

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE - MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT

**SUJET**

**BANC D'ESSAI D'UN MOTEUR C.F.R  
A TAUX DE  
COMPRESSION VARIABLE**

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

Proposé par :  
Mr. HADJ-AMEUR

Etudié par :  
Mr. BALEH Rachid

Dirigé par :  
Mr. HADJ-AMEUR



## REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens, dans le cadre de cette étude et en accomplissant ce travail, à remercier tous les professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

Je saisis l'occasion d'exprimer tout particulièrement mes remerciements et ma gratitude à mon promoteur, monsieur HADJ AMEUR pour les instructions et les conseils qu'il m'a prodigués durant l'étude de ce projet, ainsi qu'à monsieur BENBRAÏKA qui n'a jamais hésité à m'aider à chaque fois que je lui ai fait appel.

Que tous mes collègues étudiants, ainsi que les travailleurs de l'atelier, trouvent ici ma profonde reconnaissance.

## DEDICACES

Je dédie ce travail à toute ma famille et à tous ceux qui me sont chers.

Département : MECANIQUE  
Promoteur : M<sup>r</sup> HADJ-AMEUR.  
Elève ingénieur : BALEH. RACHID

دائرة : الميكانيك  
موجه : السيد حاج عامر  
تلميذ مهندس : بلح رشيد

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع : جهاز التجارب لمحرك ذي نسبة انضغاط متغيرة .

الملخص : يهدف هذا المشروع الى البحث عن خصائص المثلثي  
لميزات "جهاز التجارب" لمحرك ذي احتراق داخلي  
له نسبة انضغاط متغيرة يعمل بالمازوت  
(ديزل) ، والمقارنة بين النتائج المحصلة عليهما مع  
النتائج المعطاة من طرف المصانع .

Sujet :

Banc d'essai d'un moteur C.F.R à taux de  
compression variable .

Résumé :

Le projet consiste à déterminer les caractéristiques  
optimales des performances d'un banc d'essai d'un  
moteur à combustion interne à taux de compression  
variable, fonctionnant en Diesel, puis comparer  
les résultats ainsi obtenus avec ceux des catalogues  
donnés par le fournisseur.

Title :

Test bench of engine C.F.R with variable  
compression ratio.

Abstract :

This work deals with a performance  
of combustion engine running at various  
compression ratios in Diesel mode and  
then comparing the obtained results with  
original diagrams.

# TABLE DES MATIERES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Pages

INTRODUCTION .....	1
<b>I DESCRIPTION DU BANC</b> .....	<b>3</b>
1/ Généralités .....	3
2/ Etude des différents organes du banc .....	4
2-1 Le moteur .....	4
2-2 Le principe de fonctionnement des poussoirs hydrauliques .....	4
2-3 Modification du taux de compression .....	7
2-4 Protection du moteur .....	7
2-5 Dynamomètre .....	7
2-6 Tachymètre .....	9
2-7 Système de refroidissement du moteur .....	9
2-8 Autres instruments de mesure .....	10
2-9 Accessoires supplémentaires .....	10
<b>II ETUDE THEORIQUE DU MOTEUR DIESEL</b> .....	<b>12</b>
A: Moteur en combustion normale .....	12
1/ Généralités .....	12
2/ Cycles de fonctionnement .....	12
3/ Cycle à quatre temps .....	13
4/ Caractéristiques principales du moteur .....	16
B: Calcul thermodynamique et tracé du diagramme $p = f(v)$ .....	18
a/ Admission .....	18
b/ Compression .....	21

c/ Combustion .....	22
d/ détente .....	30
e/ Calcul des volumes correspondants aux points caractéristiques du cycle .....	31
f/ Diagramme $p=f(v)$ .....	32
C: Etude de la suralimentation .....	34
a/ Généralités .....	34
b/ Types de suralimentation .....	35
c/ Avantages de la suralimentation .....	36
d/ Principe de calcul .....	38
III PARTIE EXPERIMENTALE .....	40
A: Formules de calcul utilisées .....	40
1° Puissance indiquée - 2° Puissance au frein .....	40
3° Puissance de friction .....	40
4° Rendement mécanique .....	41
5° Consommation spécifique .....	41
6° Rendement thermique .....	42
7° Rendement volumétrique .....	43
B: Détermination théorique des grandeurs $P$ et $sfc$ .....	45
1° Calcul de la puissance réelle .....	45
2° Calcul de la consommation spécifique .....	46
IV INTERPRETATION DES COURBES ET COMPARAISON .....	60
1° Remarques et constatations .....	60
2° Comparaison entre courbes originales et courbes tracées .....	64
CONCLUSION .....	67
BIBLIOGRAPHIE .....	69

## INTRODUCTION

Le véhicule automobile est, par excellence, l'engin de transport animé par ses propres moyens, qui utilise le plus le moteur à combustion interne comme source de mouvement.

Le souci majeur des constructeurs d'automobiles a été l'augmentation des performances entre autre la puissance délivrée par le moteur tout en conservant une faible cylindrée et surtout une faible consommation de carburant.

Toutefois certains constructeurs ont opté pour des véhicules à grande cylindrée, ce qui a permis de faire atteindre une grande puissance au moteur et une meilleure fiabilité, et ce malgré l'augmentation de la consommation de combustible.

Cependant avant de lancer toute production de moteur ou autre engin, le constructeur devrait d'abord s'assurer avec exactitude des performances réelles de son projet dont l'étude a été réalisée au préalable.

Pour cela donc, l'utilisation d'un banc d'essai s'avère nécessaire et indispensable.

Ce banc permettra alors une vérification ou mieux encore une confirmation des performances des caractéristiques de l'engin en question.

Pour mettre en évidence l'importance du banc d'essai, nous

dirons que la quasi totalité des réalisations ont vu le jour et doivent leur aboutissement grâce à des études réalisées sur banc d'essai. C'est ainsi par exemple que dans le seul domaine de l'automobile, la réparation d'un moteur ou sa fabrication en série nécessite l'emploi d'un banc d'essai, pour dans le premier cas, vérifier les caractéristiques après la mise à neuf des organes defectueux, et dans le deuxième cas, permettre le contrôle et le rodage des pièces en mouvement. D'autre part, la plage d'utilisation des bancs d'essai s'étale sur tous les domaines de la technologie...

Enfin notre étude s'attachera justement à vérifier les performances du moteur monocylindre du banc d'essai TD 43 converti en version Diesel et d'observer l'évolution de ces performances en faisant varier en premier lieu les paramètres fondamentaux (comme le taux de compression, la vitesse de rotation etc...) et en second lieu en suralimentant le moteur.



# I- DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

## 1°. Généralités

Le banc d'essai TD 43 est construit essentiellement à base d'un moteur Diesel marin refroidi par eau Farymon A 30 et transformé par Tecquipment en vue de lui conférer une certaine universalité. C'est un moteur monocylindre à quatre temps dont le taux de compression peut varier de 5:1 à 18:1, ce qui lui donne la particularité de fonctionner avec plusieurs carburants : essence ; gas-oil ; propane. Ceci en combustion normale.

Le banc dispose également d'un surpresseur d'alimentation qui permet la suralimentation du moteur en versions Diesel et injection d'essence.

Le moteur est accouplé directement à un dynamomètre électrique, qui sert à mettre le moteur en marche et à le faire tourner lors des essais de friction.

Un socle rigide en acier avec des pieds anti-vibrations sert de support commun au moteur et au dynamomètre.

Deux consoles sont montées derrière le moteur et le dynamomètre. Celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur, ainsi que les commandes de sélection de la charge.

La console de droite porte les instruments de mesure des différentes performances du moteur TD 43. Au dessus de la console de droite sont montés les réservoirs d'essence (rouge), gas-oil (brun) ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement. Un débitmètre visqueux est installé derrière celle-ci, destiné à mesurer la consommation d'air du moteur.

L'ensemble radiateur/ventilateur assurant le refroidissement y est aussi installé.

## 2- Etude des différents organes du banc.

### 2-1 : Le moteur :

C'est un moteur à un seul cylindre et à quatre temps de conception traditionnelle sauf que le taux de compression est variable.

L'ensemble culasse, cylindre et soupapes peut monter ou descendre à l'aide d'une manette à cliquet ceci grâce à des poussoirs hydrauliques qui se réglent automatiquement selon la valeur du taux de compression et entraînent dans leur mouvement les tiges poussoirs des soupapes.

### 2-2 Le principe de fonctionnement des poussoirs hydrauliques:

Les deux contres comes coulissant vers le haut et vers le bas à l'intérieur du corps des poussoirs, sont maintenues en contact avec les comes par les petits ressort montés entre elles et les pistons.

Quand la contre came est en contact avec le dos de la came (point le plus bas), l'orifice de graissage pratiqué dans la contre-came se trouve en regard du canal d'arrivée d'huile ménagé dans le corps du poussoirs, et l'huile sous pression remplit alors la cavité séparant le piston et la contre-came. A mesure que la came tourne l'arrivée d'huile dans la partie inférieure de la contre-came se trouve coupée, et l'ensemble devient rigide. La contre came continue à monter entraînant avec elle la tige-poussoir ainsi que le culbuteur et la soupape. En considérant un tour complet de la came, on constate que la contre-came, le piston, la tige poussoir, le culbuteur et la soupape restent en contact permanent entre eux, et qu'il n'y a donc aucun jeu de poussoirs.

Cependant pour un taux de compression de 16/1 la distance entre le piston et la contre-came doit être plus grande que le déplacement nécessaire pour obturer l'arrivée d'huile. Pour un tel taux le jeu correct est réglé en usine et il convient automatiquement pour tous les autres rapports volumétriques. Le ressort et l'arrêt de la tige poussoir empêche celle-ci de tomber quoique en cas de baisse de la pression d'huile, le moteur s'arrête automatiquement par mesure de sécurité.

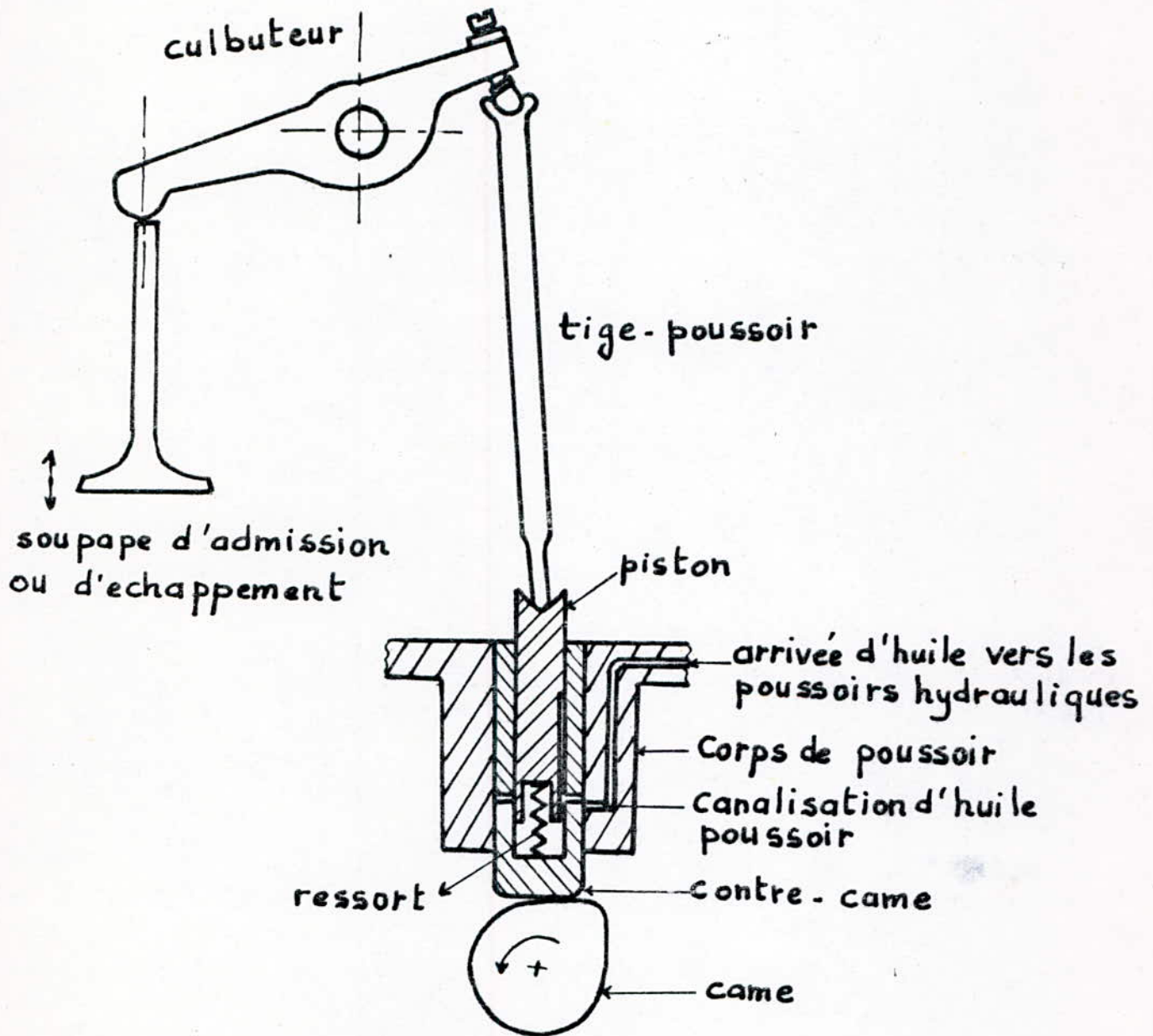


Schéma de fonctionnement des poussoirs hydrauliques

## 2-3 Modification du taux de compression.

Pour changer le rapport volumétrique, il suffit de modifier le volume de la chambre de combustion ce qui se fait en déplaçant la partie supérieure du moteur par rapport au carter à l'aide d'une clé et après avoir débloqué les deux leviers de bridage.

Pour le choix du taux de compression, on mesure la valeur du déplacement du cylindre à l'aide d'un micromètre, une fois lu, le réglage micrométrique correspondant aux taux choisis sur le graphique de la console droite.

## 2-4 : Protection du moteur.

Le moteur est protégé contre les deux phénomènes suivant : la surchauffe et la survitesse. En effet contre la surchauffe, le moteur est équipé d'un dispositif automatique qui coupe les alimentations et arrête complètement le banc dès que la température excède la valeur de  $85^{\circ}\text{C}$ . Et contre la survitesse en raison des forces centrifuges la vitesse maximale du moteur est limitée à 2750 tours/mn et pour ce le banc est pourvu d'un contacteur centrifuge de survitesse qui active l'arrêt du moteur dès que la vitesse atteint la valeur sus citée.

## 2-5 Dynamomètre

Le banc dispose d'un dynamomètre qui principalement fait fonction de frein d'essai du moteur et sert également à

mettre celui-ci en marche et à le faire tourner lors des essais de mesure de frictions.

Les commandes du dynamomètre sont situées sur la console de gauche et l'appareillage électrique associé est logé dans la petite armoire montée à l'arrière du bâti de gauche du banc. Quand le moteur tourne, le dynamomètre sert à lui opposer une résistance qui permet de contrôler sa vitesse à pleine ouverture des gaz. Cette opération s'effectue en plaçant le <sup>0</sup>selecteur motor/générateur en position Générateur, et en branchant un jeu de résistances électriques montées en parallèle.

Le dynamomètre est conçu pour supporter en permanence une intensité de 25 Amperes. Cette valeur peut être éventuellement dépassée mais pour des périodes très courtes en raison de la surchauffe que risque de causer un fonctionnement prolongé sous une intensité trop élevée. Un coupe-circuit de surintensité protège alors le dynamomètre contre d'éventuels surcourants.

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

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

Le signal électrique de sortie du potentiomètre est proportionnel au couple exercé sur le carter du dynamomètre et se lit sur le cadran du couple-mètre.

Le carter comporte également un bras d'étalonnage monté en saillie de l'autre côté du carter du dynamomètre.

## 2-6 Tachymètre

Le banc d'essai est muni d'un tachymètre électronique qui sert à mesurer la vitesse du moteur en comptant les impulsions, ceci grâce à un disque, pourvu à sa périphérie de fentes et monté sur un arbre intermédiaire entraîné par l'arbre du boîtier d'allumage à l'aide d'une roue dentée et d'une courroie. Pour ce qui est de l'étalonnage il est facile à vérifier. Il suffit en effet de se munir d'un tachymètre mécanique qu'il faudra maintenir contre l'arbre du dynamomètre après avoir enlevé la protection. Comme il est utile aussi de nettoyer de temps à autre les fentes du disque, des impuretés qui atténuent la fiabilité du tachymètre.

## 2-7 Système de refroidissement du moteur.

L'eau est pompée dans le collecteur de tête vers le radiateur qui dissipe la chaleur dans l'atmosphère et contribue à harmoniser l'écoulement. Elle passe ensuite dans la chemise d'eau du cylindre où elle se charge de la

chaleur dégagée par le moteur. Les températures de l'eau sont mesurées à l'entrée et à la sortie par des capteurs installés dans la chemise. L'eau poursuit son chemin à travers la vanne de commande et le rotamètre et retourne finalement au collecteur de tête.

## 2-8. Autres instruments de mesure.

Parmi les autres instruments que comporte le banc, on distingue le couple-mètre qui mesure le couple, les thermocouples qui donnent les valeurs de différentes températures (eau de refroidissement du moteur, eau du calorimètre, gaz d'échappement etc...).

Le circuit de mesure de la puissance qui grâce aux signaux électriques communiqués par le couple-mètre et le tachymètre évalue électroniquement la valeur de la puissance au frein. Un calorimètre relié aux thermocouples, alimenté en eau du robinet du laboratoire permet la mesure de la température des gaz d'échappement. Et enfin le banc est équipé également d'un débitmètre visqueux relié à un manomètre dont le rôle est de mesurer la consommation d'air du moteur.

## 2-9: Accessoires supplémentaires

Pour son fonctionnement en versions essence et propane ou gaz naturel, le banc est équipé respectivement



d'un circuit d'allumage et d'un compteur de gaz avec pour chacun des cas un carburateur adéquat (carburateur à essence et carburateur à gaz).

Dans le but d'accroître la puissance de sortie du moteur par l'amélioration du rendement volumétrique (augmentation de la masse d'air aspirée dans la chambre de combustion), le banc dispose alors d'un surpresseur électrique permettant la suralimentation du moteur.

En dernier, le banc dispose d'un système optionnel E32 utilisé pour l'obtention directe des diagrammes pression/volume et pression/angle du vilebrequin. C'est un indicateur électronique relié au cylindre dont la pression est mesurée au moyen d'un capteur piézo-électrique miniature.

## II ETUDE THEORIQUE D'UN MOTEUR DIESEL

### A: MOTEUR EN COMBUSTION NORMALE.

#### 1°: Généralités :

Le moteur Diesel est constitué essentiellement d'un cylindre muni d'une soupape d'aspiration d'air pur, dite soupape d'admission, d'une soupape d'évacuation des gaz brûlés appelée soupape de refoulement et d'un injecteur de combustible. Ce combustible est le gas-oil.

La composition moyenne du gas-oil est :

Carbone 0,83 à 0,87 ; 0,11 à 0,13 d'hydrogène, oxygène, azote, soufre, en faibles quantités.

#### 2: Cycles de fonctionnement :

Un cycle de fonctionnement comprend nécessairement les opérations suivantes qui peuvent se chevaucher plus ou moins. Admission d'air ; admission de combustible ; compression de l'air ou du mélange air-combustible sous l'action du piston dans sa course montante ; combustion ; détente des gaz qui repoussent le piston vers le point mort bas ; échappement des gaz.

Dans les moteurs dits à « explosion », la combustion est déclenchée par une étincelle électrique dans un mélange d'air

et de combustible, par contre dans les moteurs Diesel, le combustible n'est injecté qu'à la fin de la compression de l'air, celle-ci est poussée à un point tel que la température de l'air dépasse la valeur au delà de laquelle le combustible s'enflamme spontanément s'il est pulvérisé.

Selon que le cycle d'opération ci-dessus s'effectue en un tour ou deux tours du vilebrequin, il est dit alors « à 2 temps » ou « à 4 temps ».

### 3° Cycle à quatre temps.

Il y a lieu de distinguer trois types de cycles.

- Cycle idéal, à apport de chaleur à volume constant.
- Cycle d'introduction de chaleur à pression constante; Diesel lent.
- Cycle à introduction de la chaleur à pression et volume constants, dits cycle de Sabathé; moteur Diesel mixte ou rapide.

#### Cycle théorique

L'étude proprement dite est basée sur les hypothèses suivantes:

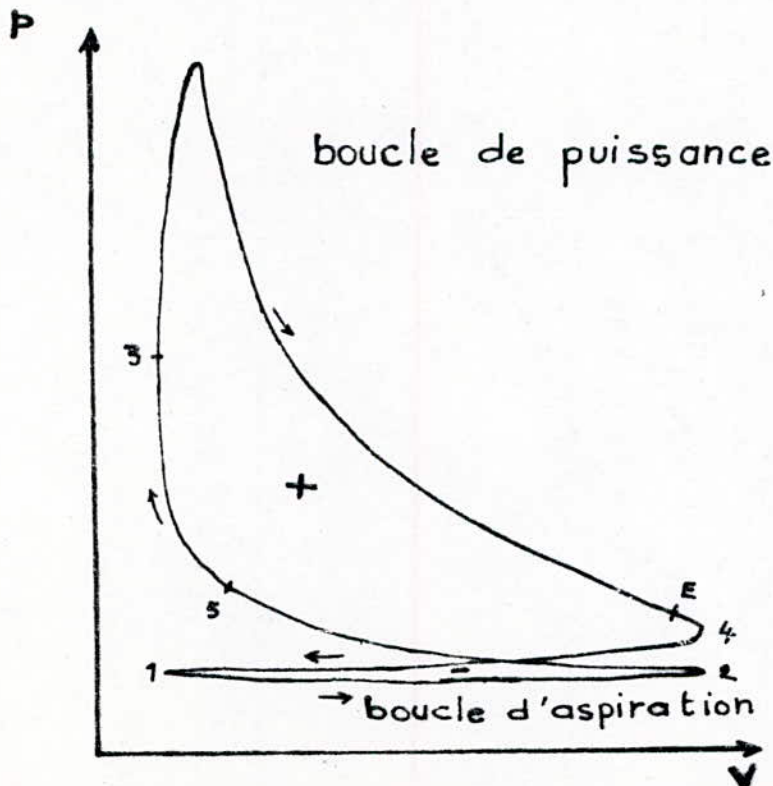
- Les processus de travail sont réversibles.
- Les parois des cylindres sont théoriquement, parfaitement isolées.
- L'introduction de la chaleur ou la cessation de l'apport de chaleur se fait sans perte.
- La substance évaluante est un gaz parfait idéal c'est à dire

l'air ; pendant les évolutions à suivre par le gaz , les chaleurs spécifiques ne changent pas.

Les quatre temps du cycle sont :

Premier temps : - Le piston qui se déplace dans le cylindre est à son point mort haut (PMH). Le volume situé entre le fond du cylindre et le piston est  $V_1$ . La soupape d'aspiration est ouverte. Le piston s'éloigne du fond du cylindre. L'air frais pénètre dans ce dernier à la pression  $p_0$  et à la température  $T_0$ . C'est donc l'aspiration qui dure jusqu'à ce que le piston atteigne son point mort bas (PMB), le volume du cylindre est alors  $V_0$ .

schéma du cycle de fonctionnement :



Deuxième temps :

La soupape d'aspiration se ferme pendant que celle de refoulement est maintenue toujours fermée. Le piston se déplace du point bas au point mort haut en comprimant l'air.

Cette compression est supposée isentropique ; la température croît de  $T_0$  à  $T_1$  ; la loi  $p \cdot v = rT$  est applicable avec  $T$  en K.

Troisième temps :

Dès que le piston atteint le point mort haut (C sur le diagramme), le combustible est injecté dans le cylindre. La température  $T_1$  est assez élevée pour qu'il s'enflamme spontanément. La température croît alors dans la chambre de combustion au fur et à mesure que le piston se déplace. Tant que dure la combustion, la pression demeure sensiblement constante car la dilatation des gaz qui en résulte est combinée avec une augmentation du volume de  $V_1$  à  $V_2$ .

L'injection et la combustion s'achevant bien avant la fin de la course, les gaz se détendent de D à E suivant une loi isentropique  $P(V)^\gamma = C^{ste}$ .

En D, la température des gaz atteint  $T_2 > T_1$ , le volume occupé dans le cylindre étant  $V_2$ .

En E, la température est  $T_3 < T_2$  et la pression  $P_3 < P_1$ .

De D à E la loi  $pV = rT$  s'applique, c'est la phase :  
combustion détente.

Quatrième temps :

La soupape de refoulement s'ouvre quand le piston atteint le point mort bas. La pression diminue alors brusquement de  $p_3$  à  $p_0$  (EB sur le diagramme).

Par suite le piston refoule les gaz brûlés suivant la ligne BA du diagramme. Les gaz brûlés sortant à la température  $T_3$  emportent une quantité de chaleur non utilisée :

c'est la phase refoulement.

On remarque que l'aspiration et le refoulement se faisant à l'air libre, le cycle se termine aussi par l'atmosphère.

#### 4° Caractéristiques principales du moteur.

a: Taux de compression

C'est le rapport  $\frac{V_2}{V_1}$  désigné couramment par  $\epsilon$ .

Pour les moteurs Diesel tournant à moins de 800 tours/mn, il est choisi voisin de 12. Pour ceux tournant entre 800 et 1600 tours/mn, il est choisi voisin de 16. Pour les moteurs récents la valeur maximale du taux peut atteindre 23. ( $\epsilon \leq 23$ ).

Remarque :

Le rendement thermodynamique croît quand le taux de compression augmente par conséquent toutes les

caractéristiques du moteur augmentent aussi.

**b : Quantité d'air nécessaire :**

Pour assurer la combustion théorique de 1 Kg de gas-oil, il faut environ 15 Kg d'air.

Mais la combustion dans un moteur exige en réalité un excès d'air pour que tout le gas-oil brûle.

Ceci est dû à l'injection du gas-oil en fines gouttelettes et à la faible durée que doit avoir la combustion. Il faut prévoir un excès d'air de 50 à 100 %, donc de 23 à 30 Kg de gas-oil.

Voici la formule donnant la quantité d'air théorique :

$$L_{th} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{[C]}{12} + \frac{[H]}{4} - \frac{[O]}{32} \right)$$

[C] : pourcentage de carbone.

[H] : pourcentage d'hydrogène.

[O] : pourcentage d'oxygène.

## B: CALCUL THERMODYNAMIQUE ET TRACE DU DIAGRAMME $p=f(v)$

### Paramètres de base.

cylindrée totale :  $V_h = 582 \text{ cm}^3$  (tirée du catalogue)

Nombre de cylindre :  $i = 1$

Nombre de tours/mn : 1500 trs/mn. (Valeur choisie)

Alésage et course :  $D = 95 \text{ mm}$  ;  $C = 82 \text{ mm}$

Taux de compression :  $\epsilon = 16$

### 1/ Calcul thermodynamique:

#### a/ Admission

- Calcul de la pression d'admission :  $p_a$

$$p_a = \frac{p_0}{K_1} \left[ \left( 1 - \frac{N^2}{1800 g \frac{\delta}{\delta-1} p_0 v_0 (\mu_a \varphi_a)^2} \left[ \frac{\epsilon - 1}{\epsilon - 1} \frac{1}{\left( \frac{f m_a}{V_c} \right)^2} \right]^{\frac{\delta}{\delta-1}} \right)^{\frac{\delta}{\delta-1}} \right]$$

$$p_0 = 101300 \text{ pa} ; \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\text{on tire ; } 1800 g \frac{\delta}{\delta-1} p_0 v_0 = 5,2 \cdot 10^8 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\mu_a \varphi_a = \text{coefficient de debit} = 0,7$$

$$\mu = 0,5 ; \text{ coefficient du volume de gaz résiduel}$$

$$P = 1 ; \text{ coefficient de balayage.}$$

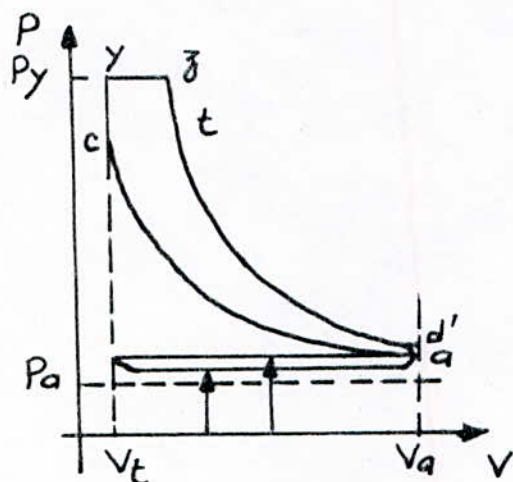
$$f m_a = 3,63 \text{ cm}^2 \text{ section moyenne de soupape.}$$

$$N = 1500 \text{ trs/mn} ; \quad V_c = 582 \text{ cm}^3 = 582 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

En remplaçant les valeurs dans la formule, il vient :



$$p_a = 0,92 \text{ daN/cm}^2$$



- Calcul de la pression des gaz résiduels:  $p_r$

Elle est comprise généralement entre  $(0,7 \div 1) p_a$

$$\text{Soit } p_r = 0,90 \cdot 0,92 = 0,91 \text{ daN/cm}^2$$

- Température des gaz résiduels:  $T_r$

$$T_r = 500^\circ\text{C} = 773^\circ\text{K}$$

Elle est donnée par le banc

- Rendement volumétrique (coefficient de remplissage):  $\eta_v$

Le coefficient de remplissage est défini, comme le rapport de la masse d'air se trouvant à la fin d'admission dans le cylindre par cycle par le produit de la cylindrée et de masse spécifique de l'air à la sortie du compresseur.

L'expression du  $\eta_v$  est la suivante:

$$\eta_v = \frac{\lambda_0}{\delta} \frac{1}{\delta(\epsilon-1)} \frac{P_0}{P_0} \left[ \epsilon + (\delta-1)(\epsilon-1) \mu_1 - \nabla \frac{P_r}{P_0} \right]$$

où :  $\delta = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$  Rapport des chaleurs spécifiques

$\lambda_0$  : coefficient de charge supplémentaire (post-remplissage)

Soit  $\lambda_0 = 1,03$  généralement  $\lambda_0 \in [1,02 \div 1,20]$

$\delta$  : Rapport de chauffage de l'air pendant l'admission

$$\delta = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0}$$

avec  $T_0$  : température ambiante

$$T_0 = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$\Delta T = 5 \div 20^\circ\text{C}$  : c'est l'élévation de la température dans les galeries d'admission.

On prends  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$

$$\text{Soit } \delta = \frac{293 + 10}{293} = 1,034$$

$\mu_1 = \frac{p_{a'}}{P_0}$  ; coefficient de la pression moyenne pendant l'admission

$\mu_1 = 1$  . Vu que l'ondulation de la pression est négligeable pendant l'admission

$\nabla$  : coefficient de balayage  
généralement  $\nabla = (0,9 \div 1)$

$$\nabla = 0,95 \quad P_0 = 1 \text{ atm}$$

Soit alors la valeur du rendement volumétrique maintenant que les différents paramètres sont connus :

$$\eta_v = 0,92$$

- Coefficient des gaz résiduels :  $\gamma_r$

$$\gamma_r = \frac{1}{\eta_v(\epsilon - 1)} \frac{P_2 \cdot T_0}{P_0 \cdot T_2}$$

Soit  $\gamma_r = 0,02$

- Température d'admission :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} ; T_a = 305^\circ \text{K}$$

## b) Compression

On considère que la compression est une transformation polytropique d'exposant  $n_1$  généralement  $n_1 = (1,32 \div 1,36)$  ; on prends  $n_1 = 1,34$

- Pression au point C :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

Application numérique :

$$P_c = 37,78 \text{ daN/cm}^2$$

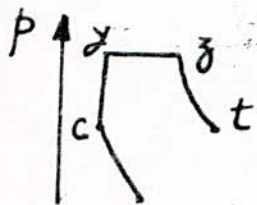
- Température au point C :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \text{ d'où } T_c = 782,89^\circ \text{K}$$

## c/ Combustion

La combustion est la conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à température élevée par la compression.

La combustion s'effectue en 3 étapes



1<sup>ère</sup> étape : c y combustion à volume constant

2<sup>ème</sup> étape : y z combustion à pression constante

3<sup>ème</sup> étape : z t transformation à température constante.

- Consommation d'air.

La masse molaire du gas-oil  $M_c = 112 \text{ kg/kmole}$

On définit le coefficient total de variation molaire par :

$$M_t = \frac{\mu + \delta r}{1 + \delta r} \quad \text{avec}$$

$\mu = \frac{n_f}{n_{c,f}} = 1,037$ . Rapport des nombres de moles de charge fraîche et produits de fumée.

Généralement :  $\xi_1 = (0,8 \div 0,96)$

$\xi_2 = (0,1 \div 0,45)$

$\xi = (1,4 \div 2)$

On choisit alors :

$$\xi_1 = 0,9 ; \xi_2 = 0,25 ; \Omega = 1,7$$

par suite

$$M_t = 1,036$$

La variation d'énergie interne ( $U_C - U_R$ ) est donc :

$$(U_C - U_R) = A(T_C - T_R) + \frac{B}{2}(T_C^2 - T_R^2) + \frac{C}{3}(T_C^3 - T_R^3) + \frac{D}{4}(T_C^4 - T_R^4) + \frac{E}{5}(T_C^5 - T_R^5)$$

avec :

$$A = a_{\text{air}} \cdot r_{\text{air}} + a_{\text{gas-oil}} \cdot r_{\text{gas-oil}}$$

$$B = b_{\text{air}} \cdot r_{\text{air}} + b_{\text{g.l}} \cdot r_{\text{g.l}}$$

$$C = c_{\text{air}} \cdot r_{\text{air}} + c_{\text{g.l}} \cdot r_{\text{g.l}}$$

$$D = d_{\text{air}} \cdot r_{\text{air}} + d_{\text{g.l}} \cdot r_{\text{g.l}}$$

$$E = e_{\text{air}} \cdot r_{\text{air}} + e_{\text{g.l}} \cdot r_{\text{g.l}}$$

Substance	a	b . 10 <sup>3</sup>	c . 10 <sup>6</sup>	d . 10 <sup>9</sup>	e . 10 <sup>12</sup>
Air	4,915	-0,373	2,272	0,912	0
Gas-oil	17,07	273,6	-95,7	0	0

On trouve finalement :

$$A = 4,844$$

$$D = 0,8656 \cdot 10^{-9}$$

$$B = 2,54 \cdot 10^{-3}$$

$$E = 0$$

$$C = 1,1406$$

$\alpha_0$  : L'excès d'air qui est le rapport entre la quantité réelle d'air utilisée à la quantité stochiométrique

nécessaire pour la combustion.

$$\alpha_0 = \frac{L_0}{L_{OT}}$$

Généralement  $\alpha_0$  est pris sur l'intervalle (1,15 ÷ 1,7)

Soit  $\alpha_0 = 1,3$

$L_{OT}$  est donnée par l'expression suivante

$$L_{OT} = \frac{2,67 \cdot g_C + 8 \cdot g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23} \text{ [Kg air/Kg combustible]}$$

avec :

$$g_C = 0,86 \% \text{ de carbone.}$$

$$g_{H_2} = 0,12 \% \text{ d'hydrogène}$$

$$g_{O_2} = 0,01 \% \text{ d'oxygène}$$

$$g_S = 0,01 \% \text{ de soufre.}$$

donc  $L_{OT} = 14,14 \text{ Kg air/Kg combustible}$

et finalement

$$L_{OT} = 0,4966 \text{ Kmole/Kg combustible}$$

$$\text{et } L_0 = \alpha_0 L_{OT} = 0,6456 \text{ Kmole/Kg combustible}$$

• Soit  $n_{c_f}$  : le nombre de mole de charge fraîche admis dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission.

$$n_{c_f} = L_0 + \frac{1}{M_C} = 0,6545 \text{ Kmole/Kg de gas-oil}$$

• Les fractions molaires des composants du mélange air-combustible.

Le mélange air-combustible est constitué par l'air,

gas-oil et gaz résiduels.

$$\text{Air: } r_{\text{air}} = \frac{L_0}{n_{\text{cf}}(\delta_r + 1)} = 0,9716 \quad r_{\text{air}} = 0,9716$$

$$\text{Gas-oil: } r_{\text{g.o.}} = \frac{1/M_c}{n_{\text{cf}}(\delta_r + 1)} = 0,0134 \quad r_{\text{g.o.}} = 0,0134$$

$$\text{Gaz résiduels: } r_{\text{g.r.}} = \frac{\delta_r}{1 + \delta_r} = 0,015 \quad r_{\text{g.r.}} = 0,015$$

- Produits de fumée

Puisque l'excès d'air  $\lambda_0$  est supérieur à l'unité la combustion est donc complète; la fumée se compose alors de:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$  et  $\text{N}_2$ .

$$\text{Soit } n_f = \frac{C}{12} + \frac{h}{2} + 0,209 L_{\text{OT}}(\lambda_0 - 1) + 0,791 L_{\text{OT}} \lambda_0$$

où

C: masse de carbone dans un kg de gas-oil  
 $C = 0,85$

h: masse d'hydrogène dans un kg de gas-oil  
 $h = 0,133$

d'où on aura:

$$n_{\text{cf}} = 0,679 \text{ kmole/kg gas-oil}$$

• Fractions molaires des composants des produits de fumée:

Dioxyde de carbone  $\text{CO}_2$

$$r_{\text{CO}_2} = \frac{C/12}{n_f} = 0,104$$

- Eau  $H_2O$  :  $r_{H_2O} = \frac{h/2}{n_f} = 0,0979$   $r_{H_2O} = 0,0979$

- Oxygene :  $r_{O_2} = \frac{0,209 \cdot h \cdot \sigma \cdot (d_0 - 1)}{n_f} = 0,0458$

- Azote :  $r_{N_2} = \frac{0,791 \cdot h \cdot \sigma \cdot d_0}{n_f} = 0,7521$

- Bilan energetique de la combustion.

Comme suite à la variation des chaleurs spécifiques on adopte une température de référence  $T_R$  conventionnelle égale à  $500^\circ K$ . Ce qui conduit à l'introduction d'une énergie notée par  $U_R$ .

Le bilan energetique de la combustion est :

$$(U_c - U_R) + P_c^i = (U_z - U_R) + W_{yz} + Q_p$$

$U_c$  : Energie interne de la charge fraiche à  $T_c$

$U_z$  : Energie interne des gaz de combustion à  $T_z$

$W_{yz}$  : Travail mécanique, dû au déplacement du piston pendant la combustion.

$Q_p$  : Perte de chaleur par refroidissement de l'enceinte de combustion.

$P_c^i$  : Pouvoir calorifique inférieur du combustible

$$P_c^i = 39000 \text{ kJ/kg}$$

On peut exprimer finalement le bilan énergétique par :



$$\frac{\xi_1 P_c^i (1 - \xi_2)}{n_{cf} (1 + \gamma r)} + U_c - U_R = M_t (U_Z - U_R) + 1,987 (M_t \cdot T_Z - \Omega T_c)$$

où

$\xi_1$  : Coefficient d'utilisation du  $P_c^i$

$\xi_2$  : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion.

$r = \frac{P_y}{P_z}$  : Rapport d'augmentation de pression entre y et c.

Connaissant aussi les valeurs de  $T_c$  et  $T_R$ , on aura finalement :

La variation d'énergie interne ( $U_Z - U_R$ ) est égale à :

$$U_Z - U_R = F(T_Z - T_R) + \frac{G}{2}(T_Z^2 - T_R^2) + \frac{H}{3}(T_Z^3 - T_R^3) + \frac{I}{4}(T_Z^4 - T_R^4) + \frac{J}{5}(T_Z^5 - T_R^5).$$

Où

F, G, H, I et J sont calculées de la même façon que précédemment pour A, B, C, D et E mais avec d'autres coefficients a, b, c, d et e.

Substance	a	b. $10^3$	c. $10^6$	d. $10^9$	e. $10^{12}$
CO <sub>2</sub>	3,114	15,012	-9,848	2,952	0,3244
H <sub>2</sub> O	5,8092	-0,218	4,388	-3,495	2,077
O <sub>2</sub>	4,181	3,358	-1,45	0,242	0
N <sub>2</sub>	3,7905	3,249	-1,204	0,162	0

on trouve :

$$F = 4,047$$

$$G = 4,677 \cdot 10^{-3}$$

$$H = -1,925 \cdot 10^{-6}$$

$$I = 0,204 \cdot 10^{-9}$$

$$J = 0,249 \cdot 10^{-12}$$

On aura l'équation suivante en remplaçant dans (1), les constantes F, G, H, I et J par leurs valeurs :

$$U_Z - U_R = 4,047(T_Z - 500) + \frac{4,677}{2} \cdot 10^{-3} (T_Z^2 - 500^2) - \frac{1,925 \cdot 10^{-6}}{3} (T_Z^3 - 500^3) + \frac{0,204 \cdot 10^{-9}}{4} (T_Z^4 - 500^4) + \frac{0,249 \cdot 10^{-12}}{5} (T_Z^5 - 500^5)$$

En revenant à l'équation du bilan énergétique, on voit qu'on a une équation du 5<sup>ème</sup> degré et par itérations successives, on peut trouver la température au point Z.

$$5,159 \cdot 10^{-14} \cdot T_Z^5 + 0,0528 \cdot 10^{-9} T_Z^4 - 0,665 \cdot 10^{-6} T_Z^3 + 2,422 \cdot 10^{-3} T_Z^2 + 6,2512 T_Z - 21809,518 = 0$$

On trouve  $T_Z = 2169^\circ K$ , ce qui est une valeur acceptable puisque  $T_Z \in [1800 \div 2400]^\circ K$

- Pression maximale :  $P_y = P_z$

Par définition de  $\Omega$  on a :  $P_y = P_c \cdot \Omega$

Connaissant  $\Omega = 1,7$  et  $P_c = 37,78 \text{ daN/cm}^2$ , il vient

$$P_z = P_y = 64,226 \text{ daN/cm}^2$$

Température au point y

$$T_y = \frac{R}{M_t} \cdot T_c \quad \text{avec } T_c = 782,89^\circ\text{K et } M_t = 1,036,$$

on aura :

$$T_y = 1284,665^\circ\text{K}$$

Pression au point t :  $P_t$

On définit :  $\delta_t = \frac{P_z}{P_t}$  rapport de pression entre

z et t qui est donné par :

$$\delta_t = \text{Exp}\left(\left\{ \frac{1}{2} \cdot \left\{ \frac{P_c^i}{1,987 n_{g.c} T_z} \right\} \right\} \right) \quad \text{où}$$

$n_{g.c} = (\mu + \delta r) n_{g_i}$  est le nombre de moles des gaz après combustion.

$$\mu = 1,037 ; \quad \delta r = 0,02 ; \quad n_{g_i} = 0,6545$$

donc :

$$n_{g.c} = 0,692.$$

$$\left\{ \frac{1}{2} \right\} = 0,9 ; \quad \left\{ \frac{2}{2} \right\} = 0,25 ; \quad T_z = 2169^\circ\text{K}$$

$$P_c^i = 3900 \text{ kJ/kg} = 9330,14 \text{ Kcal/kg. gas-oil.}$$

On aura alors :

$$\delta_t = 2,120$$

$$\text{et } P_t = \frac{P_z}{\delta_t} ; \quad \text{connaissant } P_z = 64,226$$

$$\text{d'où } P_t = 30,210 \text{ daN/cm}^2.$$

- Température au point t :

Puisque la transformation est isotherme

$$T_t = T_z = 2169^\circ \text{K}$$

### d/ Détente.

C'est une transformation polytropique d'exposant  $n_2$  donné par la formule suivante :

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{N} ; \text{ or } N = 1500 \text{ trs/mn.}$$

$$\text{donc : } n_2 = 1,31$$

$\delta p = \frac{V_z}{V_y}$  rapport de volume entre z et y est égal à :

$$\delta p = \frac{M_t \cdot T_z}{\Omega \cdot T_c} \quad \text{avec} \quad \begin{aligned} M_t &= 1,036 \\ T_c &= 782,89^\circ \text{K} \\ \Omega &= 1,7 \\ T_z &= 2169^\circ \text{K} \end{aligned}$$

On aura donc :

$$\delta p = 1,688$$

- Pression au point d' :  $P_{d'}$

$P_{d'}$  est donnée par la formule :

$$P_{d'} = p_t \left( \frac{\delta t \cdot \delta p}{\varepsilon} \right)^{n_2}$$

et

$$p_t = 30,21 \text{ daN/cm}^2 ; \delta t = 2,126 ; \delta p = 1,688$$

$$\varepsilon = 16 \quad ; \quad n_2 = 1,31$$

On aura donc :

$$P_{d'} = 4,263 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{Vérification } P_{d'} \varepsilon [3 \div 6] \text{ daN/cm}^2.$$

- Température au point d'

Elle est calculée à l'aide de la formule suivante :

$$T_{d'} = T_t \left( \frac{\delta t \cdot \delta p}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1}$$

avec  $T_t = 2169^\circ\text{K}$  et toutes les valeurs des autres coefficients connues, on aura d'après la formule :

$$T_{d'} = 1364,622^\circ\text{K}$$

$$\text{Vérification : } T_{d'} \in [900 \div 1400]^\circ\text{K}$$

e/ Calcul des volumes correspondants aux points caractéristiques du cycle

- Volume de la chambre de combustion :

$$V_c = \frac{V_H}{\varepsilon - 1} \quad \text{avec } V_H = 582 \text{ cm}^3$$

$$\text{il vient alors : } V_c = 38,8 \text{ cm}^3$$

- Calcul des autres volumes caractéristiques du cycle

$$\cdot V_1 = V_c \cdot \varepsilon = 620,8 \text{ cm}^3$$

$$\cdot V_2 = \delta p \cdot V_c \quad \text{or } \delta p = 1,688 \quad \text{donc } V_2 = 65,494 \text{ cm}^3$$

$V_t = \delta p \cdot \delta t \cdot V_c$  avec  $\delta t = 2,126$ , on aura donc,  
 $V_t = 139,241 \text{ cm}^3$

## Tableau récapitulatif

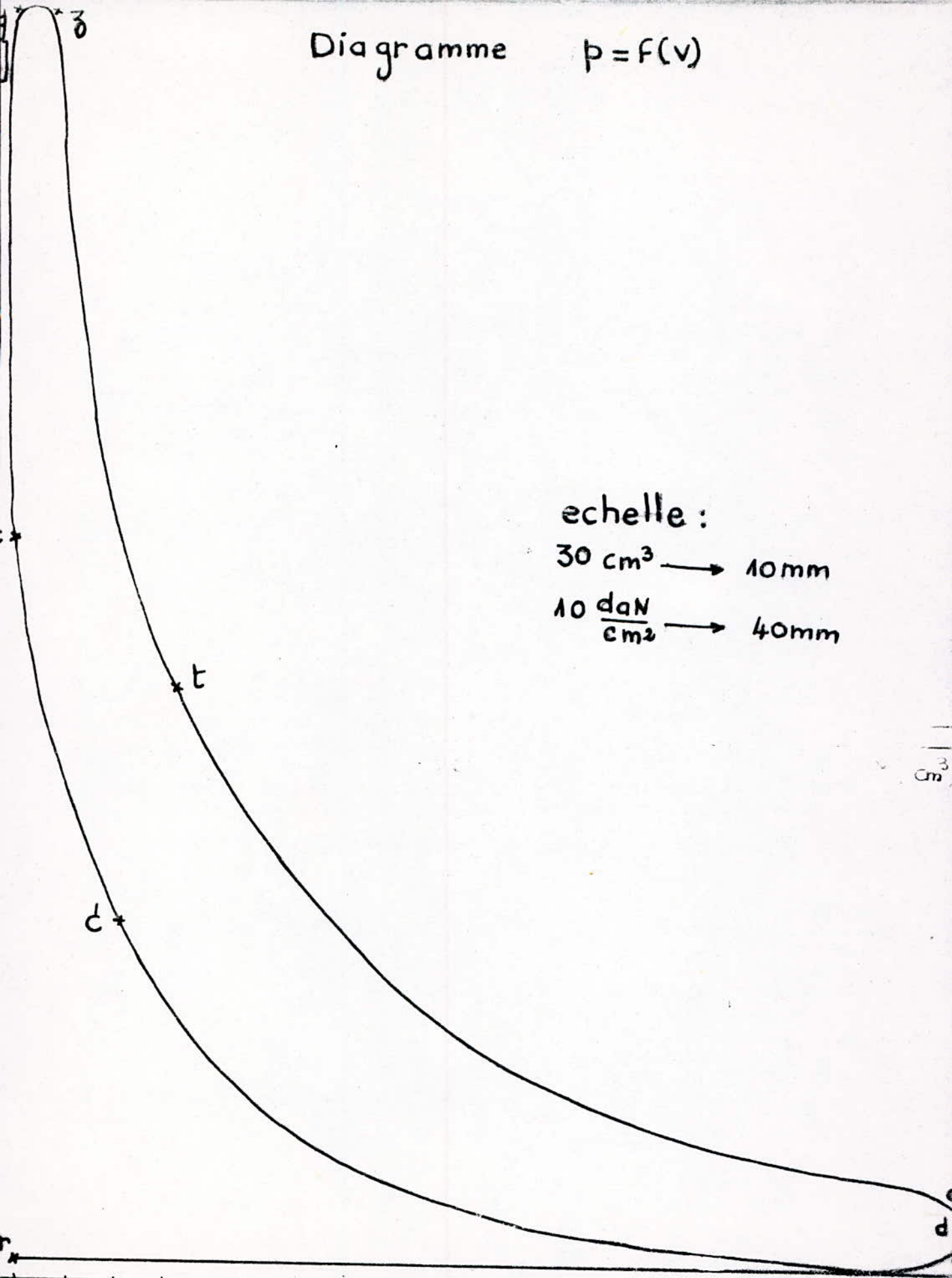
Points Caractérist.	a	c	$\gamma$	z	t	d'	r
$P \left[ \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$	0,92	37,78	64,226	64,226	30,210	4,263	0,91
$T [^{\circ}\text{K}]$	305	782,89	1284,664	2169	2169	1364,622	773 $^{\circ}\text{K}$
$V [\text{cm}^3]$	620,8	38,8	38,8	65,494	139,241	620,8	38,8

### f/ Diagramme $p = f(v)$

Le tracé des phases du cycle est constitué de:

- Phase r - a : Aspiration à pression constante  $P_a$
- Phase a - c : Compression polytropicque d'exposant  $n_1$
- Phase c -  $\gamma$  : combustion à volume constant  $V_c$
- Phase  $\gamma$  - z : combustion à pression constante  $P_\gamma$
- Phase z - t : transformation isotherme  $Pv = c^{ste}$ .

Diagramme  $p = f(v)$



echelle :

$30 \text{ cm}^3 \rightarrow 10 \text{ mm}$

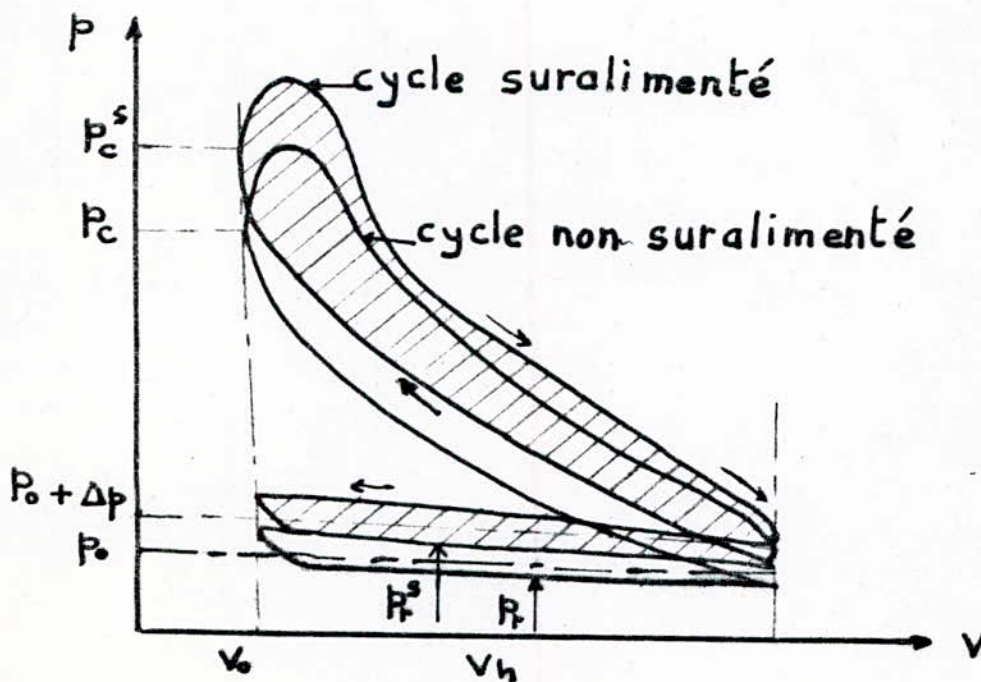
$10 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \rightarrow 40 \text{ mm}$

# C/ Etude de la suralimentation

## a/ Généralités

Par suralimentation, on comprend, l'augmentation de la pression à la fin de l'admission, c'est à dire  $p_{as} > p_0$ . Par ce fait la surface proportionnelle au travail utile sera augmentée aussi bien que le rendement thermodynamique du cycle, étant donné que le point de départ  $p_{as}$  est supérieur au point de départ  $p_0$  du cycle normal.

schéma du cycle de fonctionnement :





## b/ Types de suralimentation

La suralimentation se réalise à l'aide de différents procédés. On emploie généralement trois systèmes distincts pour suralimenter les moteurs.

- La suralimentation à l'aide d'un compresseur entraîné par un moyen quelconque, indépendamment du moteur.

C'est le système utilisé dans notre cas, par le banc. En effet à l'aide d'un surpresseur électrique, on arrive à augmenter la pression d'admission du moteur donc de le suralimenter.

- Suralimentation par ONDES-COMPRÉX.  
(suralimentation acoustique).

Ce procédé est basé sur l'utilisation de l'onde de pression, onde dont le front se déplace à la vitesse du son dans le milieu considéré, et dont la propagation provoque dans son sillage un vide important. (Ce procédé n'est pas conseillé pour les machines à combustion interne à régime variable à plusieurs cylindres).

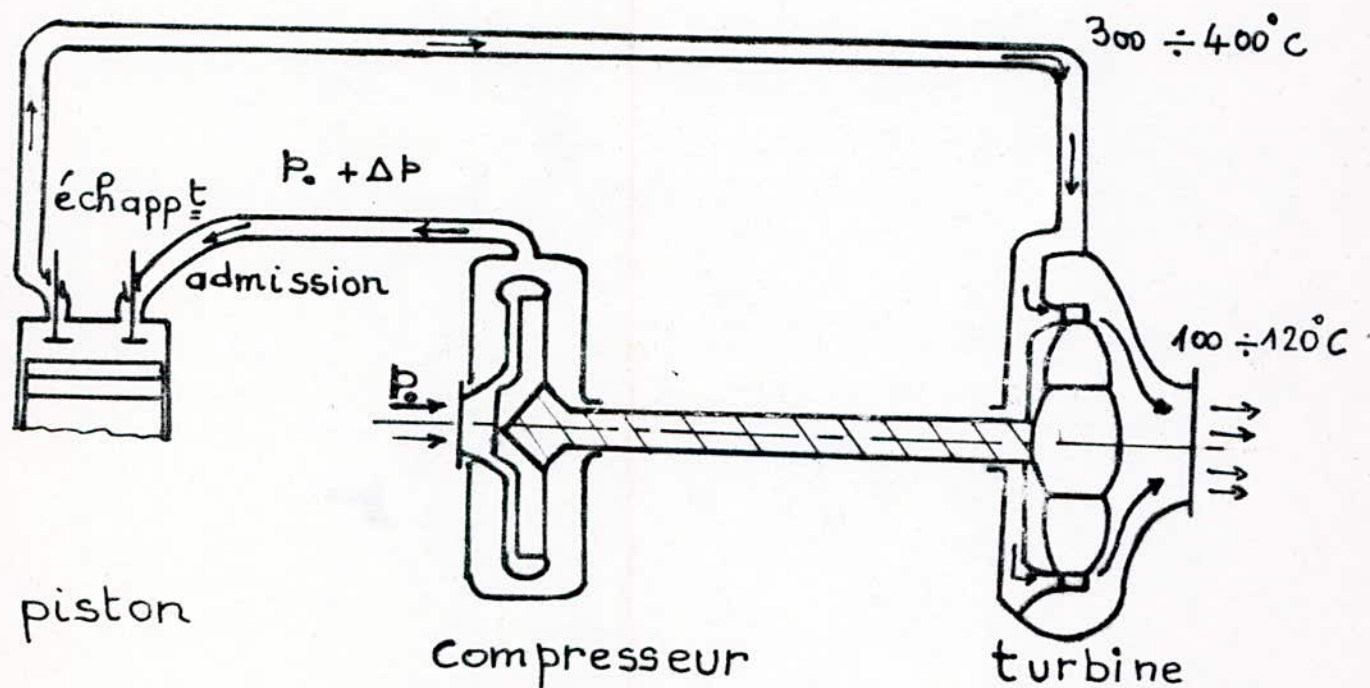
- Suralimentation par compresseur entraîné par le moteur lui-même. Il en existe deux variantes :

- Entraînement du compresseur au moyen d'un système

mécanique adéquat. Ce procédé n'est pas rentable - car il absorbe une partie de la puissance utile et ne permet pas une pleine utilisation de l'énergie dans le cylindre.

• Entraînement du compresseur, placé à l'amont des soupapes d'admission; par une turbine se trouvant à l'aval des soupapes d'échappement, qui se meut grâce à l'énergie disponible dans les gaz d'échappement.

schéma de principe d'une turbosouflante:



C/ Avantages de la suralimentation:

Le fait de pousser l'air dans les cylindres au lieu de le laisser aspiré par la course descendante des pistons, augmente à la fois le rendement volumétrique et le poids spécifique de l'air admis.

Ces deux facteurs augmentent la puissance fournie par le moteur et permettent également une réduction de la consommation spécifique ainsi qu'une minimisation de la pollution.

Ceci a pour conséquence sur le plan économique :

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

Cependant le taux d'augmentation de la puissance (au litre du cylindre) est limité par les deux phénomènes suivants :

- l'excès d'air admis pour une combustion complète ;
- le seuil des contraintes mécaniques ou thermiques des structures.

Parmi les inconvénients, étant donné l'augmentation des pressions et des températures dans la chambre

de combustion, le moteur en contre-partie doit être plus robuste et mieux refroidi à fin de ne pas faire fondre les parois de celle-ci et surtout la paroi mobile (le piston). Pour cela donc l'utilisation de l'huile de graissage spécialement adaptée s'avère indispensable.

#### d/ Principe de calcul:

Les méthodes de calcul et les formules utilisées dans le cas du cycle de fonctionnement normal du moteur sont aussi employées dans les calculs thermodynamiques des moteurs suralimentés mais à quelques différences près dont voici les principales:

• Calcul du rendement volumétrique:  $\eta_v^s$   
 Il est donné par l'expression:

$$\eta_v^s = \frac{\lambda_0}{s_0} \frac{1}{\gamma(E-1)} \frac{p_a^s}{p_s} \left[ E + (\gamma-1)(E-1)u_1 - \sqrt{\frac{p_r^s}{p_a^s}} \right]$$

avec:  $p_a^s$  - pression d'admission du moteur en suralimentation.

$p_r^s$  - pression des gaz résiduels.

$p_s$  - pression à la sortie du compresseur.

les autres termes ont été déjà définis dans le cas

de l'étude du cycle normal.

- Calcul du coefficient des gaz résiduels:  
Il se calcule à base de la formule suivante:

$$\gamma_r^s = \frac{1}{\eta_v^s} \frac{P_r^s \cdot T_0}{P_0 (E-1) T_r^s}$$

avec :  $T_r^s$  - température de gaz résiduels du moteur en suralimentation.

les autres facteurs sont bien entendu connus.

- Calcul du coefficient de la suralimentation:  
la suralimentation est caractérisée par un coefficient noté  $\lambda_s$  dit coefficient de suralimentation qui se répartit en trois types.

- La suralimentation poussée correspondant à  $\lambda_s \in [2 \div 4]$
- la suralimentation élevée correspondant à  $\lambda_s \in [1,5 \div 2]$
- la suralimentation normale convenant pour  $\lambda_s \in [1,2 \div 1,5]$ .

Le coefficient  $\lambda_s$  est défini par :

$$\lambda_s = \frac{P_e^s}{P_e}$$

avec :  $P_e^s$  - puissance effective du moteur suralimenté.  
 $P_e$  - " " " " " non "

# I. PARTIE EXPERIMENTALE.

## A/. Formules de calcul utilisées.

### 1. Puissance indiquée: $P_i$

C'est la puissance du moteur correspondant au travail net fourni par cycle. Elle ne tient pas compte des pertes mécaniques.

Le travail net fourni par cycle =  $\bar{p}_i \cdot A \cdot L$

$$\text{d'où : } P_i = \bar{p}_i \cdot A \cdot L \cdot \frac{N}{2} \cdot \frac{1}{60} \text{ [Watts]}$$

avec :

$AL = 582 \cdot \text{cm}^3$  cylindrée du moteur.

$\bar{p}_i$  - pression moyenne effective indiquée.

$N$  - nombre de révolutions par minute.

### 2. Puissance au frein: $P$

On appelle puissance au frein, la puissance effective disponible au vilebrequin du moteur en raison du fait qu'elle s'obtient généralement en mesurant le couple du moteur alors qu'il travaille contre l'action d'un frein.

Cette puissance est donnée par la formule :

$$P = \frac{2\pi NT}{60} \text{ [Watts]}$$

où  $T$  est le couple lu à l'aide de l'indicateur électrique.

### 3 - Puissance de friction : $P_f$

Cette puissance caractérise la différence entre la puissance indiquée et la puissance au frein qui représente les pertes mécaniques.

Donc :  $P_f = P_i - P$

de façon plus explicite ; on aura :

$$P_f = \frac{2\pi N T_f}{60} \text{ [Watts]}$$

où  $T_f$  - valeur du couple de friction, mesurée à l'aide du dynamomètre et lue dans le sens inverse de la graduation du cadran de celui-ci, et après lui avoir chargé le bras d'un poids de 10 kg.

### 4 - Rendement mécanique : $\eta_m$

Il est donné par la formule suivante :

$$\eta_m = \frac{P}{P_i}$$

Généralement  $\eta_m$  prend des valeurs sur l'intervalle  $[0,8 \div 0,9]$ .

### 5 - Consommation spécifique : Sfc

Elle caractérise le caractère économique de l'énergie délivrée par le moteur, elle est définie par la formule suivante :

$$S_{fc} = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

avec :  $\dot{m}_f$  - consommation de carburant (masse par unité de temps)

$\dot{m}_f$  est déterminée en chronométrant le temps  $t$  au bout duquel le moteur consomme un volume connu  $V_i$  ; avec  $V_i = \{ 8 ; 16 ; 32 \}$  [ml]

En considérant la densité de l'eau égale à  $1000 \text{ kg/m}^3$  il vient que :

$$\dot{m}_f = \frac{S_{gf} \times 1000 \times V_i \cdot 10^{-6}}{t}$$

Soit :

$$\dot{m}_f = \frac{S_{gf} \cdot V_i \cdot 10^{-3}}{t} \text{ [kg/s]}$$

où  $S_{gf}$  : densité spécifique du carburant (gas-oil)

Comme le poids spécifique du gas-oil est de  $0,84 \text{ kg/l}$  par suite :

$$S_{gf} = 0,84 \text{ kg/m}^3$$

Soit alors ;

$$\dot{m}_f = \frac{0,84 \cdot V_i}{t}$$

- Rendement thermique au frein :  $\eta_b$   
 Il permet d'estimer la valeur du rendement global du moteur et se définit comme suit :

$$\eta_b = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Energie fournie}} = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot P_c^i} = \frac{1}{S_{fc} \times P_c^i}$$

avec  $P_c^i$  - pouvoir calorifique du carburant.



En pratique, la consommation spécifique de carburant se mesure en g/kWh et le pouvoir calorifique inférieur en kJ/kg; pour obtenir donc des valeurs correctes du  $\eta_b$  on doit avoir un jeu d'unités cohérent en multipliant la dernière équation par le coefficient  $3,6 \times 10^6$ .

Soit donc : 
$$\eta_b = \frac{3,6 \cdot 10^6}{S_{fc} \cdot P_c^i}$$

### 7. Rendement volumétrique : $\eta_v$

Il est donné par la formule suivante :

$$\eta_v = \frac{\text{Charge d'air admise réellement}}{\text{Charge d'air devant être admise suivant les conditions extérieures}}$$

soit 
$$\eta_v = \frac{C_r}{C_{th}}$$
 en assimilant l'air à un

gaz parfait, on aura alors :

$$C_{th} = \frac{p_{air} \cdot V_h}{t_{cycle}}$$

ou  $N \longrightarrow 60 \text{ s}$

1 cycle  $\longrightarrow$  2 tours  $\longrightarrow$  x ?

donc,  $x = \frac{60}{2} N \text{ [s]}$

$$C_{th} = \frac{p_a \cdot N \cdot V_h}{120 \cdot \pi \cdot T_a} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot p_a \cdot N}{120 \cdot 287 \cdot T_a}$$

En choisissant les unités adéquates à savoir :

$p_a$  [mb] ;  $N$  [tr/mn] ;  $T_a$  [°K] ;  $C_{th}$  [Kg/h].

On aura donc :

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

Sachant que  $C_r$  est à déterminer à partir de la courbe d'étalonnage, l'expression du rendement sera alors :

$$\eta_v = \frac{C_r}{0,00608 \frac{P_a \cdot N}{T_a}} = 164,47 \frac{C_r T_a}{P_a \cdot N}$$

Pour la détermination de  $C_r$ , on procède comme suit :

- Cas de la consommation normale :

Le diagramme donne la valeur du débit masse en  $\text{kg/h}$  aux conditions ; pression 1013 mb et température  $20^\circ\text{C}$ ,

Pour déterminer la valeur exacte aux conditions voulues, on devra effectuer la correction en multipliant le débit donné par le diagramme, par le coefficient :  $3,564 \cdot p_a \cdot \frac{T + 114}{T^{2,5}}$ .

où :  $p_a$  - pression atmosphérique (mb)

$T$  - température ambiante exprimée en  $^\circ\text{K}$ .

- Cas de la combustion suralimentée :

Avant d'aborder tout calcul, on corrige d'abord l'indication du débitmètre risqué en soustrayant à la valeur réelle du débitmètre, la valeur fournie par le diagramme « Correction type surpresseur / débitmètre risqué » de la page 15 du polycopié du surpresseur électrique TD43.a.

on procède à présent de la même manière que dans le cas de la combustion normale, avec en plus, le résultat final qui devra être multiplié par 0,24 donné par le diagramme de "l'influence de la suralimentation sur le débit masse d'air" de la page 13 du catalogue du TD.43a.

### / Détermination théorique des grandeurs, puissance et consommation spécifique :

Dans le but d'apprécier les mesures des grandeurs faites sur le banc, nous avons jugé utile, de calculer les valeurs de deux grandeurs pour une vitesse du moteur choisie aléatoirement,  $N = 1250$  trs/mn et  $E = 16$

Calcul de la puissance réelle :

$$P = \eta_b \times \eta_m \times \eta_v \times \frac{P_c^i}{R} \times \rho_a \times \frac{N}{2 \times 60} \times V_R.$$

Les valeurs des paramètres sont :

$$\text{pour } \begin{cases} N = 1250 \text{ trs} \\ \text{et} \\ E = 16 \end{cases} \left\{ \begin{array}{l} \eta_b = 0,325 \\ \eta_v = 0,905 \\ \eta_m = 0,7926 \end{array} \right.$$

$$\text{et } R = 22 \quad ; \quad \rho_a = 1,3 \text{ kg/m}^3 \text{ (poids spécifique de l'air)}$$

$$\text{on aura donc : } P = 3,31 \text{ KW}$$

La puissance affichée par le banc est 3,51 KW

## 2. Calcul de la consommation spécifique:

La formule donnant la consommation spécifique est:

$$SFC = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot P_c} \cdot 3600 \quad \text{avec } \dot{m}_f = 0,905 \text{ kg/h}$$

Application numérique:

$$SFC = 0,3 \text{ kg/kWh}$$

la valeur de SFC déterminée à partir des données numériques relevées sur le banc est:

$$SFC = 0,276 \text{ kg/kWh}$$

N.B: Les tableaux qui suivent, regroupent l'ensemble des valeurs expérimentales données par les essais effectués sur le banc.

Date des essais : 07-4-87

Taux de compression :  $\epsilon = 16$

Pression barométrique : 1013 mmHg

Ouverture des gaz :

Température ambiante : 20°C

Pleine ouverture :

Carburant : gas-oil

Moteur en combustion normale.

Poids spécifique : 0,84 kg/l

7°	6°	5°	4°	3°	2°	1°	N° de l'essai	
							Vitesse en trs/mn	
2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	Vitesse en trs/mn	
25	26	27	26,5	25,5	25,8	25	Couple N.m	
5,50	6,30	5,70	5,00	4,10	3,61	2,75	Puissance kW	
11	10,8	10	9	8	7	6,5	Couple N.m	
2,87	2,54	2,093	1,6485	1,256	0,916	0,680	Puissance kW	
0,725	0,805	0,642	0,503	0,413	0,329	0,251	ml/s	Temp de consomm. atm
2,192	2,436	1,9648	1,520	1,248	0,995	0,758		
398,5	386,6	344,7	304	304	287	276	g/kwh	Mano- mètre
45	48	42	39	31	26	21	mm H <sub>2</sub> O	
48,96	44,13	38,61	35,85	28,27	23,79	19,31	kg/h	Rapport air/carburant
22	18	19,7	23	22,5	23,9	25		
19,8	19	20,5	20,8	18	18	20,8	Rotamètre mm	
285	255	231	240	204	204	240	Débit L/h	
38	33	37	36	35	34	33	tempér. entrée °C	
62	60	63	58	55	52	49	tempér. sortie °C	
645	640	630	540	500	455	400	tempér. gaz d'échappement °C	

L. 7.

	5°	5°	4°	3°	2°	1°	N: de l'essai	
	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	Vitesse en trs/mn
	27	29,5	29	27,3	27,3	26,5	25	Couple N.m
	7	6,8	5,9	4,9	4,3	3,5	2,7	Puissance kW
	11,5	11,2	11,7	10	9,3	8,7	8,3	Couple N.m
	3,009	2,637	2,449	1,8316	1,4601	1,138	0,8687	Puissance kW
	0,8686	0,7466	0,6194	0,423	0,389	0,292	0,2196	ml/s
	2,6268	2,253	1,873	1,4601	1,1764	0,8834	0,644	Kg/h
	375,2	332,00	317,5	298	273,6	252,4	238,5	g/kwh
	58	46,5	45	36,5	29	24,3	18	mm H2O
	51,47	42,00	40,63	33,04	26,07	21,67	16,25	Kg/h
	19,6	18,5	21,6	22,5	22	24,5	25	Rapport air/carburant
	23	23,4	23,5	23,2	23,4	23,2	23,3	Rotametre mm
	263	269	270	265	269	265	268,6	Débit l/h
	40	42	40	38	36	35	34	Tempér. °C entrée
	66	65	63	58	55	50	47	Tempér. °C sortie
	630	620	575	505	470	410	375	Tempér. gaz d'échappement °C

Date des essais : 08.4.87  
 Pression barométrique : 1013 mm Hg  
 Température ambiante : 23,3 °C  
 Carburant : gas-oil  
 Poids spécifique : 0,84 kg/l  
 Taux de compression : ε = 18  
 Ouverture du gaz :  
 Pleine ouverture  
 Moteur en combustion normale.

N° de l'essai							
2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	Vitesse en trs/mn
22,5	25,1	26	24,5	24	23	22,3	Couple N.m
5,8	5,7	5,1	4,25	3,6	2,8	2,2	Puissance kW
11,8	11,3	10,8	9,9	9	8,3	8	Couple N.m
3,087	2,6612	2,2608	1,8134	1,413	1,086	0,8373	Puissance kW
0,855	0,7793	0,6163	0,4857	0,3940	0,3018	0,2346	ml/s
2,5856	2,3565	1,8638	1,4687	1,1914	0,9125	0,7096	kg/h
445,8	414,3	365,5	345,6	330,9	325,9	322,5	g/kwh
54	45,5	42	35,2	28	24	18,5	mmH <sub>2</sub> O
44,19	42,32	38,85	32,61	25,67	22,20	17,34	kg/h
18	18	20,8	22	21,5	24,3	24,00	Rapport air/carburant
23,8	23,7	23,6	23,6	23,7	23,6	23,6	Rotamètre mm
288	271	270,6	270,6	271	270,6	270,6	Débit l/h
47	38	37	35	34	33	33	tempér. entrée °C.
70	63	59	55	51	50	47	Tempér. sortie °C.
705	690	630	560	520	455	405	Température gaz d'échappement

Date des essais : 11-04-87  
 Pression barométrique : 1013 mm Hg  
 Température ambiante : 19°C  
 Carburant : gas-oil  
 Poids spécifique : 0,84 kg/l

Taux de compression = 14  
 Ouverture des gaz : pleine ouverture.  
 Moteur en combustion normale.

Date des essais : 12-04-81

Taux de compression :  $\epsilon = 12$

Pression barométrique : 1013 mmHg

Ouverture des gaz : pleine

Température ambiante : 23°C

ouverture.

Carburant : gas-oil

Moteur en combustion norm

Poids spécifique : 0,84 kg/l

N° de l'essai							Frein		Perte de friction	Carburant	Air	Eau de refroidissement
2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	Vitesse en trs/mn					
22	23,5	24,5	23	22,5	22	21	Couple N.m					
5,7	5,3	4,9	4	3,5	2,8	2,3	Puissance kw					
12	11,8	11	10	9,6	9	8,5	Couple N.m					
3,140	2,7790	2,3027	1,8317	1,5072	1,1775	0,8897	Puissance kw					
0,8860	0,7793	0,6318	0,5008	0,4030	0,3053	0,2337	ml/s	Temps de consommation				
2,6799	2,3565	1,9107	1,5144	1,2187	0,9232	0,7066	kg/h					
470,1	446	398,1	378,6	348,2	329,7	321,2	g/kwh					
53	46	43	36,5	29	24	19	mm H2O	Manometre				
48,91	42,67	39,96	33,65	26,71	22,20	17,34	kg/h					
18,3	18,1	20,9	22,3	21,9	23,8	24	Rapport air/carburant					
23,1	23,5	23,6	23,3	23,4	23,4	23,4	Rotametre mm					
258	270	270,6	268,6	269	269	269	Débit l/h					
45	43	43	40	38	37	35	tempér. entrée °C					
70	67	65	58	55	53	48	Tempér. sortie °C					
730	595	640	580	520	475	420	Tempér. gaz d'échappement °C.					

-50-



N° de l'essai									
2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	Vitesse en trs/mn		
27,5	29,5	29	28	27	26,9	25,8	Frein Couple N.m		
7	6,7	5,8	5	4,25	3,45	2,65	Puissance kw		
11,9	11,5	10,5	9,9	9,3	8,5	8	Couple N.m		
3,1138	2,7083	2,1980	1,8134	1,4601	1,1129	0,8373	Perte de Puissance kw		
0,9333	0,7652	0,6067	0,4869	0,3896	0,2908	0,2321	Carburant	ml/s	
2,8224	2,3140	1,8347	1,4723	1,1782	0,8793	0,7019		temps de consommation	kg/h
403,2	347,4	316,3	294,5	277,2	264,9	264,9		g/kwh	
69	71,5	69,5	60,5	53	48	42	Air	mm H <sub>2</sub> O	
63,88	65,41	64,39	55,63	48,42	41,21	37,60		kg/h	
22,6	28,3	35,1	37,8	41	47	53	Rapport air/carburant		
24,3	24,4	23,8	23,6	23,6	23,5	23,5	Eau de refroidissement		
279	282	271,8	271,8	270,6	270	270	Rotamètre mm		
38	38	38	37	39	44	37	Débit L/h		
63	63	60	56	57	57	50	tempér. entrée °C		
650	620	565	490	450	410	360	tempér. sortie °C		
							tempér. gaz d'échappement °C		

Date des essais : 13-4-87

Taux de compression :  $\epsilon = 16$

Pression barométrique : 3 mm Hg

Ouverture des gaz :

Température ambiante : 19 °C

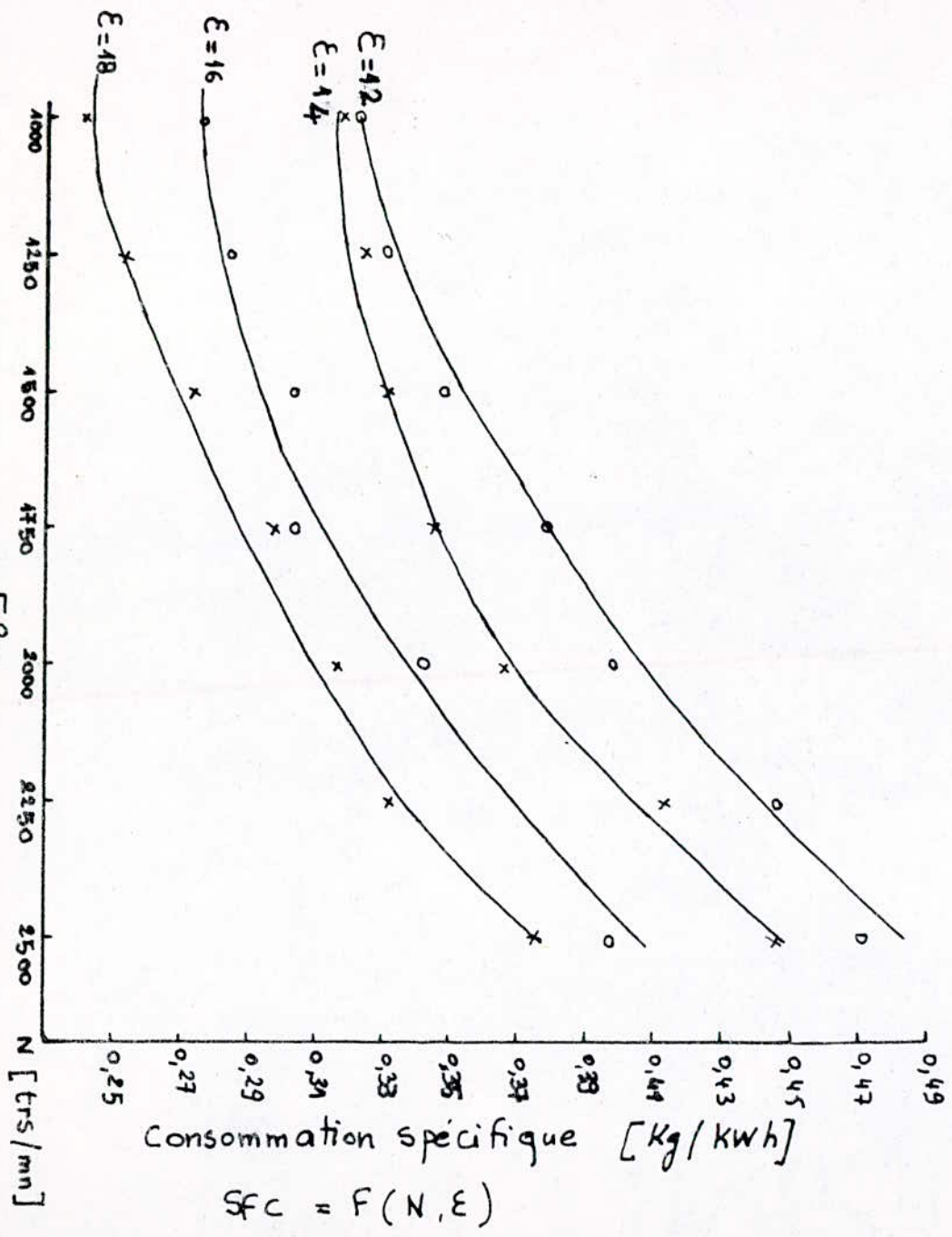
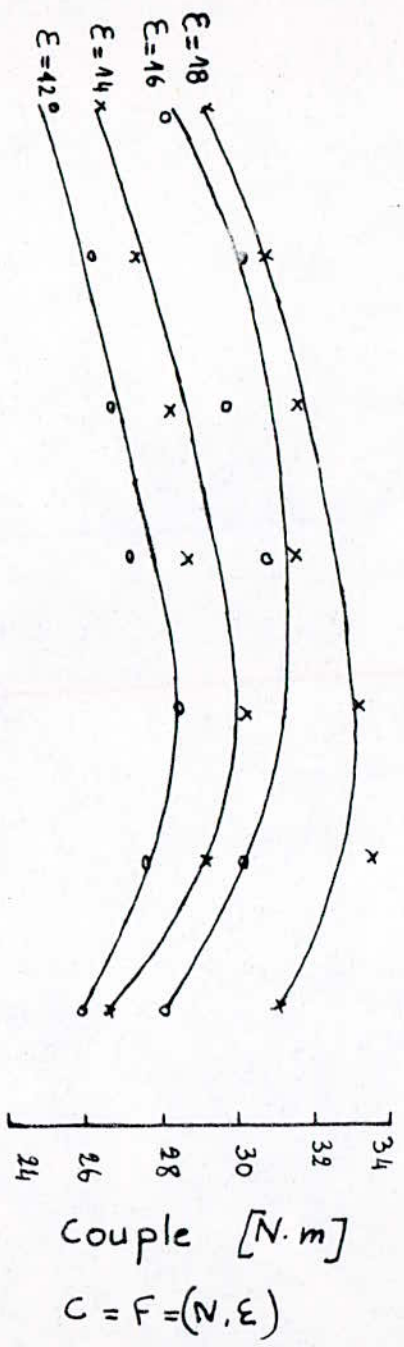
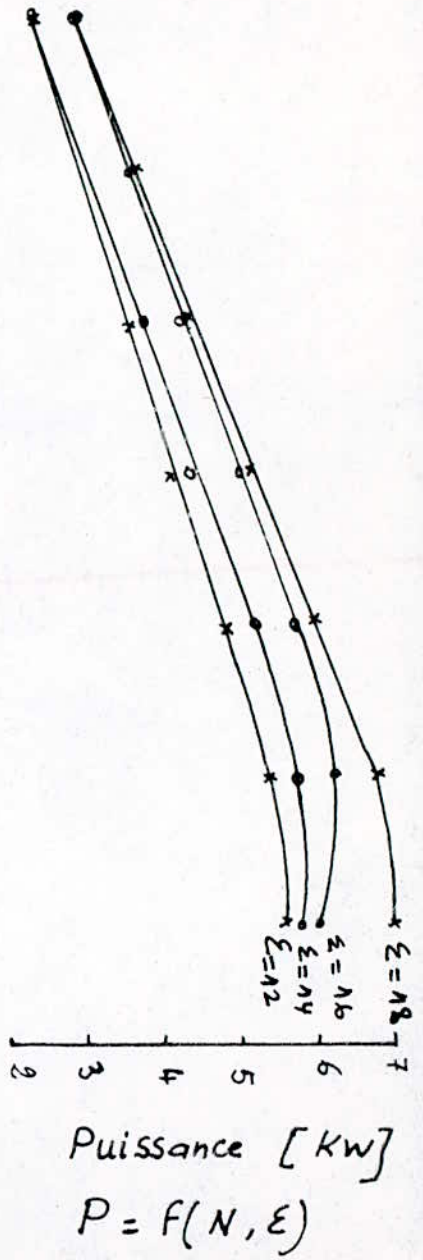
Pleine ouverture.

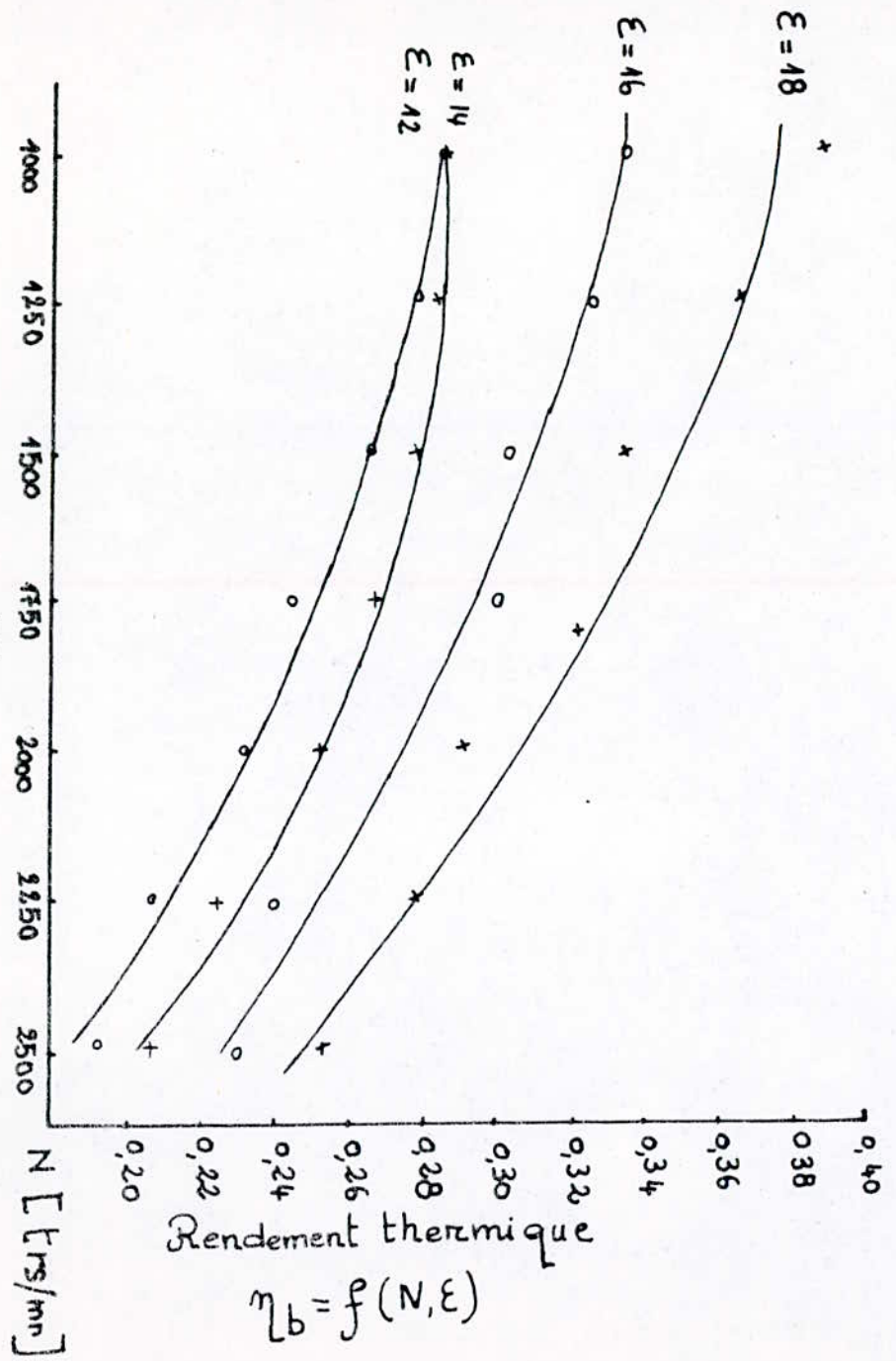
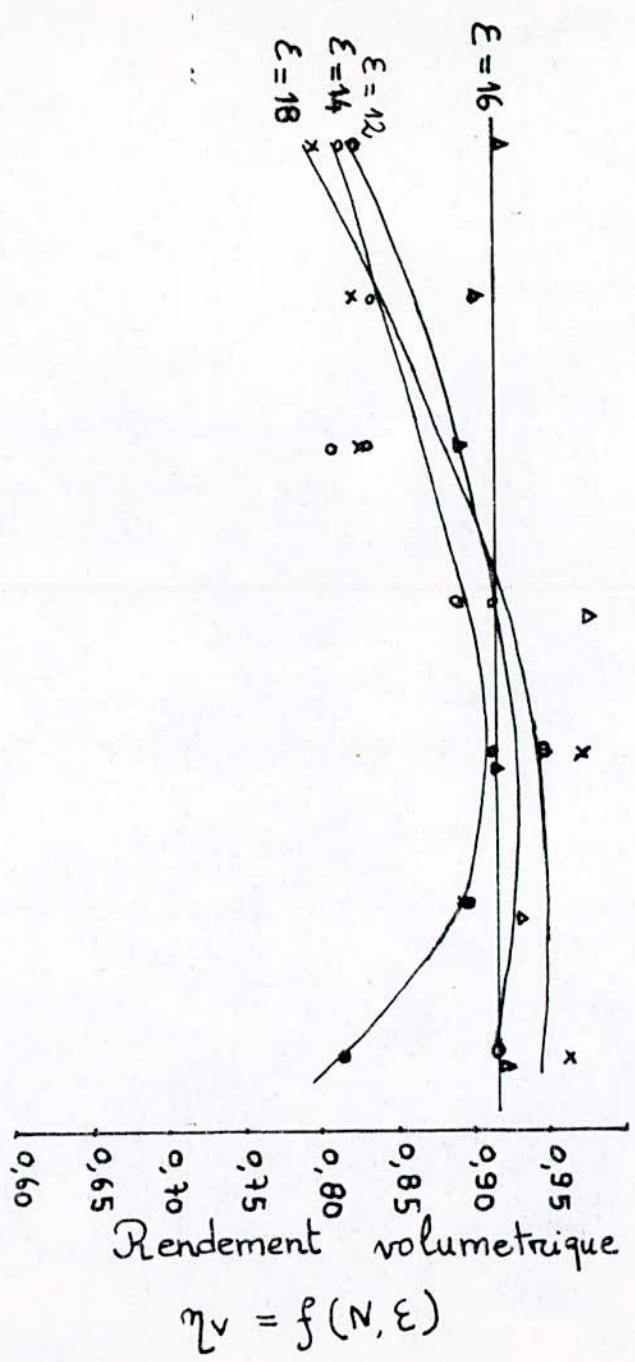
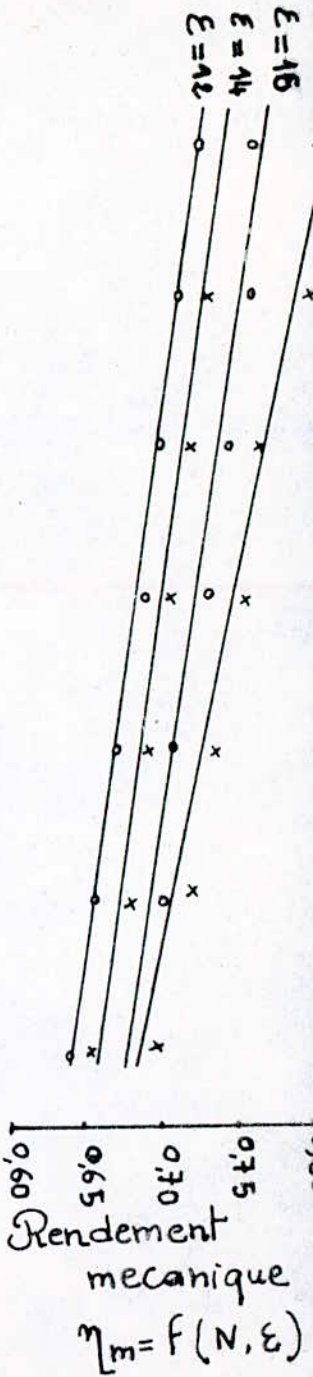
Carburant : gas-oil

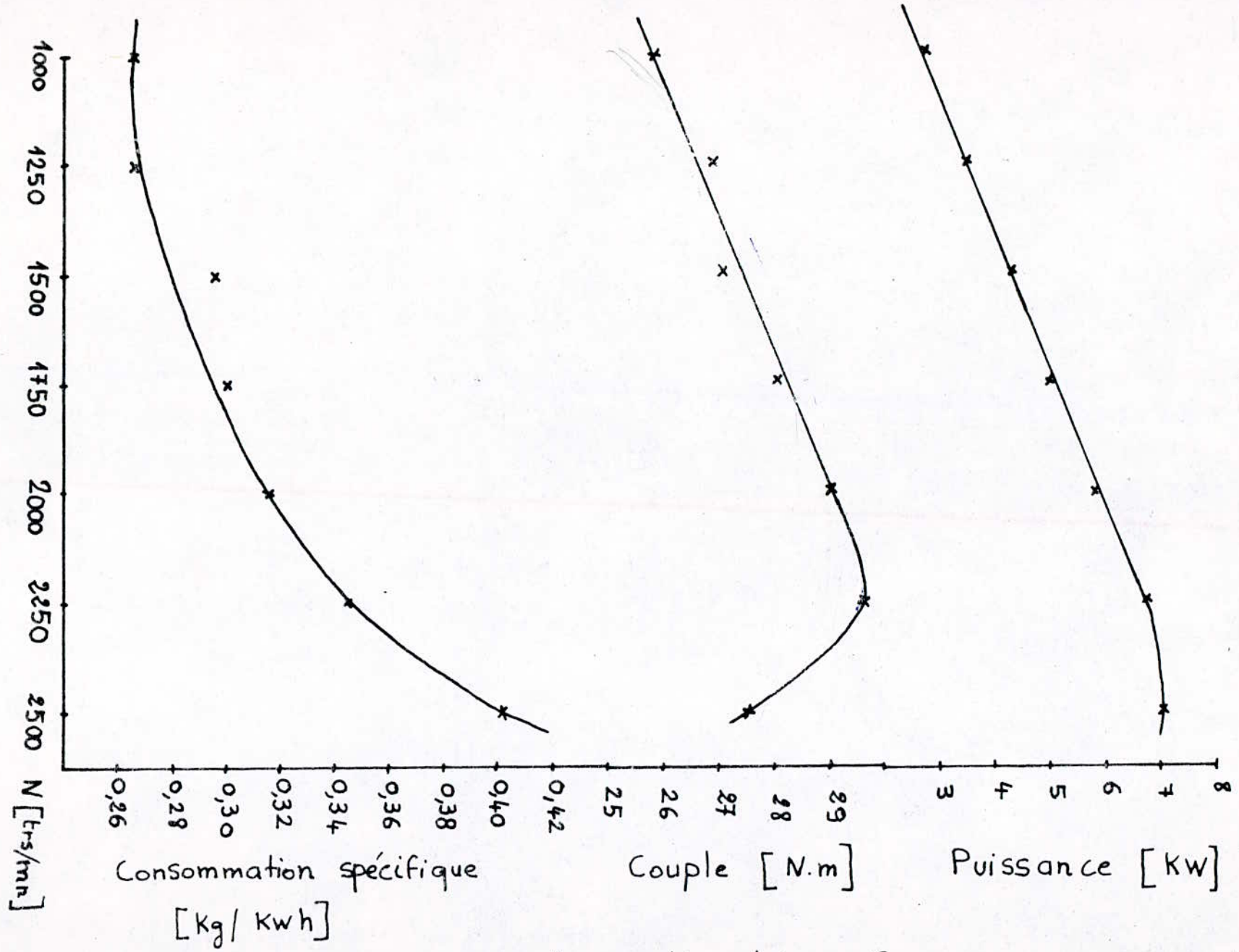
Reglage du surpresseur : 50 mm Hg

Poids spécifique : 0,84 kg/l

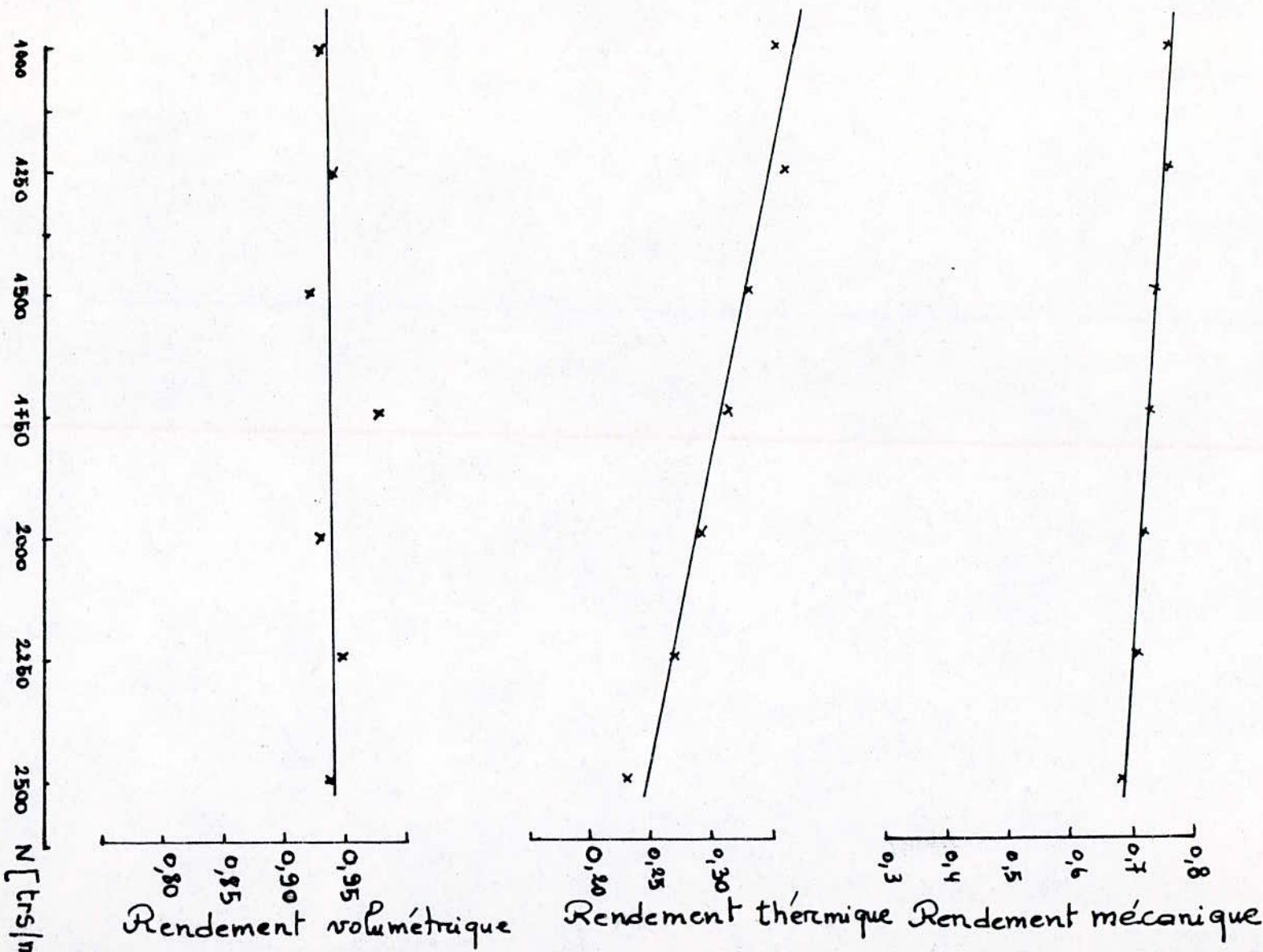
Capacité maximale du surpresseur : 53 mm Hg.



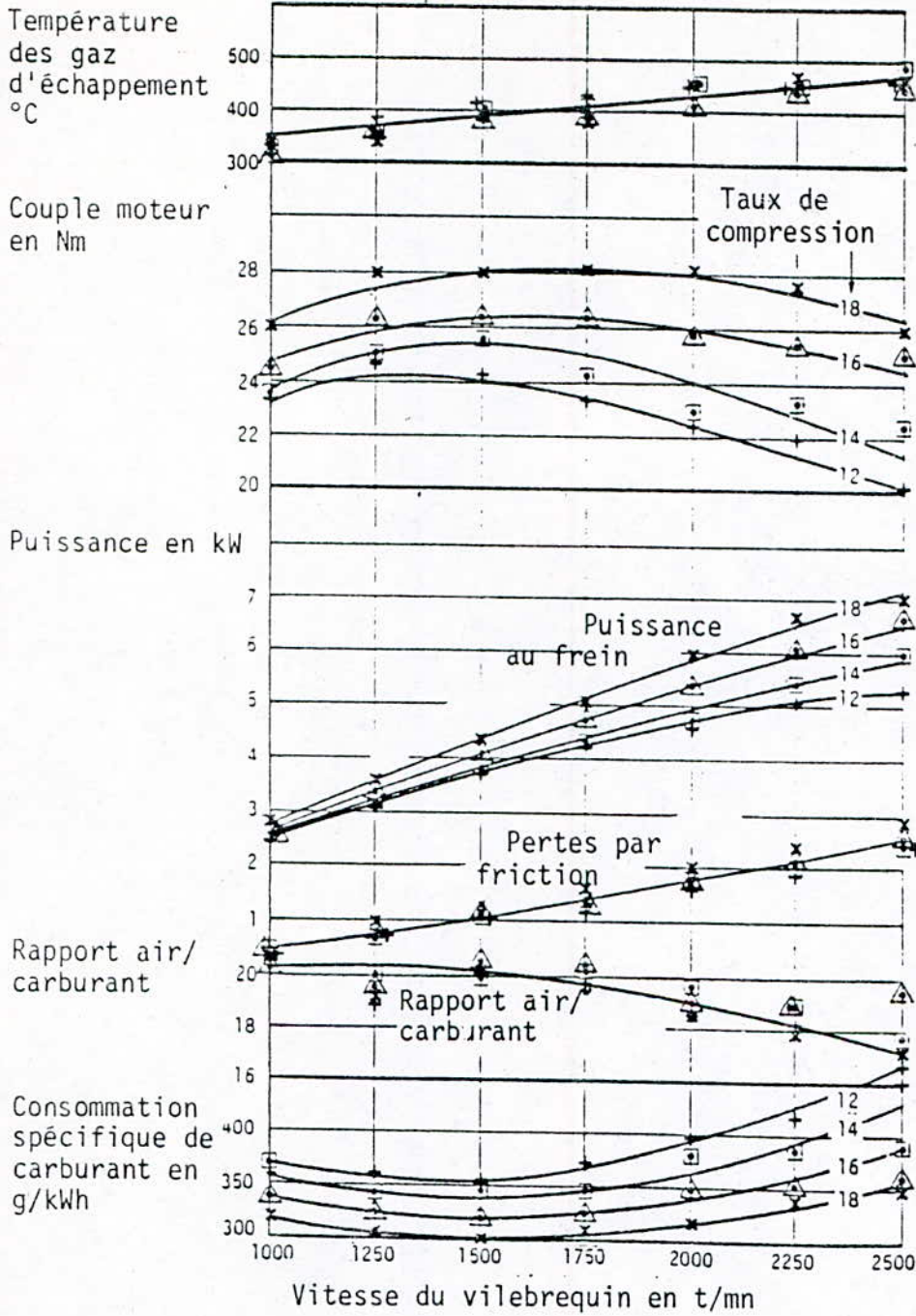




Moteur Diesel suralimenté  $\epsilon = 16$

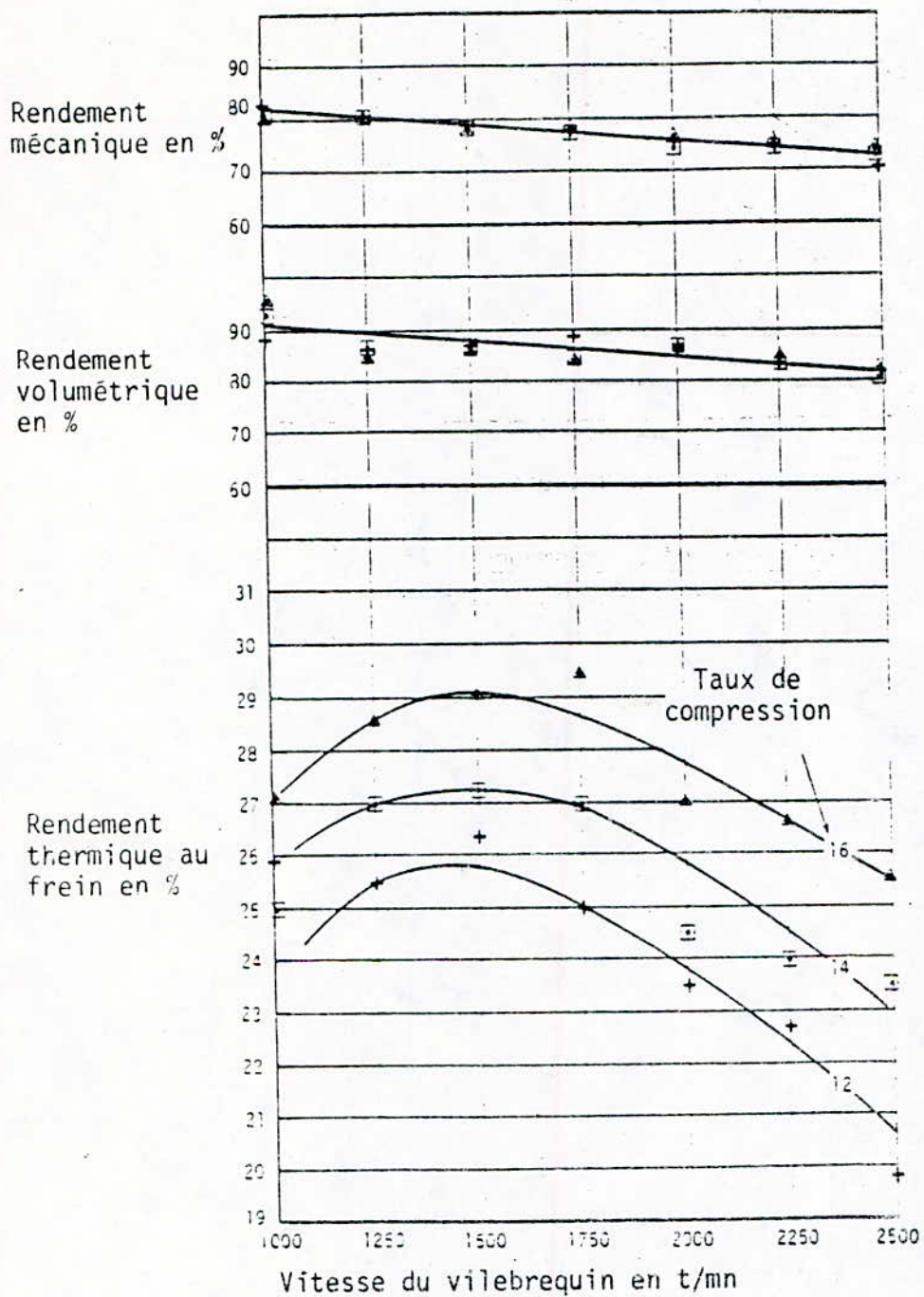


Moteur Diesel suralimenté.  $\epsilon = 16$

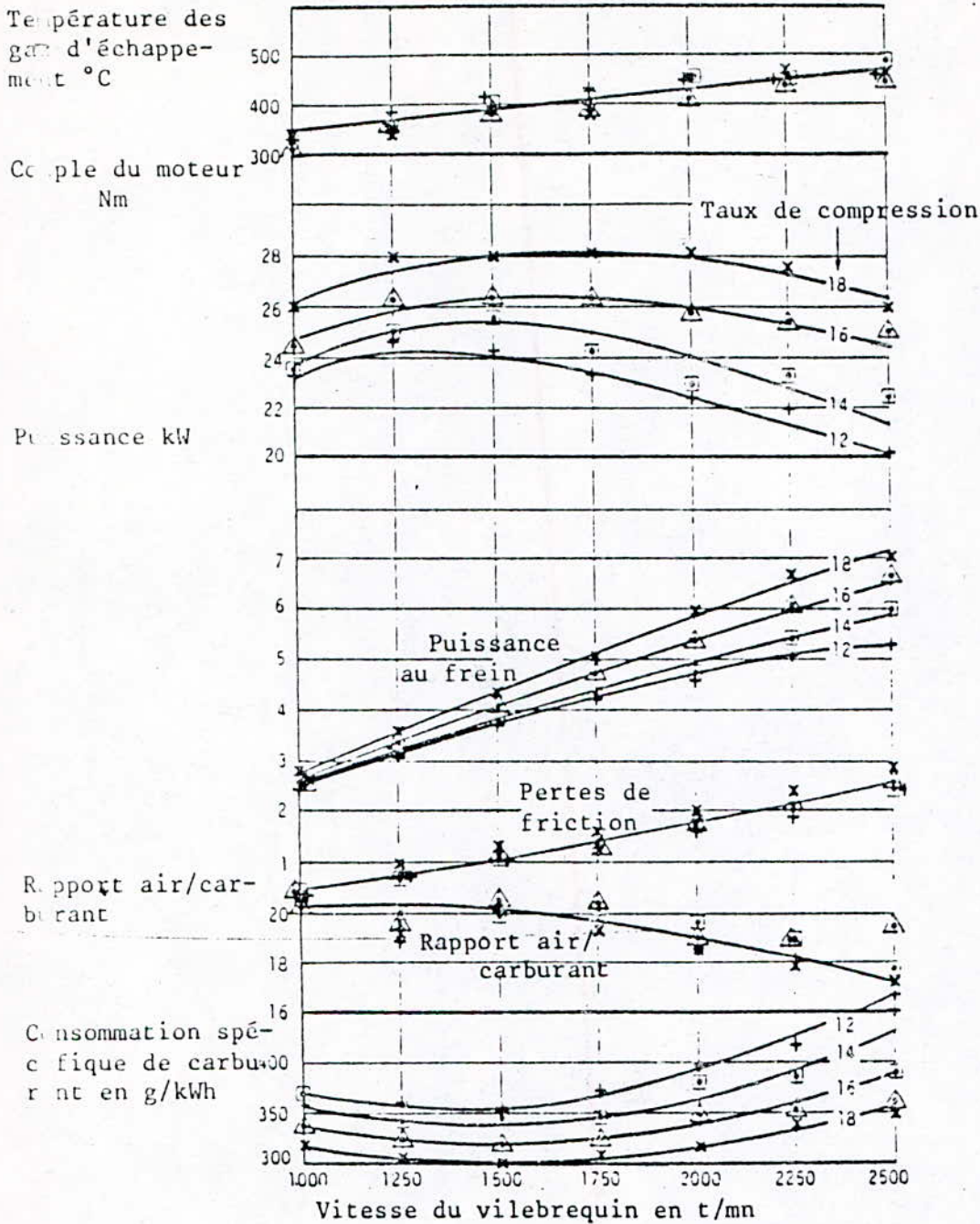


Essais de performance du moteur Diesel  
à pleine ouverture des gaz

*courbes originales tirées du catalogue TD.43*



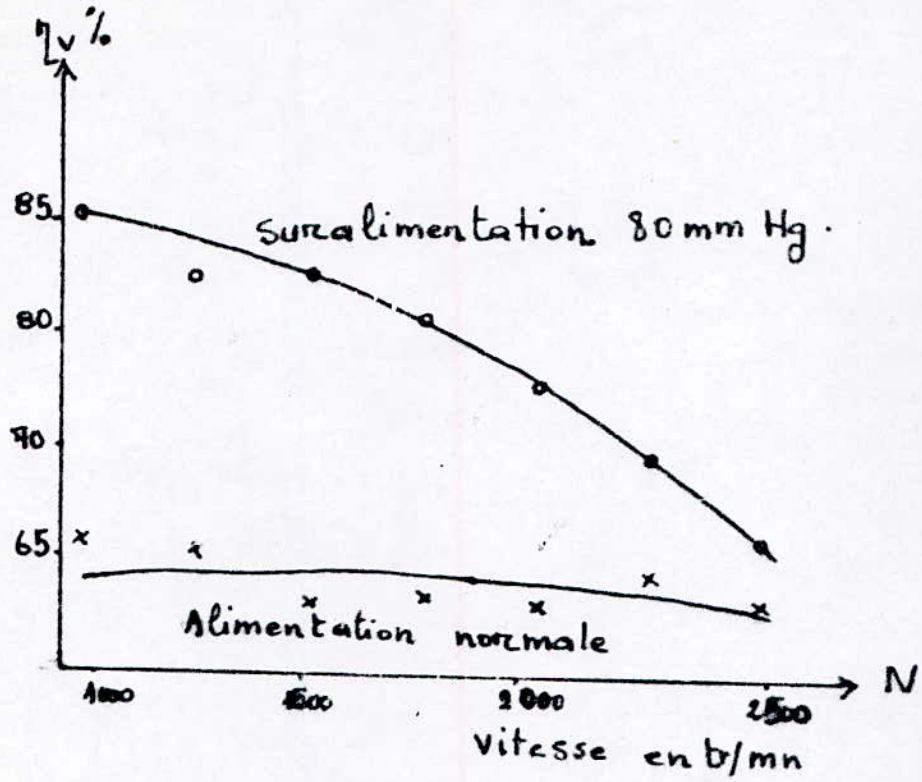
Rendements obtenus - Moteur Diesel à pleine ouverture des gaz



- Courbes types de performances, moteur diesel suralimenté.



Rendement  
volumétrique



Courbes originales  
tirées du catalogue TD.43a

## IV INTERPRETATION DES COURBES ET COMPARAISON.

### 1/ Remarques et constatations

- Moteur en combustion normale.

Nous constatons que; d'après les courbes que les grandeurs couple et puissance sont inversement proportionnelles à la vitesse de rotation.

En effet le moteur développe son couple maximum aux faibles et moyennes vitesses alors, que la valeur maximale de la puissance est atteinte à la vitesse maximale.

La valeur du couple diminue au fur et à mesure que le nombre de trs/mn augmente et l'inverse se produit en ce qui concerne la puissance. Celle-ci par contre varie linéairement et de façon proportionnelle par rapport à la vitesse de rotation.

La courbe de variation de la consommation spécifique a une allure presque parabolique.

Elle enregistre sa valeur minimale entre les vitesses « 1000 et 1250 trs/mn ».

D'autre part, ces trois grandeurs à savoir, le couple, la puissance et la consommation spécifique, s'améliorent

de manière très notable quand on augmente le taux de compression.

Les rendements en général diminuent en fonction de la vitesse. Les plages de variation des différents rendements sont en général de l'ordre de :

- rendement thermique :  $[0,19 \div 0,38]$

- rendement volumétrique :  $[0,80 \div 0,93]$

- rendement mécanique :  $[0,66 \div 0,79]$

Nous constatons également que l'accroissement du taux de compression engendre un accroissement de tous les rendements. Donc forcément on est intéressé d'avoir des moteurs, à des rapports volumétriques ( $\epsilon$ ) les plus élevés, pour avoir les meilleures performances.

Les résultats obtenus montrent aussi que, la puissance maximale s'obtient aux vitesses élevées, alors que le fonctionnement le plus économique correspond aux vitesses de rotation moyennes.

### - Moteur en combustion suralimenté.

Les essais dans le cas du moteur suralimenté ont été réalisés pour un taux de compression de 16 à 1 et une surpression de 50 mm Hg.

Le rapport air/carburant augmente, puisque le moteur consomme une plus grande quantité d'air, et le carburant injecté dans le cylindre est toujours le même que dans le cas du moteur atmosphérique. S'il était possible d'injecter dans le moteur une plus grande quantité qui correspondrait à la plus grande consommation d'air, la puissance de sortie augmenterait alors considérablement.

Le bénéfice maximal que l'on retire de la suralimentation se manifeste surtout aux faibles vitesses du moteur.

L'augmentation de la puissance de sortie résulte principalement de l'amélioration du rendement volumétrique, et de l'augmentation du poids spécifique de l'air consommé. Elle est contrebalancée par une augmentation du rapport air/carburant, qui pourrait être neutralisée en injectant une plus grande quantité de carburant dans le cylindre.

Voici par ailleurs un tableau comparatif dans les deux cas de fonctionnement du moteur respectivement en modes suralimenté et non suralimenté.

Moteur en mode suralimenté	N trs/mn	Couple N. m	Puissance kW	Consomm- spécifique kg/kWh	$\eta_b$	$\eta_v$	$\eta_m$
	1000	25,8	2,65	0,26	0,35	0,93	0,76
1500	27	4,25	0,28	0,33	0,92	0,75	
2000	29	5,8	0,32	0,29	0,93	0,74	
2500	27,5	7,00	0,40	0,23	0,94	0,70	
Moteur en mode non suralimenté	1000	25	2,75	0,28	0,33	0,92	0,80
	1500	25,5	4,10	0,30	0,30	0,90	0,77
	2000	27	5,70	0,35	0,27	0,92	0,73
	2500	25	5,50	0,40	0,23	0,93	0,66

Les résultats obtenus lors des essais nous montrent alors, pour le même taux de compression  $\epsilon = 16$ , un accroissement de la puissance moyenne de l'ordre de 5%. Ceci paraît relativement faible, néanmoins pour les moteurs à plusieurs pistons et à grande cylindrée, l'accroissement est beaucoup plus important.

L'utilité du surpresseur a été surtout de mettre en évidence les principes fondamentaux de la suralimentation et son importance.

Nous remarquons bien que l'utilisation de la suralimentation a beaucoup d'avantages. La puissance effective augmente et se traduit par un bon fonctionnement du moteur, une puissance volumétrique

meilleure qui engendre ainsi, un encombrement moindre - souhaité -, mais ceci bien sûr, au détriment de quelques autres inconvénients, car une pression élevée conduit à prévoir une grande résistance dans les organes tels que : chemise, piston, segments qui sont alors sollicités par des charges plus importantes que dans le cas de la combustion non suralimentée.

## 2° Comparaison entre courbes originales et courbes tracées

Les résultats obtenus sont acceptables, très significatifs et dans leur majorité conformes à ceux donnés par les catalogues.

En effet, le sens d'évolution et l'allure des courbes sont semblables pour l'ensemble des grandeurs mesurées lors des essais effectués sur le banc.

Parmi les grandeurs qui ont donné de très bons résultats, on citera la consommation spécifique, la puissance, les rendements thermique et mécanique.

Ces grandeurs là, de part leurs très bons résultats ont permis de confirmer l'objectivité des courbes affichées par le constructeur dans les catalogues.

C'est ainsi que les valeurs optimales lues sur catalogues

ont été presque retrouvées dans leur intégralité lors des essais effectués sur le banc.

Néanmoins, il existe certaines différences entre les courbes des catalogues et celles qu'on a retrouvées par expérience, comme c'est le cas pour le rendement volumétrique, où l'on devait trouver une diminution de celui-ci en fonction de l'accroissement de la vitesse. Ce qui n'est pas le cas pour notre courbe  $\eta_v = f(N, E)$ , puisque que l'on note sur celle-ci, une augmentation de la valeur du rendement volumétrique en fonction de l'accroissement de la vitesse.

Une autre anomalie à signaler réside au niveau des valeurs obtenues pour les vitesses très élevées surtout pour la vitesse maximale (2500 trs/mn), pour laquelle les résultats obtenus dans le cas de la puissance et du couple faussent quelque peu l'allure des courbes à leurs extrémités. Ces quelques différences enregistrées par rapport aux caractéristiques optimales données par le constructeur incombent tant aux conditions intérieures qu'extérieures de déroulement des essais effectués.

Par conditions extérieures, il faudra entendre, pression barométrique, température ambiante, degré d'humidité,

qui diffèrent de celles dans lesquelles ont été réalisés les résultats des essais mentionnés dans les catalogues. Ceci est dû essentiellement à l'absence totale de climatisation du laboratoire, l'exposition du banc d'essai à des courants d'air, qui peuvent prendre naissance d'un moment à l'autre vu l'état dégradé des vitres des fenêtres du laboratoire. Les conditions intérieures sont régies par la qualité de carburant utilisé, la lourdeur de l'air marin utilisé dans la combustion étant donné la proximité de la mer du lieu d'installation du banc d'essai.

Les fuites d'huile enregistrées de temps à autre aux vitesses très élevées, peuvent être également à l'origine des quelques faibles résultats obtenus à cette plage de vitesses.



## CONCLUSION

Pour conclure, nous dirons que l'occasion qui nous a été offerte de travailler sur un tel banc d'essai, a été bénéfique à plus d'un titre. Au delà des résultats obtenus par le biais de ce banc, qui ont tenu une comparaison très acceptable avec les performances mentionnées par le constructeur dans les catalogues, ont donc dans l'ensemble, confirmé la véracité des performances des caractéristiques du banc d'essai.

Il nous a permis en outre, de dégager les facteurs influençant les paramètres énergétiques et leur importance dans le processus de transformation du pouvoir énergétique en puissance, avec le meilleur rendement possible.

Il y a lieu de signaler aussi que le travail a été complété, par une étude thermodynamique du cycle du moteur pour un taux de compression et une vitesse de rotation bien choisis dans le but "justement" de réaliser une comparaison avec le cycle indiqué du moteur, qui aurait pu être obtenu à l'aide des accessoires supplémentaires conçus spécialement pour cette tâche (appareil polaroid...).

Cependant la défaillance mécanique survenue au niveau de la culasse (fuites d'huile abondantes), nous a empêchés de faire fonctionner le moteur et la prise de photo a été rendue donc impossible.

Enfin nous estimons que l'installation d'un tel banc dans le laboratoire de moteurs est une bonne initiative, qui permettra aux promotions à venir de réaliser des manipulations très utiles pour leur formation et qui renforcera davantage leurs connaissances dans le domaine de l'énergétique.

# BIBLIOGRAPHIE

1. "MECANIQUE APPLIQUEE"  
A. Geminard et A. Giet .
2. "MOTEUR DIESEL"  
Roger Roudif
3. "SCIENCE ET TECHNIQUE DU MOTEUR  
DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT"  
Tomes 1, 2 et 3 . R. BRUN
4. "LES PANNES DES AUTOMOBILES"  
L. Razaud .
5. "GUIDE COMPLET DE MECANIQUE AUTOMOBILE"  
Guerin .
6. "COURS DE MTH<sub>1</sub>"  
de M<sup>r</sup> Todorescu E.N.P.A 86
7. "ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN MOTEUR  
DIESEL A 4 TEMPS, DE CYLINDREE 3000 cm<sup>3</sup>  
SURALIMENTE PAR TURBINE A GAZ D'ECHAPPEMENT"  
Thèse 85 . 1<sup>ere</sup> partie : Etude du moteur .
8. "AVANT PROJET MTH<sub>1</sub>"  
DE M<sup>r</sup> Ghad. I. E.N.P.A 84

9. "OXYDATIONS ET COMBUSTIONS"

A. Van Tiggelen.

10. "METHODES, MESURES ET ESSAIS SUR CHAMB  
DE COMBUSTION".

Thèse 1973.

11. "MISE EN MARCHÉ DU BANC D'ESSAIS  
DU MOTEUR R 16"

Thèse janvier 87.

