdot 0,90 \cdot 10000}{1,986 \cdot 0,743 \cdot 1887} = 2,47$$

$$St = 2,47$$

$$Sp = \frac{V_3}{V_c} = \frac{\mu_y R T_3}{P_3} \cdot \frac{P_c}{M_c R T_c} = \frac{\mu_c T_3}{\pi T_c} = \frac{1,047 \cdot 1886}{1,4 \cdot 1036} = 1,36 \quad Sp = 1,36$$



La pression au point t sera  $P_t V_t = P_3 V_3 \Rightarrow P_t = P_3 \frac{V_3}{V_t} = \pi p_c / s_t$

$$P_t = 1,4 \times 56,4 / 2,47 = 31,9$$

$$P_t = 31,9 \text{ kgf/cm}^2$$

### III. Calcul du processus de détente (t-u)

$m_d =$  exposant polytropique de détente  $m_d = 1,3$

$$P_u = P_t \left( \frac{V_t}{V_u} \right)^{m_d} = P_t \left( \frac{V_t}{V_3} \frac{V_3}{V_c} \frac{V_c}{V_u} \right)^{m_d} = P_t \left( \frac{s_t \cdot s_p}{\epsilon} \right)^{m_d}$$

$$P_u = 31,9 \left( \frac{2,47 \cdot 1,36}{21} \right)^{1,3} = 2,94$$

$$P_u = 2,94 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_u = T_t \left( \frac{s_t \cdot s_p}{\epsilon} \right)^{m_d - 1} = 1887 \left( \frac{2,47 \cdot 1,36}{21} \right)^{0,3} = 1089$$

$$T_u = 1089^\circ \text{K}$$

### IV. Tracé du diagramme du cycle

Voir figure 14

### V. Calcul de la pression moyenne indiquée

$$L_{\text{cycle}} = L_{yz} + L_{zt} + L_{tu} - L_{ac}$$

$$L_{yz} = P_y (V_3 - V_y) = \pi p_c V_c (s_p - 1)$$

$$L_{zt} = P_3 V_3 \ln \frac{V_t}{V_3} = \pi p_c s_p V_c \ln s_t$$

$$L_{tu} = \frac{1}{m_d - 1} (P_t V_t - P_u V_u) = \frac{P_t V_t}{m_d - 1} \left( 1 - \frac{T_u}{T_t} \right) = \frac{\pi s_p V_c P_c}{m_d - 1} \left( 1 - \left( \frac{s_t s_p}{\epsilon} \right)^{m_d - 1} \right)$$

$$L_{ac} = \frac{P_c V_c}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) = \frac{P_c V_c}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{m_c - 1}} \right)$$

$$P_{mi}' = \frac{L_{\text{cycle}}}{V_s} = \frac{L_{\text{cycle}}}{V_c (\epsilon - 1)}$$

On obtient

$$P_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left( \pi (s_p - 1) + \pi s_p \ln s_t + \frac{\pi s_p}{m_d - 1} \left( 1 - \left( \frac{s_t s_p}{\epsilon} \right)^{m_d - 1} \right) - \frac{1}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{m_c - 1}} \right) \right)$$

$$P_{mi}' = \frac{56,4}{20} \left( 1,4 \times 0,36 + 1,4 \times 1,3 \ln 2,47 + \frac{1,4 \cdot 1,36}{0,3} \left( 1 - \left( \frac{2,47 \cdot 1,36}{21} \right)^{0,3} \right) - \frac{1}{0,37} \left( 1 - \frac{1}{21^{0,37}} \right) \right)$$

$$P_{mi} = 8,70 \text{ kgf/cm}^2$$

Soit un rendement d'arrondissement du cycle  $\eta_d = 0,98$ , donc on obtient :

$$P_{mi} = 0,98 \cdot 8,70 = 8,53$$

$$P_{mi} = 8,53 \text{ kgf/cm}^2$$

### VII. Pression moyenne effective

$$P_{me} = \eta_m P_{mi}$$

Adoptons un rendement mécanique  $\eta_m = 0,80$

$$P_{me} = 0,80 \times 8,53 = 6,824$$

$$P_{me} = 6,82 \text{ kgf/cm}^2$$

### VIII. Puissance effective

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_s \cdot i \cdot N}{225 \cdot \bar{\sigma}} = \frac{6,824 \cdot 1,816 \cdot 4000}{225 \cdot 4} = 55,07$$

$$P_e = 55 \text{ CV}$$

( $\bar{\sigma} = 4$  temps)

### IX. Rendement indiqué

$$\eta_i = \frac{A L_i}{Q_i} = \frac{A p_{mi} V_s}{Q_i} = \frac{A p_{mi} \frac{V_0}{\eta_v}}{Q_i}$$

$V_0 =$  Volume de gaz occupé à conditions normales

$$\eta_i = \frac{A p_{mi} \frac{n_0 T_0}{P_0}}{\eta_v Q_i} = 1,986 \frac{p_{mi}}{P_0} \frac{n_0 T_0}{\eta_v Q_i} = 1,986 \frac{8,53}{1,033} \frac{0,6957 \cdot 303}{0,835 \cdot 10000} = 0,414$$

$$\eta_i = 0,414$$

### X. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,8 \times 0,414 = 0,331$$

$$\eta_e = 0,331$$

### XI. Consommation spécifique indiquée

$$s_i = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_i Q_i} = \frac{632 \cdot 10^3}{0,414 \cdot 10000} = 152,6$$

$$s_i = 152,6 \text{ g/ch} \times \text{h}$$

### XII. Consommation effective

$$s_e = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_e \cdot Q_i} = \frac{632 \cdot 1000}{0,331 \cdot 10000} = 190,9$$

$$s_e \approx 191 \text{ g/ch} \times \text{h}$$

### XIII. Consommation horaire

$$ch = s_e P_e \cdot 10^{-3} = 191 \cdot 55 \cdot 10^{-3} = 10,5$$

$$ch = 10,5 \text{ kg/h}$$

# CHAP. V CARACTERISTIQUES NUMERIQUES DU CYCLE DIESEL-GAZ 4 TEMPS

La conversion du Diesel est faite suivant un Diesel mixte à combustion naturelle, combustion air-gaz préalable et injection préalable gas-oil au fin de compression. Le gas-oil injecté ne constitue qu'un combustible d'appoint, le combustible principal étant le gaz naturel; le cycle Diesel-gaz sera proche du cycle à essence, c'est-à-dire la combustion est à volume constant.

## I Calcul du processus d'admission g-a

Dans la conversion du moteur, le taux de compression a été réduit jusqu'à 14 soit une réduction de 33% par rapport au taux de compression initial

### 1- Pression d'admission Pa

$$P_a = \frac{P_0}{\sigma} \left( 1 - \frac{N^2}{5,477 \cdot 10^8} \times \frac{1}{(\mu_a \phi_a)^2} \times \left( \frac{\epsilon - \mu \rho}{\epsilon - 1} \right)^2 \times \frac{1}{\left( \frac{f_m}{V_s} \right)^2} \right)^{3,5}$$

La cylindrée étant inchangée, de même que les soupapes, donc  $\frac{f_m}{V_s} = 0,95 \text{ s}^{-1}$  lors des essais, la vitesse maximale qu'on ait pu atteindre est de l'ordre de 3000 tr/min, toutefois pour le calcul théorique on adoptera  $n_{\max} = 4000 \text{ tr/min}$ .  
Les conditions extérieures sont les conditions CENAC  $\left\{ \begin{array}{l} P_0 = 1,01325 \text{ bar} \\ T_0 = 20^\circ \text{C} \end{array} \right.$

$$P_a = \frac{1,01325}{1} \left( 1 - \frac{4000^2}{5,477 \cdot 10^8} \times \frac{1}{(0,8)^2} \times \left( \frac{14 - 0,25}{13} \right)^2 \times \frac{1}{(0,95)^2} \right)^{3,5} = 0,363$$

$$P_a = 0,363 \text{ bar}$$

coefficient de compression

$$\eta_v = \frac{1 - \frac{1}{\epsilon}}{1 - \frac{1}{\epsilon} + (\epsilon - 1) \left( \frac{p_g}{p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}}}$$

- coefficient de compression supplémentaire  $\eta = 1,07$

- Pour le moteur à gaz, la température est un peu plus élevée que dans le 'moteur diesel', donc le rapport de chauffage du mélange pendant l'admission 'from le moteur à gaz' sera légèrement plus grand que celui dans le cas du diesel soit  $\theta = 1,10$ .

- La pression des gaz résiduels  $p_g$  diminue un peu relativement au moteur Diesel car le taux de compression diminue  $p_g = 1,10 \text{ kgf/cm}^2$

$$\eta_v = \frac{1,07}{1,10} \frac{1}{1,4 \cdot 13} \frac{0,87}{1,033} \left( 14 + 0,4 \times 13 \times 0,97 - 0,5 \frac{1,10}{0,87} \right) = 0,829$$

$$\boxed{\eta_v = 0,829}$$

3- Coefficient de perfection

$$\eta_p = \left( 1 + \rho \frac{p_g}{p_a} \frac{T_a}{T_g} \frac{1}{(\epsilon - 1) \eta_v} \right)^{-1}$$

La température des gaz résiduels augmente par rapport au moteur Diesel, soit

$$T_g \approx 900^\circ \text{K}$$

$$\eta_p = \left( 1 + 0,5 \frac{1,10}{1,033} \frac{303}{900} \frac{1}{13 \cdot 0,829} \right)^{-1} = 0,98$$

$$\boxed{\eta_p = 0,98}$$

4- Température d'admission  $T_a$

$$T_a = T_0 \frac{p_a}{p_0} \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{1}{\eta_v \left( \frac{1}{\theta} + \frac{1}{\nu} - 1 \right)} = 303 \frac{0,87}{1,033} \frac{14}{13} \frac{1}{0,829 \left( \frac{1}{0,98} + \frac{1}{1,7} - 1 \right)} = 347$$

$$\boxed{T_a = 347^\circ \text{K}}$$

## I. calcul du $p_c$ sous de compression a-c

Le moteur à gaz est un moteur plus chaud que le moteur Diesel,  
l'expansion ; l'indice de compression diminue un peu soit  $\mu_c = 1,35$

$$P_c = P_a \cdot \mu_c^{\mu_c} = 1 \cdot 87 \cdot 14^{1,35} = 30,67$$

$$P_c \approx 30,7 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_c = T_a \cdot \mu_c^{\mu_c - 1} = 347 \cdot 14^{0,35} = 874$$

$$T_c \approx 874 \text{ }^\circ\text{K}$$

## II. calcul du processus de combustion c-t

Le cycle du moteur à gaz 4 temps, se rapproche du cycle essence 4 temps.

L'injection pilote (au lieu de l'étincelle de la bougie) a lieu un peu avant le point c.

On suppose une combustion instantanée au point c, ensuite un dégagement de chaleur se faisant en 2 évolutions :

- c-y dégagement de chaleur à volume constant
- y-t dégagement de chaleur isothermique

### 1- Détermination du rapport gaz naturel - gas-oil

Nous avons vu que la consommation de gas-oil représente 5 à 10% de la consommation calorifique globale (d'après [2]); adoptons des répartitions à pleine charge de 8% pour le gas-oil et 92% pour le gaz naturel.

Soit  $m$  la masse de gas-oil injectée

Soit  $m'$  la masse de gaz naturel admise dans le cylindre

Pour  $m + m' = 1 \text{ kg}$  (mélange gas-oil + G.N.)

si la consommation calorifique globale est  $FC_{lg} = m \times 1000 + m' \times 108$

la consommation de gas-oil est telle que  $c \text{ } \& \text{ } FC_{lg} = m \times 100$

Nous avons un système de 3 équations à 3 inconnues à résoudre

$$\left. \begin{array}{l} m + m' : \\ 0,0861 \text{ kg gas-oil} \\ PCI_g = 10000 \text{ kcal/kg} + 10837 \text{ kcal/kg} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,0861 \text{ kg gas-oil} \\ m' = 0,9139 \text{ kg G.N.} \end{cases}$$

onc, pour 1 kg de combustible mélange (gas-oil + G.N) on a:

8,61% gas-oil et 91,39% gaz naturel

Le pouvoir calorifique global sera:

$$PCI_g = 8,61\% \times 10000 + 91,39\% \times 10837 = 10764,9$$

$$PCI_g \approx 10765 \text{ kcal/kg combustible mélange}$$

## 2- Consommation d'air

Pour brûler, la quantité de gas-oil injectée nécessite une certaine quantité d'air. Si nous supposons un excès d'air  $\lambda = 1,1$  pour le gas-oil, cette quantité sera  $0,4969 \times 1,1 \times 8,61\% = 0,4706$  kmoles d'air.

Pour le méthane (G.N), en tenant compte de la température de compression et du taux de compression, il faut se régler en régime pauvre pour diminuer la vitesse de flamme laminaire et éviter les détonations; la richesse est de l'ordre de 0,65 soit  $\lambda = 1,53$  excès d'air (Voir fig. 4 et 5)

La consommation d'air pour le gaz naturel est:

$$0,5376 \times 1,53 \times 91,39\% = 0,7517 \text{ kmoles d'air}$$

Soit au total 0,79876 kmoles d'air / kg comb. mélange

## 3- Nombre de moles initiales

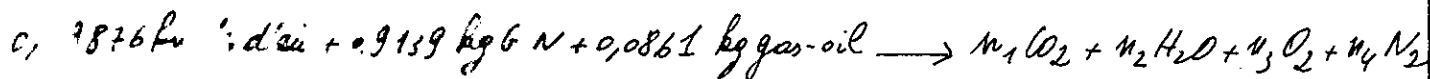
Le mélange admis pendant la phase d'admission comprend de l'air et du gaz naturel,  $n_0 = 0,79876 + \frac{0,9139}{18,517} = 0,8481$  kmoles / kg comb. mélangé

## 4- Répartition des composants du mélange initial

$$n_{\text{air}} = \frac{0,79876}{0,8481} = 94,18\%$$

$$n_{\text{gaz}} = \frac{0,9139}{18,517 \times 0,8481} = 5,82\%$$

Reactions et produits de combustion



$$n_1 \text{CO}_2 = \frac{0,0861 \times 0,857}{12} + \frac{0,9139 \times 0,6999}{12} = 0,0594 \text{ kmoles CO}_2 / \text{kg m\u00e9lange}$$

$$n_2 \text{H}_2\text{O} = \frac{0,0861 \times 0,133}{2} + \frac{0,9139 \times 0,2187}{2} = 0,1056 \text{ kmoles H}_2\text{O} / \text{kg m\u00e9lange}$$

$$n_3 \text{O}_2 = 0,21(1,1-1) \cdot 0,4969 \times 0,0861 + 0,21(1,53-1) \cdot 0,5376 \times 0,9139 = 0,0556 \text{ kmoles O}_2 / \text{kg m\u00e9lange}$$

$$n_4 \text{N}_2 = 0,79 \times 1,1 \times 0,4969 \times 0,0861 + 0,79 \times 1,53 \times 0,5376 \times 0,9139 + \frac{0,083}{28} \times 0,9139 = 0,6336 \text{ kmoles N}_2 / \text{kg m\u00e9lange}$$

Soit  $n_f = 0,8542$  kmoles P.C / kg m\u00e9lange

Les participations seront :  $r_{\text{CO}_2} = \frac{0,0594}{0,8542} = 6,95\%$

$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,1056}{0,8542} = 12,36\%$        $r_{\text{O}_2} = \frac{0,0556}{0,8542} = 6,51\%$        $r_{\text{N}_2} = \frac{0,6336}{0,8542} = 74,78\%$

6- Coefficient chimique de variation molaire

$$\mu_c = \frac{n_f}{n_0} = \frac{0,8542}{0,8481} = 1,0072$$

7- Processus de combustion, calcul de Ty

- chaleur de r\u00e9action chimique PCIg = 10765 kcal / kg m\u00e9lange

- coefficient d'utilisation de la chaleur  $\eta = 0,90$

- coefficient de d\u00e9gagement isothermique de la chaleur  $\eta_t = 0,18$

- coefficient du gaz r\u00e9siduel  $\gamma = \frac{1}{\mu_f} - 1 = 0,0204$

- coefficient total de variation molaire  $\mu_t = \frac{\mu_c + \gamma}{1 + \gamma} = 1,007$

Bilan \u00e9nerg\u00e9tique

$$\frac{\eta_f \eta_r}{\mu_c} (\eta_t) + (c - \mu_{ref})_{m.a} = \mu_t (\eta_y - \mu_{ref})_{g.c}$$

Donnée :  $v = 3,536 + 8,013 \cdot 10^{-3} T^{\circ}K$  (kcal / kmole  $^{\circ}K$ ) (d'après [5])

- Calcul des coefficients  $a_{gc}, b_{gc}, c_{gc}, d_{gc}, e_{gc}$

$$a_{gc} = 4,915 \times 94,18\% + 3,536 \times 5,82\% = 4,8347$$

$$b_{gc} = (-0,373 \times 94,18\% + 8,013 \times 5,82\%) \cdot 10^{-3} = 0,1150 \cdot 10^{-3}$$

$$c_{gc} = (0,72 \times 94,18\%) \cdot 10^{-6} = 0,1397 \cdot 10^{-6} \quad (c_{gaz} = 0)$$

$$d_{gc} = (9,2 \times 94,18\%) \cdot 10^{-9} = -0,8589 \cdot 10^{-9} \quad (d_{gaz} = 0)$$

$$e_{gc} = 8347(874 - 500) + \frac{0,1150 \cdot 10^{-3}}{2}(874^2 - 500^2) + \frac{0,1397 \cdot 10^{-6}}{3}(874^3 - 500^3) - \frac{0,8589 \cdot 10^{-9}}{4}(874^4 - 500^4) = 2113 \text{ kcal}$$

- Calcul des coefficients  $a_{gc}, b_{gc}, c_{gc}, d_{gc}, e_{gc}$

$$a_{gc} = 3,114 \times 6,95\% + 5,8092 \times 12,36\% + 3,7905 \times 74,18\% + 4,181 \times 6,51\% = 4,018$$

$$b_{gc} = (15,012 \times 6,95\% - 0,218 \times 12,36\% + 3,249 \times 74,18\% + 3,358 \times 6,51\%) \cdot 10^{-3} = 3,645 \cdot 10^{-3}$$

$$c_{gc} = (-9,848 \times 6,95\% + 4,388 \times 12,36\% - 1,204 \times 74,18\% + 1,45 \times 6,51\%) \cdot 10^{-6} = -0,9408 \cdot 10^{-6}$$

$$d_{gc} = (2,952 \times 6,95\% - 3,495 \times 12,36\% + 0,162 \times 74,18\% + 0,242 \times 6,51\%) \cdot 10^{-9} = -0,0909 \cdot 10^{-9}$$

$$e_{gc} = (0,3294 \times 6,95\% + 2,077 \times 12,36\%) \cdot 10^{-12} = 0,2796 \cdot 10^{-12}$$

- Récapitulation et calcul de  $T_y$

$$\frac{0,9 \times 10765(1 - 0,18)}{0,8481 \cdot 1,0204} + 2113 = 1,007 \left( 4,018(T_y - 500) + \frac{3,645 \cdot 10^{-3}}{2}(T_y^2 - 500^2) - \frac{0,9408 \cdot 10^{-6}}{3}(T_y^3 - 500^3) - \frac{0,0909 \cdot 10^{-9}}{4}(T_y^4 - 500^4) + \frac{0,2796 \cdot 10^{-12}}{5}(T_y^5 - 500^5) \right)$$

Soit :

$$11293 \text{ kcal} = 4,046(T_y - 500) + 1,835 \cdot 10^{-3}(T_y^2 - 500^2) - 0,3158 \cdot 10^{-6}(T_y^3 - 500^3) - 0,0229 \cdot 10^{-9}(T_y^4 - 500^4) + 0,0563 \cdot 10^{-12}(T_y^5 - 500^5) \text{ (kcal)}$$

Une même résolution graphique que précédemment donne :

$$T_y = 1945^{\circ}K$$

8- Calcul de  $P_y$

$$P_y = \mu P_c \frac{T_y}{T_c}$$

$$P_y = \mu P_c \frac{T_y}{T_c}$$

$$P_y = \mu P_c \frac{T_y}{T_c} = 1,007 \cdot 10^8 \cdot \frac{1945}{273} = 7,1 \cdot 10^8$$

$$P_y = 68,8 \text{ MPa}$$



### 9. Isotherme $y^2$

$$A_{Ly} \cdot \epsilon \cdot A_{Py} V_y \ln \frac{V_t}{V_y} = c_{p,t} Q_r \text{ soit } \frac{V_t}{V_y} = \epsilon = \frac{c_{p,t} \cdot Q_r}{1,986 \cdot n_y T_y}$$

$$n_y = n_{O_2} + n_{N_2} = (348 \cdot 1 / 1,0072 + 0,0204) = 0,8715 \text{ kmols / kg mélange}$$

$$\epsilon = c \cdot \frac{1,18 \cdot 9 \cdot 1,735}{1,986 \cdot 0,8715 \cdot 1945} = 1,68 \quad \epsilon_t = 1,68$$

$$\text{Pression } P_t \cdot P_t V_t = P_y V_y \Rightarrow P_t = \frac{P_y}{\epsilon} = \frac{68,8}{1,68} \approx 41$$

$$P_t \approx 41 \text{ kgf/cm}^2$$

Température  $T_f$   $T_f = T_y = 1945 \text{ }^\circ\text{K}$

### III. Calcul du processus de détente $m_d = 1,3$

$$P_u = P_t \left( \frac{V_t}{V_u} \right)^{m_d} = P_t \left( \frac{V_t V_y}{V_y V_u} \right)^{m_d} = P_t \left( \frac{\epsilon}{\epsilon} \right)^{m_d} = 41 \left( \frac{1,68}{14} \right)^{1,3} = 2,60$$

$$P_u = 2,60 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_u = T_t \left( \frac{\epsilon}{\epsilon} \right)^{m_d-1} = 1945 \left( \frac{1,68}{14} \right)^{0,3} = 1029$$

$$T_u = 1029 \text{ }^\circ\text{K}$$

### IV. Traité du diagramme du cycle Voir figure 14

### V. Calcul de la pression moyenne indiquée

$$L_{\text{cycle}} = L_{yt} + L_{tu} - L_{ac}$$

$$L_{yt} = P_y V_y \ln \frac{V_t}{V_y} = P_y V_c \ln \epsilon$$

$$L_{tu} = \frac{1}{m_d-1} (P_t V_t - P_u V_u) = \frac{P_t V_t}{m_d-1} \left( 1 - \left( \frac{\epsilon}{\epsilon} \right)^{m_d-1} \right) = \frac{P_y V_c}{m_d-1} \left( 1 - \left( \frac{\epsilon}{\epsilon} \right)^{m_d-1} \right)$$

$$L_{ac} = \frac{P_c V_c}{m_c-1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{m_c-1}} \right)$$

$$p_{mi} = \frac{L_{\text{cycle}}}{V_s} = \frac{L_{\text{cycle}}}{V_c (\epsilon-1)}, \text{ on obtient:}$$

$$p_{mi} = \frac{1}{\epsilon-1} \left( P_y \ln \epsilon + \frac{P_y}{m_d-1} \left( 1 - \left( \frac{\epsilon}{\epsilon} \right)^{m_d-1} \right) - \frac{P_c}{m_c-1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{m_c-1}} \right) \right)$$

$$p_{mi} = \frac{1}{13} \left( 68,8 \ln 1,68 + \frac{68,8}{0,3} \left( 1 - \left( \frac{1,68}{14} \right)^{0,3} \right) - \frac{30,7}{0,35} \left( 1 - \frac{1}{14^{0,35}} \right) \right) = 6,98$$

Soit un rendement d'auondisement du cycle  $\eta_d = 0,97$

$$P_{mi} = \eta_d p_{mi} = 0,97 \cdot 6,98 = 6,77$$

$$P = 6,77 \text{ kgf/cm}^2$$

VII. pression effective

$$m \cdot m_i = 0,8 \cdot 6,77 = 5,42$$

$$P_{me} = 5,42 \text{ kgf/cm}^2$$

VIII. puissance effective

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_s \cdot N}{225 \cdot 4} = \frac{5,42 \cdot 1,816 \cdot 4000}{225 \cdot 4} = 43,7$$

$$P_e = 43,7 \text{ CV}$$

IX. Rendement indicé

$$\eta_i = 1,986 \frac{P_{mi}}{P_o} \frac{m_o T_o}{\eta_v \rho_i} = 1,986 \frac{6,77}{1,033} \frac{0,8481 \cdot 303}{0,829 \cdot 10765} = 0,375$$

$$\eta_i = 0,375$$

X. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,8 \cdot 0,375 = 0,30$$

$$\eta_e = 0,30$$

XI. Consommation spécifique indicé

$$c_i = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_i \rho_i} = \frac{632 \cdot 10^3}{0,375 \cdot 10765} = 156,5$$

$$c_i = 156,5 \text{ g mélange / ch} \cdot \text{h}$$

XII. Consommation effective

$$c_e = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_e \rho_i} = \frac{632000}{0,30 \cdot 10765} = 195,7$$

$$c_e = 195,7 \text{ g mécl. / CV} \cdot \text{h}$$

Consommation effective de gaz naturel

$$c_e(\text{g.n}) = 195,7 \times 91,39\% = 178,8$$

$$c_e(\text{g.n}) = 178,8 \text{ g G.N / CV} \cdot \text{h}$$

Consommation effective de gas-oil

$$c_e(\text{g.n}) = 0,215 \text{ m}^3 \text{N / CV} \cdot \text{h}$$

$$c_e(\text{g.o}) = 195,7 \times 8,61\% = 16,8$$

$$c_e(\text{g.o}) = 16,8 \text{ g G.O / CV} \cdot \text{h}$$

XIII. Consommation horaire

$$c_h = 195,7 \times 43,7 \cdot 10^{-3} = 8,55 \text{ kg mécl. / h}$$

$$c_h = 8,55 \text{ kg mécl. / h}$$

Consommation horaire de G.N

$$c_h(\text{G.N}) = 178,8 \cdot 43,7 \cdot 10^{-3} = 7,81$$

$$c_h(\text{G.N}) = 7,81 \text{ kg / h}$$

$$c_h(\text{G.N}) = 9,39 \text{ m}^3 \text{N / h}$$

Consommation horaire de G.O

$$c_h(\text{G.O}) = 16,8 \cdot 43,7 \cdot 10^{-3} = 0,734$$

$$c_h(\text{G.O}) = 0,734 \text{ kg / h}$$

La consommation de gas-oil représente 7% de la consommation de gas-oil  
à pleine charge du moteur Diesel

### CONCLUSION

- En ce qui concerne en comparant les pouvoirs calorifiques du gas-oil et du gaz naturel, que pour avoir l'équivalent de 1 litre de gas-oil, il faut brûler 900 à 950 litres de gaz naturel. Aussi, il y a une diminution du taux de compression. Par conséquent, une conversion à la marche au gaz entraîne une baisse de puissance effective  $\Delta P_{eff}$  avec  $\Delta P_{eff} = P_{eff}/\text{Diesel} - P_{eff}/\text{gaz} = 55 - 43,7 = 11,3 \text{ CV}$

Cette perte de puissance est de l'ordre de 20,5% par rapport à la puissance effective du moteur Diesel.

- De même que pour le rendement effectif, on l'on a une chute de 9,3% par rapport au rendement effectif du moteur Diesel

### Variation naturelle de la Puissance

En fonction des conditions ambiantes, la puissance développée par un moteur à gaz varie naturellement. En effet la puissance développée est liée à la quantité d'énergie introduite sous forme gazeuse.

Lorsque la température ambiante varie, ainsi que la pression, le volume de gaz varie, d'où une variation du  $P_{ci}$  par volume qui se traduit par une variation de la puissance développée par le moteur. La puissance varie donc suivant la formule de correction suivante :

$$P = P_0 \frac{H}{760} \frac{273 + 30}{273 + t^\circ\text{C}} \quad (\text{Baudouin})$$

$P_0$  = puissance développée dans les conditions climac (30°C, 760 mmHg)

$P$  = puissance développée dans les conditions  $H$  mmHg et  $t^\circ\text{C}$

## PARTIE ANNEXE AU CALCUL THERMIQUE

Dans le chapitre III, on a constaté l'efficacité d'un moteur à injection directe lors de la conversion pour la marche aux combustibles gazeux. Dans cette partie, on exposera brièvement un calcul thermique pour un moteur diesel à injection directe avec un taux de compression  $\epsilon = 14$  (ce taux nécessite automatiquement l'injection directe).

Par ce calcul, on pourra apprécier une comparaison avec le moteur converti, c'est-à-dire le moteur Diesel-gaz avec le même taux de compression.

### I - Processus d'admission (g-a)

- 1- Pression d'admission :  $P_a = 0,87 \text{ kgf/cm}^2$
- 2- Rendement volumétrique :  $\eta_v = 0,843$
- 3- Coefficient de pureté :  $\eta_p = 0,98$
- 4- Température d'admission :  $T_a = 341^\circ \text{K}$

### II - Processus de compression $m_c = 1,37$ (compression a-c)

$$P_c = 0,87 \cdot 14^{1,37} = 32,3 \quad P_c = 32,3 \text{ kgf/cm}^2$$
$$T_c = 341 \cdot 14^{0,37} = 905 \quad T_c = 905^\circ \text{K}$$

### III - Processus de combustion (c-y-z-t)

- On adopte un excès d'air  $\lambda = 1,5$ , soit un dosage  $L = 0,7453 \frac{\text{kg mols d'air}}{\text{kg comb.}}$

La participation des produits de combustion est : ( $m_f = 0,7788 \frac{\text{kg mols PC}}{\text{kg comb.}}$ )

$$\tau_{\text{CO}_2} = 9,16\% ; \quad \tau_{\text{H}_2\text{O}} = 8,54\% ; \quad \tau_{\text{CO}} = 6,70\% ; \quad \tau_{\text{N}_2} = 75,6\%$$

- Coefficient chimique de variation molaire  $m_c = 1,045$

- Rapport des pressions  $P_y$  et  $P_c$  :  $\pi = P_y / P_c = 1,7$

- Coefficient du gaz résiduel  $\gamma = 0,0204$

- coefficient total de variation molaire :  $\mu_t = 1,044$
- coefficient de dilagement isothermique de la chaleur  $\delta_t = 0,20$
- coefficient d'utilisation de la chaleur  $\xi = 0,90$

En partant et résolvant l'équation du bilan thermique pour un milieu fermé, on obtient  $T_3 = 1873,5 \text{ K}$

On a aussi :  $P_y = 1,7 \cdot P_c$  soit  $P_y = 54,9 \text{ kgf/cm}^2$

$T_3 = T_2 = 1873,5 \text{ K}$

$\delta_t = \frac{v_t}{v_3} = 1,84$

$s_p = \frac{v_3}{v_c} = 1,27$

$P_3 = P_y \Rightarrow P_2 = \frac{P_3}{\delta_t} = \frac{54,9}{1,84} = 29,8$        $P_t = 29,8 \text{ kgf/cm}^2$

IV Pressions de détente (t-u)

$P_u = 2,91 \text{ kgf/cm}^2$

$T_u = 1095 \text{ K}$

V Tracé du diagramme du cycle (voir figure 14)

VI. Pression moyenne indiquée

$p_{mi} = 7,66 \text{ kgf/cm}^2$  (calculée)

$p_{mi} = 0,98 \cdot 7,66 = 7,50$        $p_{mi} = 7,50 \text{ kgf/cm}^2$

0,98 étant un rendement d'arrondissement du cycle.

VII - Pression moyenne effective

$P_{me} = 0,8 \cdot 7,50 = 6,0$  ( $\eta_m = 0,8$ )       $P_{me} = 6,0 \text{ kgf/cm}^2$

VIII - Prisance effective

$P_e = \frac{0 \times 1,816 \times 4000}{225 \cdot 4} = 48,4$        $P_e = 48,4 \text{ CV}$

On conserve les mêmes caractéristiques (entête et cylindricité) au moteur Diesel dont on calcule les performances.

X - Rendement indiqué  $\eta_i = 0,394$

VI - Rendement effectif  $\eta_e = 0,315$

XI - Consommation spécifique indiquée  $g_i = 160,4 \text{ g/CV.h}$

XII - Consommation spécifique effective  $g_e = 200,6 \text{ g/CV.h}$

XIII - Consommation horaire  $Ch = 9,71 \text{ kg/h}$

### Conclusion

En comparaison avec le cycle Diesel-gaz, on voit que la conversion entraîne une diminution de puissance de l'ordre de 10% et une diminution du rendement effectif de l'ordre de 4,5%. Ceci provient du fait que l'on utilise des mélanges air-gaz relativement pauvres et aussi du fait que le cycle Diesel-gaz est à volume constant, donc son rendement sera diminué.

Par ici, on retient l'avantage de convertir des moteurs diesels à injection directe, c'est-à-dire à des taux de compression de l'ordre de 15.

Lorsque l'excès d'air diminue, la puissance effective développée par le moteur Diesel-gaz augmente, mais le rendement effectif diminue. Pour un mélange stoechiométrique ( $\lambda=1$ ) on a calculé  $P_e \approx 56 \text{ CV}$  et  $\eta_e = 0,27$ .

Afin d'augmenter le rendement effectif, on utilise des mélanges pauvres et cela se fait au détriment de la puissance effective.

Pour des raisons techniques indépendantes de notre volonté, les essais pratiques n'ont pu être menés à terme. Toutefois nous avons eu la possibilité de faire quelques essais en marche Diesel-gaz.

Les résultats de ces essais seront exposés dans cette partie, mais une vérification s'impose quant à leur exactitude parce que nous avons eu des problèmes de fiabilité avec l'appareil de mesure du couple ainsi que le diable d'embrayage qui, étant usé, ne permettait pas une bonne transmission mécanique.

### I - Calcul théorique

#### 1- Méthode de calcul de la consommation d'air par la chambre à air

$$W = 1,43 d^2 \sqrt{\frac{h \cdot b}{273+t}} \quad (\text{g/s})$$

$d$  = diamètre de l'orifice en cm  $d = 4,127$  cm

$h$  = chute de pression à travers l'orifice en cm d'eau

$b$  = pression de l'air ambiant en cm Hg

$t$  = température ambiante en °C

#### 2- Puissance effective développée à l'arbre moteur

$$P_e = C \omega \quad [W] \quad C: \text{couple de freinage en kg.m}$$

$$\omega: \text{vitesse angulaire en rad/s} \quad \omega = \pi N / 30$$

$$P_e = \frac{\pi N C}{30 \times 75} \quad [CV] \quad N: \text{vitesse de rotation}$$

### 3- Consommation horaire de combustible liquide

$Ch = \frac{3,6 V}{t}$   $t$  indique la durée d'écoulement en (s) correspondant au Volume  $V$  ( $m^3$ ) de combustible.

si  $\rho$  est la masse volumique du gas-oil  $\rho = 0,85 \text{ kg/l}$

et si  $V = 50 m^3$ , on obtient  $Ch = \frac{153}{t}$  (kg/h)

### 4- Consommation horaire de combustible gazeux

de débit-mètre à gaz (étalonné préalablement sur rotamètre) donne la variation de pression  $\Delta p_g$  en millimètre de colonne d'eau.  $\Delta p_g$  étant connue, on se rapporte à la courbe d'étalonnage. Celle-ci nous donne le débit de gaz à l'état standard ( $288^\circ K$ ;  $1,013 \text{ bar}$ ).

### 5- Consommation spécifique effective de combustible liquide.

$$C_{sef} = \frac{3600 V \cdot \rho}{P_e \cdot t} \quad \text{g/cv.h} \quad \begin{array}{l} V = 50 m^3 \\ \rho = 0,85 \text{ kg/l} \end{array}$$

$$C_{sef} = \frac{153 \cdot 10^3}{P_e \cdot t} \quad \text{g/cv.h} \quad f: \text{indice pour le gas-oil}$$

### 6- Consommation spécifique effective de combustible gazeux

$$C_{seg} = \frac{3600 W_g}{P_e} \quad \text{g/cv.h} \quad g: \text{indice pour le gaz naturel}$$

### 7- Rendement global (effectif) du moteur

#### a- Moteur Diesel

$$\eta_e = \frac{632 \cdot 10^3}{C_{sef} \cdot P_{cif}}$$

$P_{cif}$  = pouvoir calorifique du gas-oil

$$P_{cif} = 10000 \text{ kcal/kg}$$

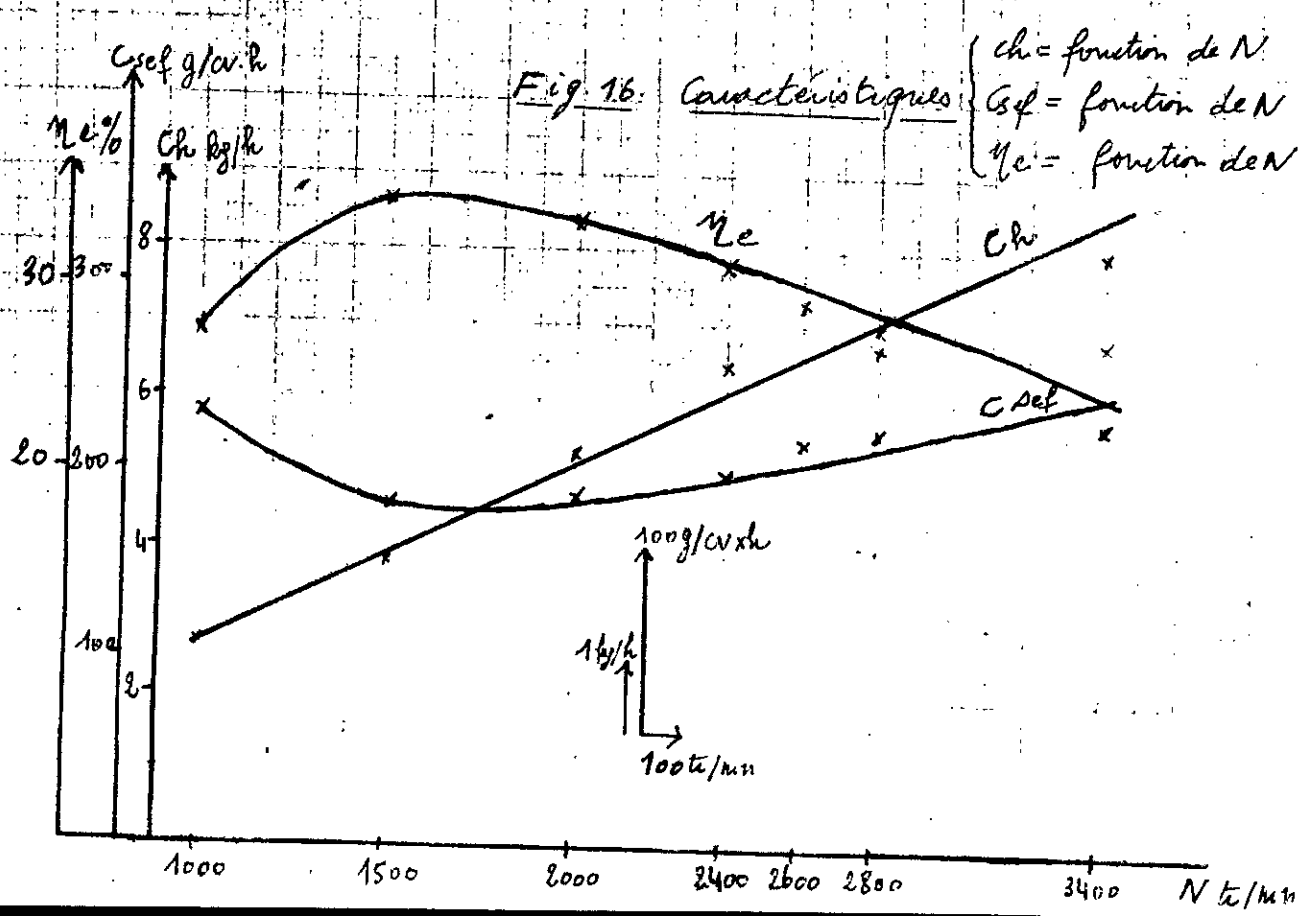
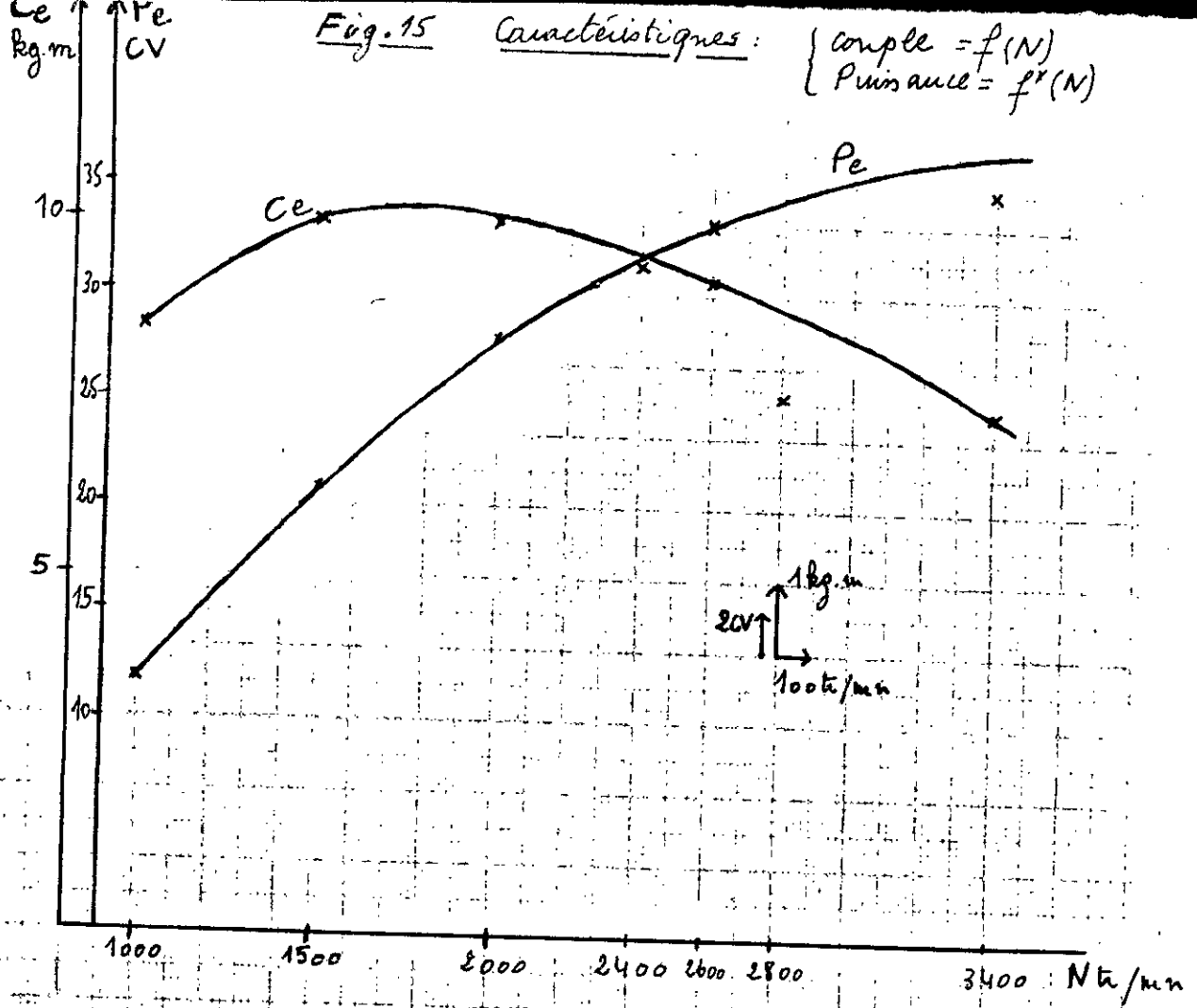
#### b- Moteur mixte Diesel-gaz

$$\eta_e = \frac{632 \cdot 10^3}{C_{sef} \cdot P_{cif} + C_{seg} \cdot P_{cig}}$$

$P_{cig}$  = pouvoir calorifique du gaz naturel

$$P_{cig} = 10937 \text{ kcal/kg}$$





## 8- Consommation thermique spécifique

### a- Moteur Diesel

$$C_{th} = C_{sef} \cdot P_{iif} \cdot 10^{-3} \quad \text{kcal / cv. h}$$

### b- Moteur Diesel-gaz

$$C_{th} = (C_{sef} \cdot P_{iif} + C_{seg} \cdot P_{ig}) \cdot 10^{-3} \quad \text{kcal / cv. h}$$

## II- Essais du moteur Diesel E=21

Les essais ont été établis pour la pleine charge et sont consignés dans le tableau 11.

Essai du 10-11-79  $\left\{ \begin{array}{l} b = 74,6 \text{ cm Hg} \\ t = 14,6 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right.$

Tableau 11

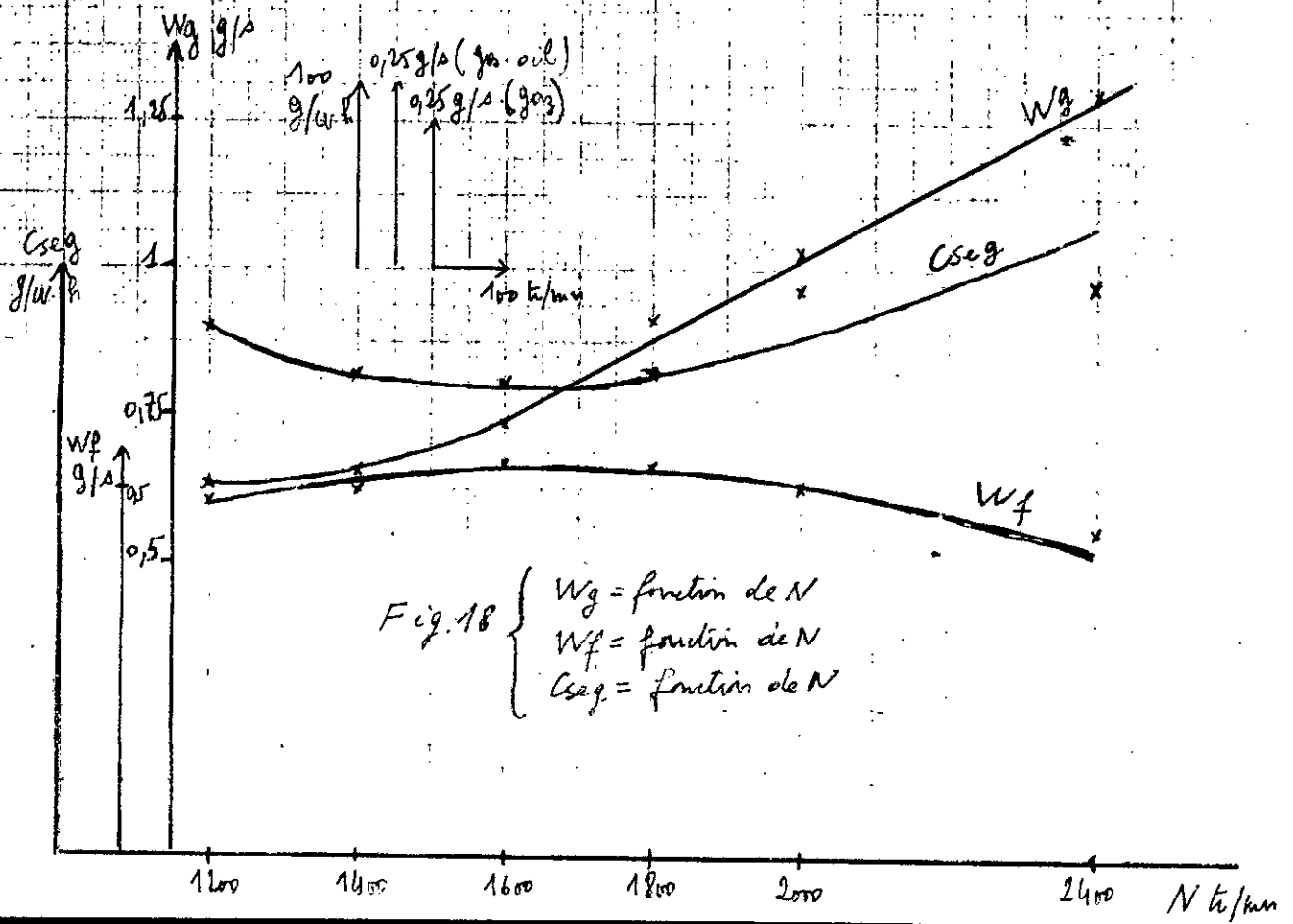
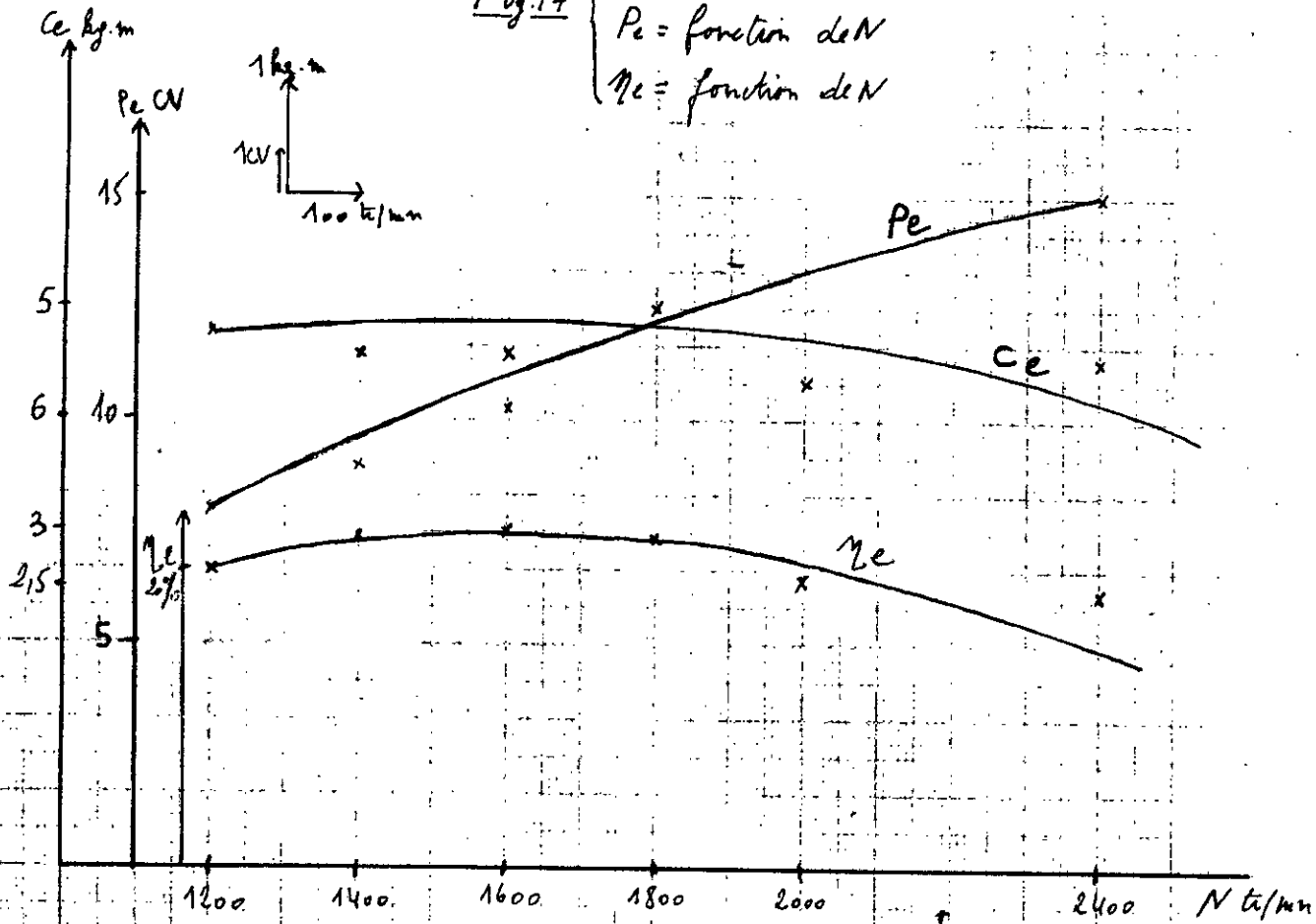
N k/min	C kg.m	P <sub>e</sub> cv	t s	h cm eau	Ch kg/h	C <sub>sef</sub> g/cv.h	W <sub>air</sub> g/s	η <sub>e</sub>	W <sub>comb</sub> g/s	W <sub>air</sub> /W <sub>comb</sub>	λ = $\frac{W_{air}}{W_{comb}} \times \frac{1}{14,518}$
1000	8,5	11,9	56	2,3	2,73	229,6	18,8	0,275	0,758	24,8	1,71
1500	10	20,9	40	3,5	3,82	183	23,2	0,345	1,06	21,8	1,50
2000	10	27,9	29	5,7	5,27	189,1	29,6	0,334	1,46	20,2	1,39
2400	9,4	31,5	24	7,5	6,37	202,4	33,9	0,312	1,77	19,1	1,32
2600	9,2	33,4	21	9,1	7,28	218,1	37,4	0,290	2,02	18,5	1,27
2800	7,6	29,7	23	10,1	6,65	224	39,4	0,282	1,85	21,3	1,47
3400	7,4	35,1	19	/	8,05	229,4	/	0,275	2,23	/	/

Figures 15-16 : Performances du moteur Diesel E=21

## III- Essais du moteur Diesel-gaz

Les essais ont été établis pour la pleine charge et sont consignés dans le tableau 12.

Fig. 17  $\left\{ \begin{array}{l} C_e = \text{fonction de } N \\ P_e = \text{fonction de } N \\ \eta_e = \text{fonction de } N \end{array} \right.$



Essai du 20. 12. 79

$t = 18^{\circ}\text{C}$   
 $b = 75,4 \text{ cm Hg}$

Tableau 12

N tr/min	C kg. m	Pc CV	h cm eau	Δpg mm eau	t s	Chp kg/h	Wf g/s	Wg g/s	Wair g/s	$\frac{Wair}{Wf+Wg}$	Csef g/cv.h	Cseg g/cv.h	ηe
1200	4,8	8	1,9	2,4	88	1,74	0,483	0,64	17,1	15,23	217,3	288	0,202
1400	4,6	9	2,8	2,65	84	1,82	0,505	0,656	20,7	17,83	202,4	262,4	0,222
1600	4,6	10,3	3,7	3,25	79	1,94	0,539	0,737	23,8	18,65	188	257,6	0,226
1800	5	12,5	4,6	4,85	80	1,91	0,53	0,930	26,6	18,5	153	262,1	0,222
2000	4,3	12	5,3	6,3	85	1,80	0,50	1,030	28,5	18,63	150	309	0,189
2400	4,5	15,1	6,9	10,2	97	1,58	0,439	1,300	32,6	18,75	104,4	310	0,188

$$\lambda = \frac{Wair}{g \cdot Wf+Wg} \times \frac{1}{15,109}$$

1,05

1,18

1,23

1,22

1,23

1,24

Fig. 17-18 Performances du moteur Diesel-gaz E=14

Conclusion au les essais

Nous rappelons une autre fois que ces résultats restent à vérifier - Cependant, on peut affirmer que les baisses de performances sont dues à l'irrégularité de fonctionnement du moteur Diesel-gaz, causée

par une mauvaise combustion du mélange air-gaz-gas-oil. La combustion est perturbée par la présence de la chambre de précombustion.

- L'excès d'air global  $\lambda$  relatif au mélange gaz-gas-oil est de l'ordre de 1,2. Pour cet excès d'air, les détonations du gaz se produisent toujours et sont encore favorisées par la chambre de précombustion qui crée des différences de pression à l'intérieur du cylindre. Par conséquent une augmentation du diamètre de la buse d'air du mélangeur serait indispensable et ceci se traduirait par une augmentation du rendement effectif.

---

---

---

## CONCLUSIONS

## SUGGESTIONS

Cette étude m'a paru très intéressante dans la mesure où elle était accompagnée d'une réalisation pratique qui nous a permis de tirer certaines conclusions relatives à l'utilisation du gaz dans les moteurs diesels.

En plus des suggestions et conclusions déjà énoncées, on peut répéter ou indiquer d'autres recommandations.

- Il serait très souhaitable de faire ultérieurement des essais aux combustibles gazeux sur un moteur diesel à injection directe avec un taux de compression de 15-16. Dans ce cas, on n'aura pas à modifier ce rapport pour des mélanges pauvres air-gaz combustible.
- Le gaz qui répond le mieux aux exigences du moteur mixte diesel-gaz est le gaz naturel qui est composé principalement de méthane très antidétonant et de ce fait pouvant être utilisé à des taux de compression élevés.
- Les moteurs à injection directe sont équipés d'injecteurs à plusieurs trous dont le jet de combustible liquide pilote permet un bon brassage du mélange air-gaz donc une combustion uniforme qui a lieu en même temps dans différents points de la chambre de combustion.
- L'avance à l'allumage doit être réglée de façon à optimiser les performances du moteur diesel-gaz.

On a vu que :

- le fait d'augmenter l'avance à l'injection;
- pour avoir l'équivalent de 1 litre de gas-oil il faut brûler 800 à 900 litres de gaz naturel;
- le cycle diesel-gaz étant à volume constant;

tous ces paramètres entraînent une diminution de la puissance et du rendement du moteur; mais ces chutes de performances peuvent être comblées par une suralimentation du moteur qui consiste à augmenter la masse d'air admise par cylindre ce qui conduit à une augmentation de la masse volumique de l'air obtenue par une surpression de l'air. Cette dernière est obtenue avec un mécanisme compresseur d'air

- Il est nécessaire de suivre l'évolution de la combustion à l'intérieur de la chambre et cela peut être réalisé par :

- un traducteur de pression donnant le diagramme PV
- un analyseur des gaz d'échappement pour répondre aussi aux réglementations de la pollution

- Les expériences de laboratoire et les essais sur moteurs diesels mixtes ont montré que les consommations spécifiques sont inférieures à celles du fonctionnement au seul gas-oil à pleine charge et sont notablement plus élevées aux charges réduites. La cause de cette augmentation aux charges réduites réside dans le fait que les mélanges air-gaz s'appauvrissent de plus en plus à mesure que la charge diminue. La combustion ne peut plus alors se propager de façon uniforme (limite

d'inflammabilité inférieure). Pour y remédier partiellement, l'emploi d'un mélangeur permettant un réglage mixte qualitatif et quantitatif est préférable.

- Pour terminer, je souhaite que cette étude soit poursuivie avec un grand intérêt afin que soient vérifiées toutes les constatations qui ont été formulées, lesquelles, sans être très optimiste, sont acceptables.

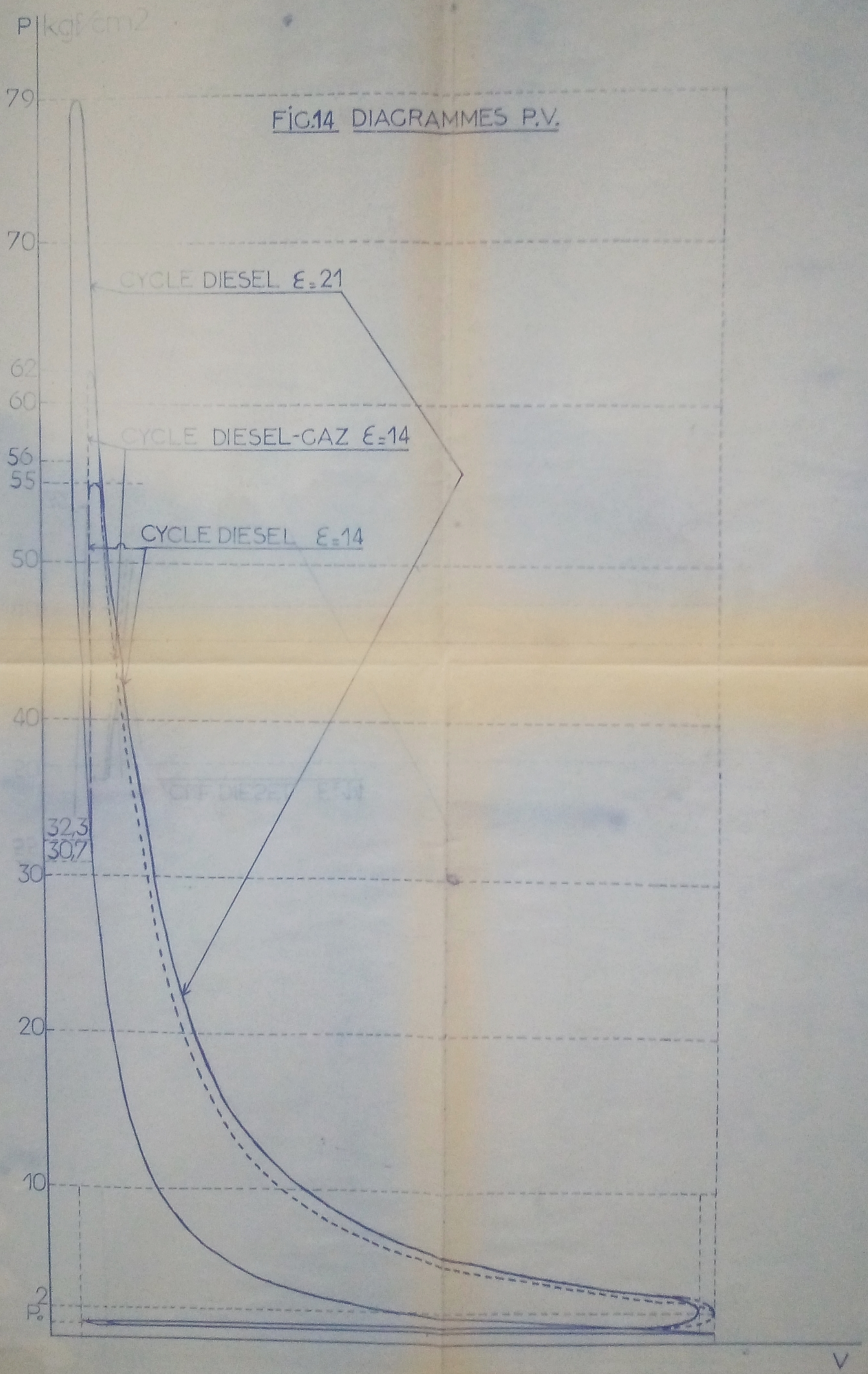


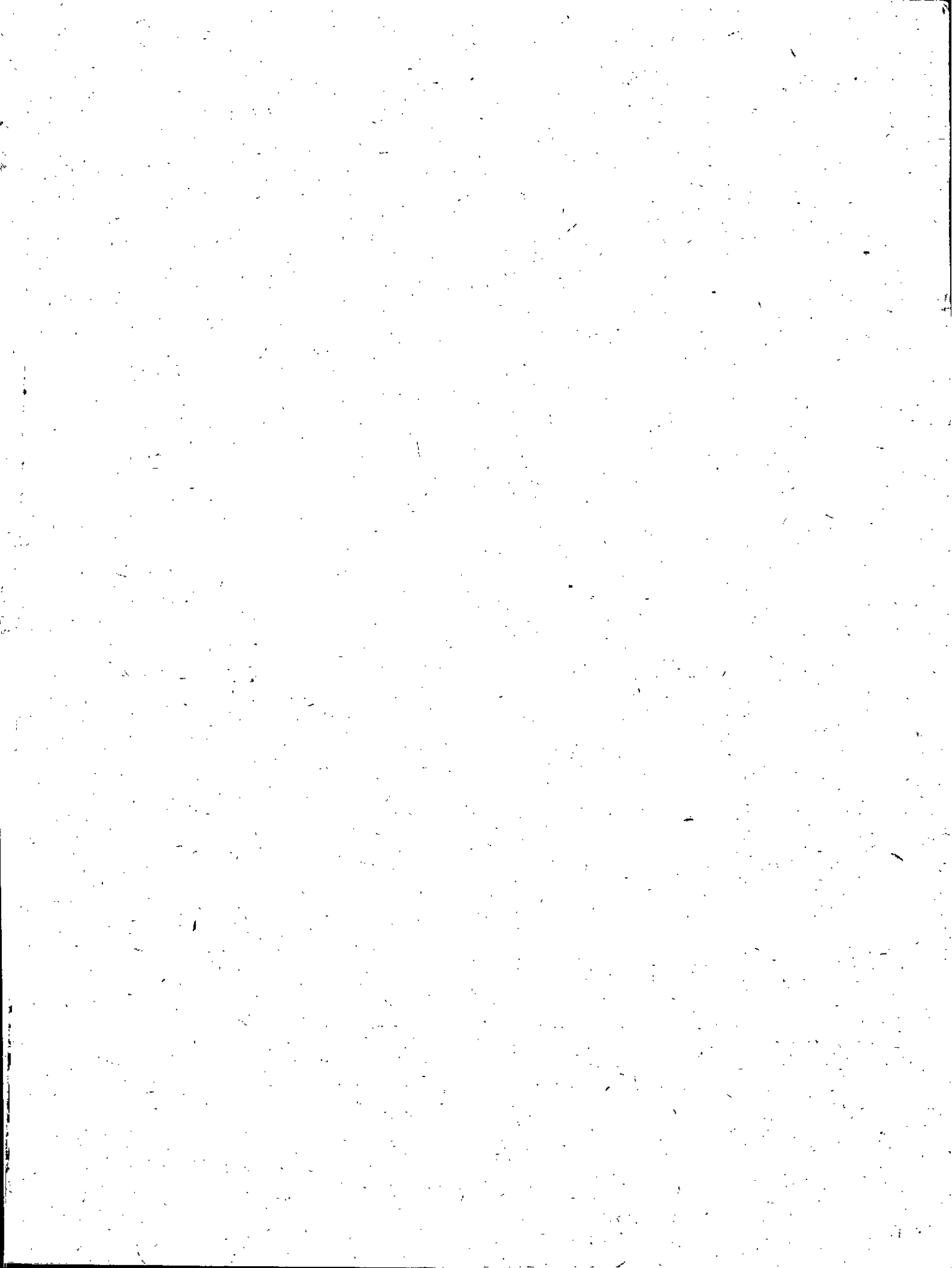
## BIBLIOGRAPHIE

- [1] La carburation  
ANDRE NOUVEN. IFP Société des éditions Technip.
- [2] Techniques de l'ingénieur. Machines thermiques.  
Alimentation en gaz des moteurs. Gilbert MATTON
- [3] Moteurs à gaz. IAP  
A.-L. BELKAZOUL
- [4] Carburants et combustibles pour moteurs à combustion interne  
IFP. J. WEISSMANN
- [5] Gas engineers handbook  
The industrial press. New-York
- [6] Conversion d'un moteur diesel à la marche au gaz naturel  
en sualimentation. IAP  
N. TAOUG.
- [7] Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse  
I.F.P Société des éditions Technip. G. DE SOETE
- [8] Fonctionnement et entretien des moteurs Diesels  
O.L. ADAMS Dunod
- [9] Les utilisations du gaz naturel  
M. MEDICI Dunod
- [10] CIMRC. 9<sup>th</sup> international congress on combustion engines  
Stockholm SWEDEN 1971
- [11] Raffinage et génie chimique. P. WUTHIER  
Société des éditions Technip.

[12] Technologie d'engineering du gaz naturel liquéfié - Fascicule n°4  
I.A.P.

[13] Revue technique Diesel.  
Moteurs INDENOR





[12] Technologie d'engineering du gaz naturel liquéfié. Fascicule n° 4

I. A. P.

[13] Revue technique Diesel.

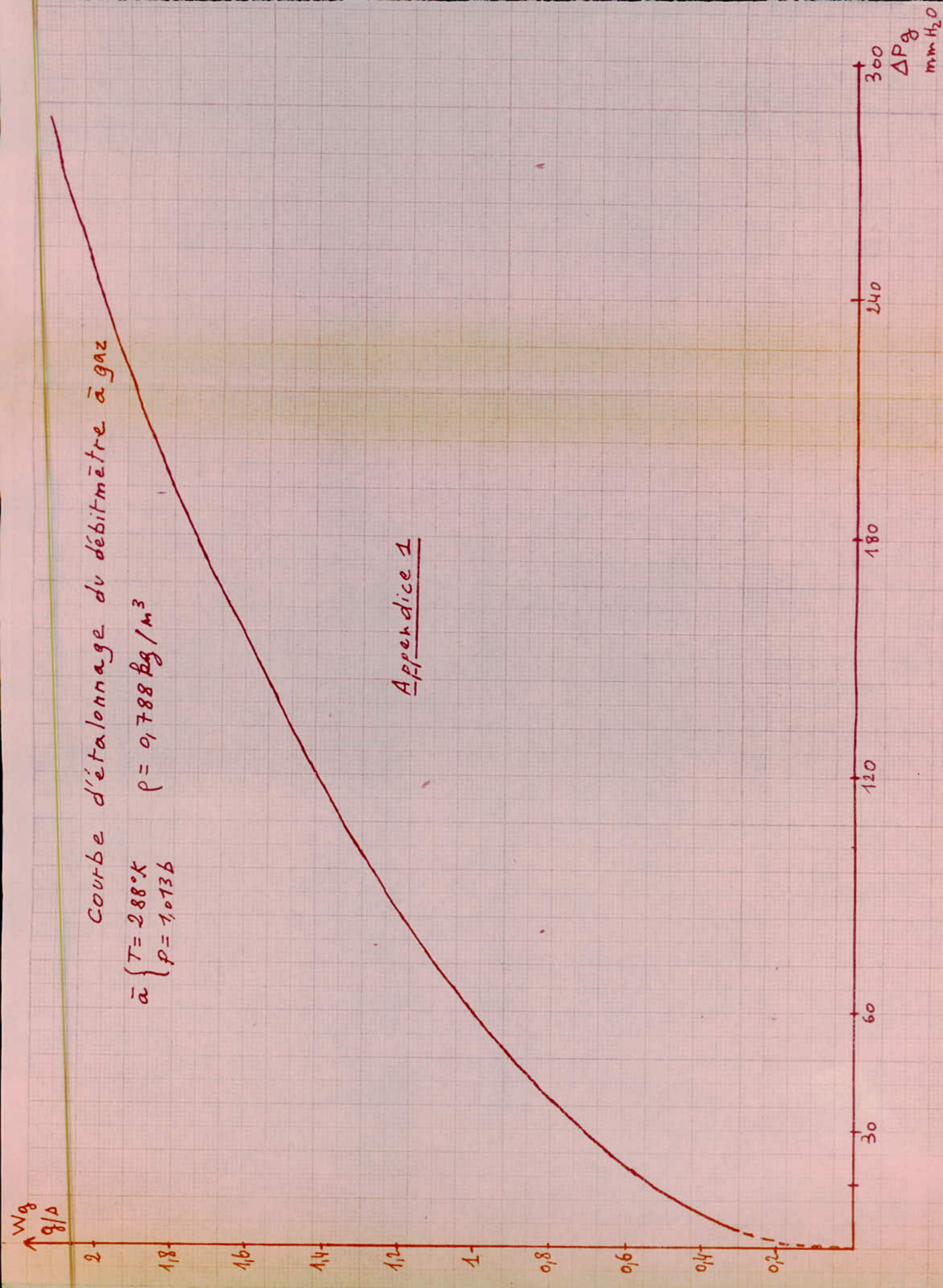
Moteurs INDENOR

Courbe d'étalonnage du débitmètre à gaz

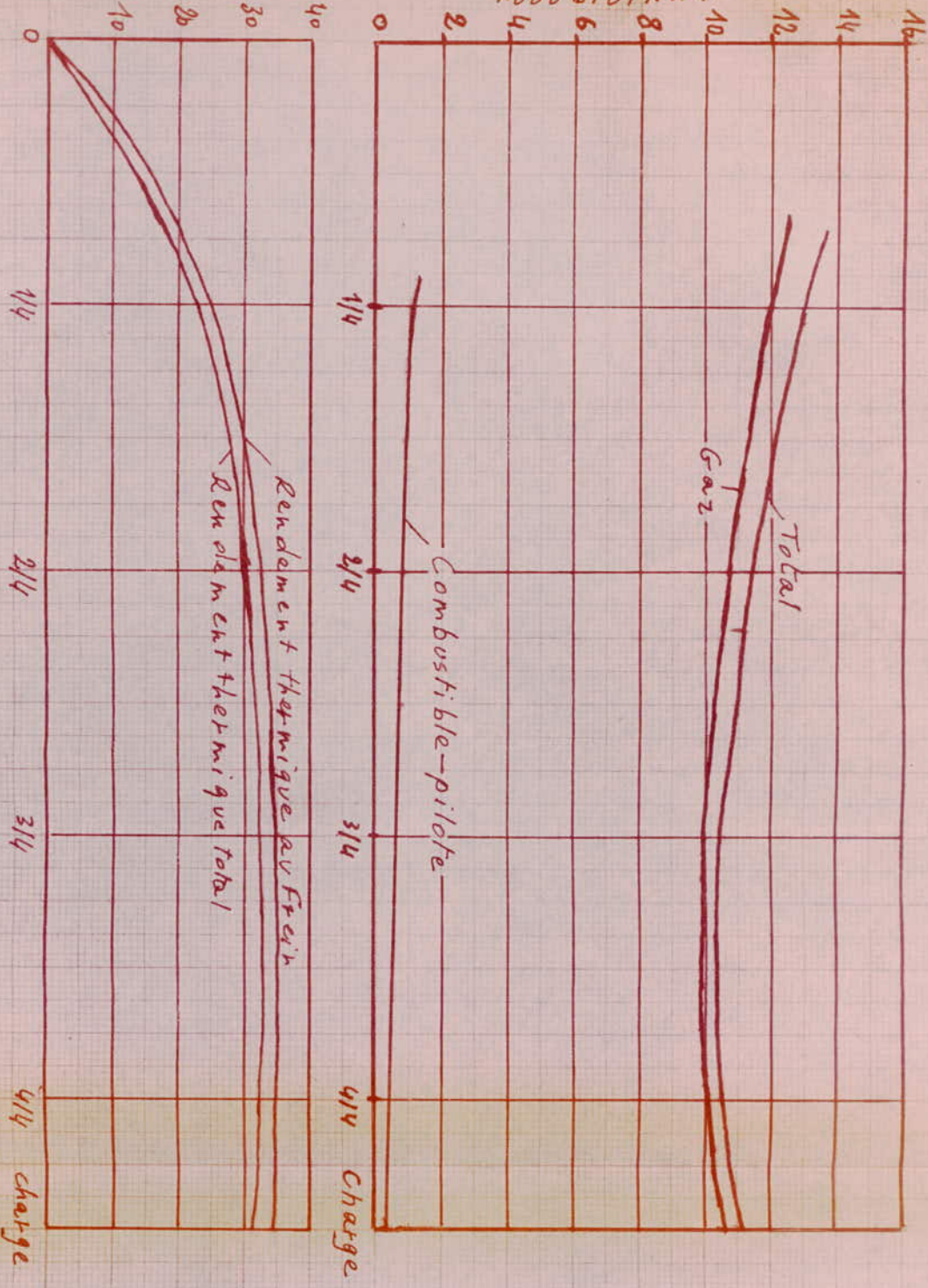
$$\bar{a} \begin{cases} T = 288^\circ\text{K} \\ P = 1,013\text{b} \end{cases}$$

$$\rho = 0,788\text{kg/m}^3$$

Appendice 1

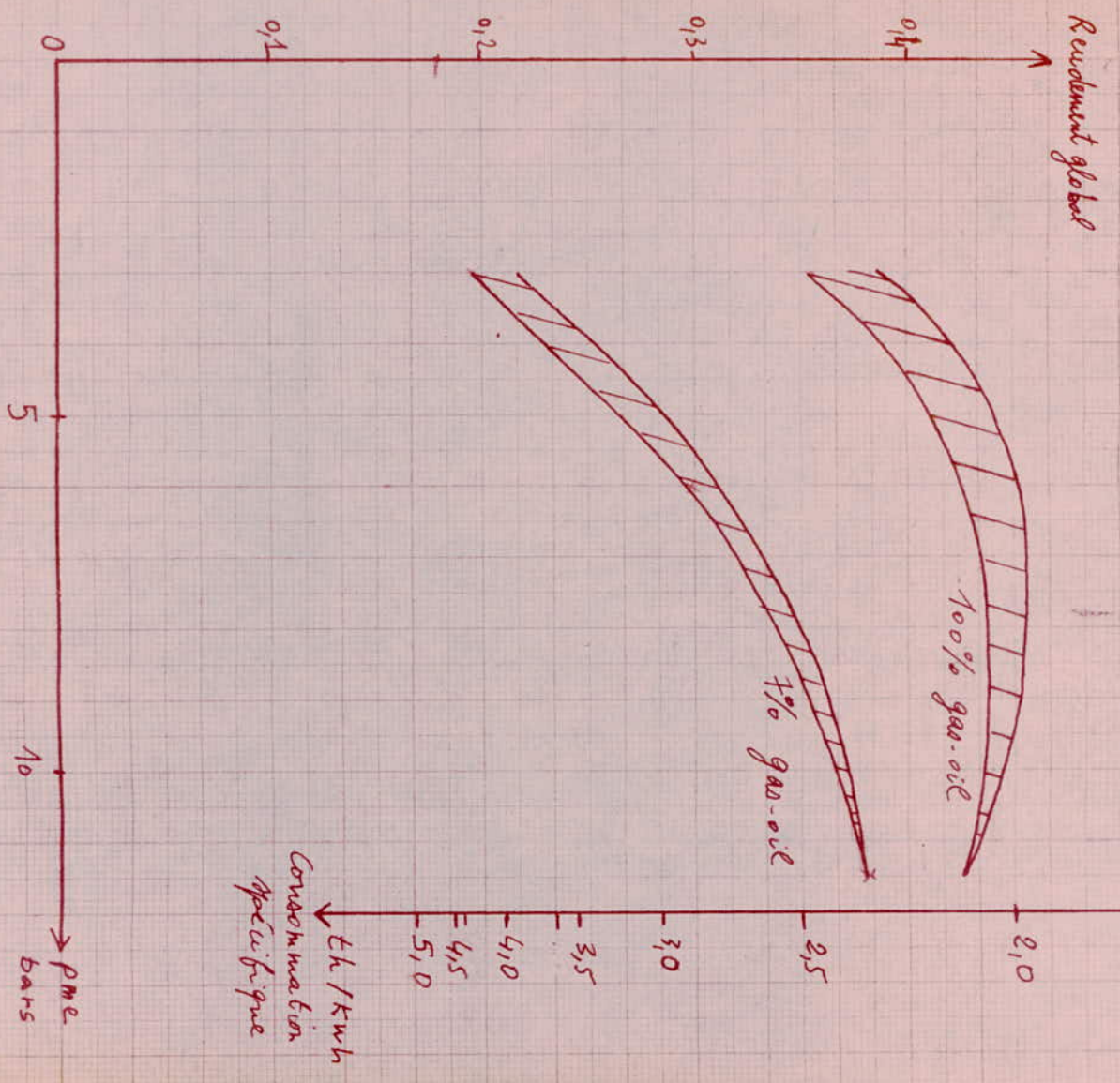


Rendement en %      Quantité de chaleur développée  
1.000 BTU / kWh.



1 BTU = 0,252 kcal  
1 kWh = 1,36 CV.h

Appendice 2. Courbes montrant les résultats d'essai d'expérimentation à lubrification (Texaco) avec un moteur de 8 cylindres. Elle donne les quantités de chaleur développées par la quantité totale de gaz-oil et de gaz aux différents charges, ainsi que la quantité de chaleur totale et le rendement thermique au frein et total.



Appendice 3 : Courbes des rendements et des consommations spécifiques en fonction de la pression moyenne effective pour différents supports combustibles liquides / gaz



