

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

6/88

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère 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

SUJET

**Performances D'un moteur a taux
de compression variables (Version
essence carburé avec differents
venturi)**

Proposé par :

M. BENBREIKA

Etudié par :

Y. BENMESSAOUD

Dirigé par :

M. BENBREIKA

PROMOTION

JANVIER 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : **GENIE MECANIQUE**

BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Performances D'un moteur a taux
de compression variables (Version
essence carburé avec différents
venturi)**

Proposé par :

M. BENBREIKA

Etudié par :

Y. BENMESSAOU

Dirigé par :

M. BENBREIKA

PROMOTION

JANVIER 1988

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَمَا تَوْفِيقِي إِلَّا بِاللَّهِ عَلَيْهِ تَوَكَّلْتُ

وَإِلَيْهِ أُنِيبُ . (سورة هود)

DEDICACES

À mon père et ma mère pour leurs sacrifices
et leur Amour, afin de me voir atteindre ce but.

À mes Frères et Sœurs.

Je dedie ce modeste Travail.

Jazid

REMERCIEMENTS

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

Je saisis aussi l'occasion d'exprimer tout particulièrement mes remerciements et ma gratitude à mon promoteur, Monsieur Mohamed BENBREIKA pour les conseils qu'il m'a prodigués durant l'étude de ce projet.

Je tiens également à remercier tous les agents du département Mécanique ; En particulier :

- Ouabdesselam Abdelmalek.
- Mouloud.

Département : MECANIQUE



Promoteur : Mohamed BENBREIKHA

فرع : الهندسة الميكانيكية

Elève ingénieur : YAZID BENMESSAOUD

الموجه : محمد بن بريكة
الطالب المهندس : يزيد بن مسعود

الموضوع : تحديد مميزات محرك ذي نسبة انضغاط متغيرة (محرك بنزين مفتح)

الملخص : يتناول هذا المشروع دراسة مميزات محرك نزين لمنهدة اختبار "TD43"، عن طريق إجراء تغييرات على قطر سقاوة المفتح ويتمثل ذلك في تحديد المنحنيات المميزة للمحرك من أجل قيم مختلفة للقطر وإجراء دراسة مقارنة .

Sujet : PERFORMANCES D'UN MOTEUR A TAUX DE COMPRESSION VARIABLES (Version essence carburé avec différents Venturis)

Résumé : Notre projet consiste à étudier les performances d'un moteur à taux de compression variables (Version essence) du banc d'essai "TD43", sous l'effet du changement de diamètre du Venturi du carburateur.

Cela consiste à déterminer les courbes caractéristiques du moteur pour différents diamètres et effectuer une étude comparative

Subject : PERFORMANCES OF VARIABLE RATE COMPRESSION ENGINE (Essence carburetted version in various Venturi)

Abstrad : This project consists to study the performances of a variable rate compression engine on a test Bench "TD43", under the effect of a Venturi Diameter Variation of the carburettor.

It will allow to determine the characteristic graphic curves of the engine for various diameters.

A comparative study is realized.

SOMMAIRE

INTRODUCTION	1
HISTORIQUE	4
I- GENERALITES	7
I-1 Moteurs à combustion interne	7
I-1-1 Description	7
I-1-2 Cycle théorique à quatre temps	10
I-1-3 Cycle réel à quatre temps	13
I-2 Quelques définitions	15
II- LA CARBURATION	16
II-1 Principe de fonctionnement d'un carburateur	16
II-2 Le carburateur élémentaire	18
II-3 Caractéristiques du mélange Air/Essence	20
II-4 Réalisation du dosage	22
II-4-1 Débit d'air	22
II-4-2 Débit d'essence	25
II-5 Le venturi	27
II-6 Prédétermination d'un carburateur	29
II-6-1 Diamètre du corps du carburateur	29
II-6-2 choix du Venturi	29
II-6-3 Application	31
III LE BANC D'ESSAI	34
III-1 Description	34
III-2 Grandeurs mesurables	35
III-2-1 La Vitesse du moteur	36
III-2-2 Le couple	36
III-2-3 La puissance du frein.	37
III-2-4 Les températures	37
III-2-5 La consommation d'air	38
III-2-6 La consommation d'essence	41

IV EXPERIENCES ET RESULTATS	42
IV.1 Manipulation	42
IV.1.1 Le but	42
IV.1.2 Opération préliminaire	42
IV.1.3 Manipulation	43
IV.2 Méthode de calcul	44
IV.2.1 Pertes de friction	44
IV.2.2 Consommation de carburant	44
a- Consommation volumétrique	45
b- Consommation massique	45
c- Consommation spécifique	46
IV.2.3 Consommation d'air	46
IV.2.4 Rendement Thermique	47
IV.2.5 Rendement Volumétrique	48
IV.2.6 Rendement mécanique	51
IV.3 Tableaux des résultats	52
IV.4 Tracés des courbes	65
V INTERPRETATION DES RESULTATS	75
V.1 Effet du régime du moteur	75
V.1.1 Courbes du couple moteur	75
V.1.2 Courbes de Puissance	75
V.1.3 Courbes de consommation spécifique	76
V.1.4 courbes de rapport Air/carburant	77
V.1.5 courbes de rendement Volumétrique	77
V.2 Effet de la dimension du Venturi	80
VI CONCLUSION	85
ANNEXE A1 : Détermination de la relation de Saint-Venant	
ANNEXE A2. : Informations générales	
BIBLIOGRAPHIE	
TABLE DES SYMBOLES	

INTRODUCTION

La formation de l'homme est considérée comme étant de loin l'investissement le plus fructueux pour l'avenir du pays. Comment pouvait-on envisager de faire fructifier les richesses du pays sans faire épanouir les ressources humaines, seules capables, en définitive de "Porter" le développement.

Malgré la crise économique mondiale, l'Algérie continue d'investir dans ce qu'il y a de plus vital pour l'avenir : L'Éducation et La Formation. Parmi ces formations, il y a la formation de l'Ingénieur-mécanicien.

À cet égard, plusieurs nouveaux équipements, parmi eux des bancs d'essais, ont été installés aux laboratoires moteur et énergétique au sein de l'École Nationale Polytechnique, afin que cette dernière puisse elle aussi contribuer à cette formation et aux travaux de recherche, tout en orientant les générations successives d'élèves Ingénieur en harmonie avec

les réalités et les exigences du développement industriel et économique du pays.

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

Le laboratoire moteur du département mécanique a été doté d'un nouveau banc d'essai, c'est le TD 43, les particularités de ce banc d'essai est qu'il est construit à partir d'un moteur Diesel marin "monocylindre" à quatre temps, à taux de compression variable et il fonctionne à l'essence, au gaz-oil, au propane, au gaz naturel et même à l'essence injectée. On va étudier sur le banc d'essai, l'influence du diamètre du Venturi du carburateur sur les performances du moteur. Cette étude s'effectue en plaçant différents Venturis dans le carburateur. Pour chaque venturi et pour différents taux de compression, on mesure sur le banc d'essai, les paramètres caractéristiques tel que le couple, la puissance et la consommation et pour les autres paramètres, on les détermine par calculs

On trace les courbes caractéristiques du moteur,
et on effectue une étude comparative de ces courbes
pour différents diamètres des Venturis utilisés

HISTORIQUE

Le moteur à combustion interne à piston est très ancien au moins dans ses principes et il est difficile de trouver actuellement des réalisations techniques aussi près des idées générales conçues il y a un siècle.

C'est en effet en JANVIER 1862 que le Français Alphonse Beau de Rochas, Ingénieur des chemins de Fer obtient un brevet pour cycle à quatre temps avec compression préalable, universellement appliqué de nos jours.

On doit sa réalisation pratique à l'ingénieur Allemand Nicolas OTTO, qui fit breveter le premier moteur à explosion à quatre temps. en 1876, ce brevet constitue l'une des grandes dates de l'ère du moteur à explosion

Le premier moteur à quatre temps fut un moteur horizontal à simple action avec allumage par flamme et refroidissement par eau, le combustible utilisé était du gaz d'éclairage, le moteur développait une puissance

de 3 ch à 180 tr/mn. Ce moteur fut perfectionné par W. Playbach, pour être ensuite fabriqué à différentes puissances. En 1890 la puissance atteindra 100 ch.

En 1893, l'Ingénieur Allemand Wilhem Maybach inventa le carburateur, le carburateur est un appareil indispensable pour tout moteur à essence puisque c'est à l'intérieur de son enceinte que se prépare le mélange carburant à base d'air et de vapeur d'essence, avant qu'il soit aspiré dans le cylindre moteur.

Il fut employé pour la première fois à deux cylindres, parallèles, connu sous le nom de Phenix et construit par Maybach et Daimler. Ce fut un des premiers moteurs à essence de voiture opérationnel et il remporta un vif succès.

L'Année même de son invention, le carburateur fut perfectionné par Karl Benz qui ajouta un papillon d'accélérateur, le papillon permit de régler à volonté la quantité du mélange aspiré par le moteur.

par conséquent, sa puissance et sa vitesse de rotation

Ainsi apparaissent les moteurs à combustion interne à mélange commandé ou allumage par compression, dont les réalisations successives, depuis un siècle aboutissent aux machines perfectionnés que nous connaissons aujourd'hui.

I - GENERALITES

I-1. MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

Dans ces moteurs, la combustion s'effectue asein même du moteur. Les organes mobiles reçoivent directement la poussée motrice des gaz brûlés, qui tendent à se dilater suite à l'élévation de température.

La durée de la combustion est presque instantanée en raison de la grande vitesse de propagation du front de flamme

I-1.1 Description

Le moteur à combustion interne comprend:

- Un cylindre : fixe ouvert à ses deux extrémités.
- Un Piston : ajusté au diamètre intérieur du cylindre, le piston est articulé par son axe à un système bille et manivelle. Le mouvement alternatif du piston

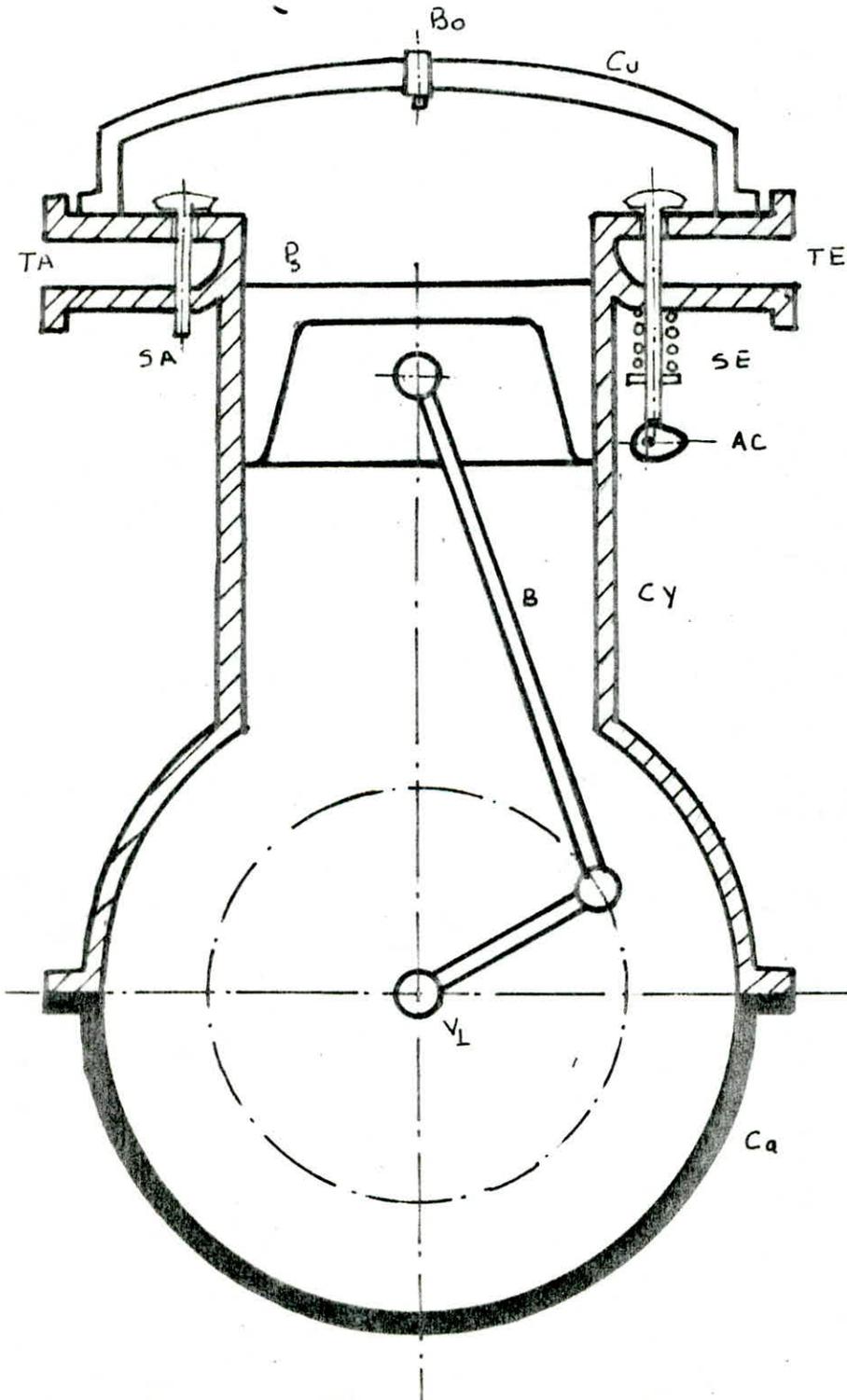
est transformé en mouvement circulaire de l'arbre vilebrequin.

- Une culasse : ferme la partie supérieure du cylindre, elle reçoit la bougie d'allumage, les soupapes d'admission du mélange carburant-air et d'échappement des gaz brûlés. Les soupapes sont commandées par un ou deux arbres à cames entraînés par l'arbre vilebrequin.
- un carter : ferme la partie inférieure du cylindre, il supporte l'arbre vilebrequin, protège les organes en mouvement et constitue le réservoir d'huile.

Organes fixes: cylindre, culasse, carter, bougie

Organe mobiles: Piston, bielle, manivelle,

arbre vilebrequin, arbres à cames, soupapes



- AC: Arbre à cames
- B: Bielle
- Bo: Bougie
- Ca: Carter
- Cu: Culasse
- Cy: cylindre
- P: Piston
- SA: Soupape
d'admission
- SE: Soupape
d'échappement
- TA: Tublure
d'admission
- TE: Tublure
d'échappement
- VL: Vilebrequin

Fig. I-1 coupe schématique du moteur

I-1.2 : Cycle théorique à quatre temps (Beau de Rochas)

a- Premier temps : Admission

SA : ouverte ; SE : fermée

Le piston est au PMH et va se déplacer de gauche à droite : le mélange essence-air s'introduit dans le cylindre, c'est la course d'aspiration, qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB.

Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique, et est présentée sur le diagramme par le segment horizontal A-B.

b- Deuxième temps : Compression

SA : fermée ; SE : fermée

Le piston est au PMB et va se déplacer de droite à gauche, dans cette enceinte fermée, le volume diminue ; il s'ensuit une compression du mélange gazeux combustible. (compression adiabatique). Cette évolution se traduit sur le diagramme par la courbe BC.

c - Troisième temps : Explo. et détente

S.A: fermée ; S.E: fermée

Le piston est au PMH et le mélange combustible est comprimé dans la chambre d'explosion.

A ce moment jaillit, à la bougie, l'étincelle électrique qui amorce la combustion instantanée, sous le grand dégagement de chaleur (température voisine de 1800°C) la pression s'élève rapidement, alors que le piston est toujours au PMH. Cette évolution se traduit sur le diagramme par le segment rectiligne CD: c'est la phase d'explosion.

Le piston est alors chassé avec force vers le PMB. Il en résulte une détente (adiabatique) des gaz brûlés marquée sur le diagramme par la courbe DE. Cette course est la course motrice du cycle.

d - Quatrième temps : Echappement

SA: fermée ; SE: ouverte

Le piston qui est au PMB, se déplace vers le PMH et chasse devant lui les gaz brûlés

qui se repandent dans l'atmosphère.

Cette évolution, qui a lieu à la pression atmosphérique se traduit au diagramme par la chute EB se produisant lors de l'ouverture de la soupape d'échappement et ensuite par le segment horizontal BA.

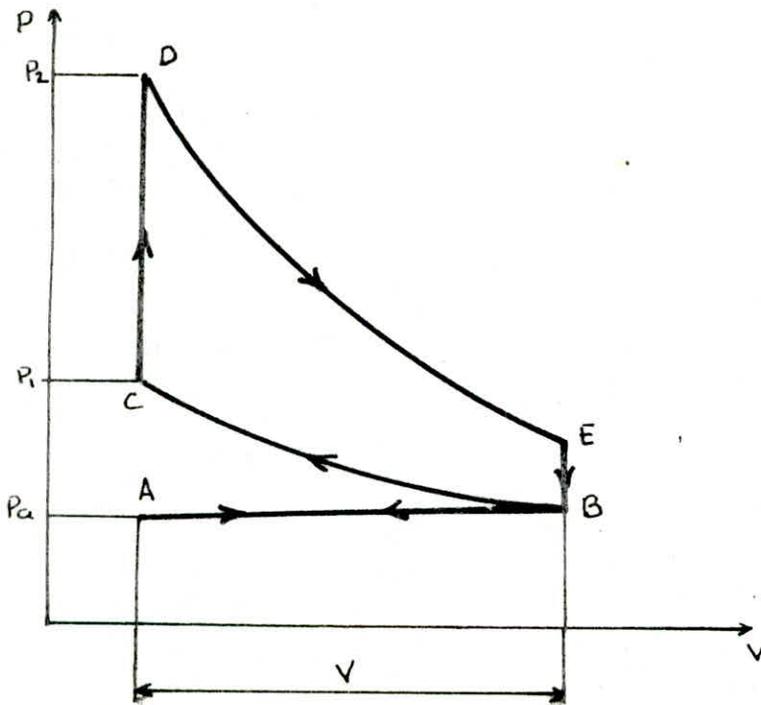
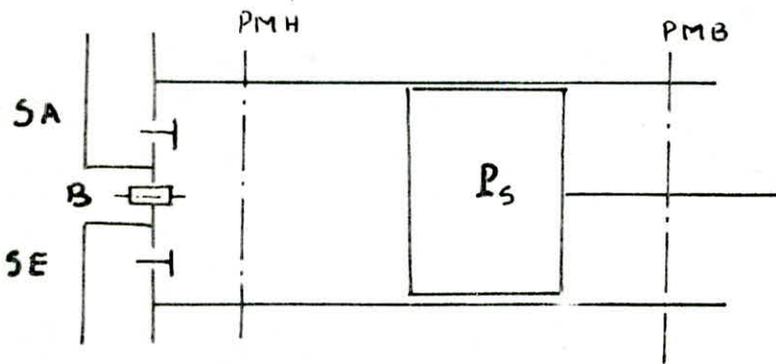


Fig.1-2 Diagramme du cycle théorique à quatre temps.

I-1-3 Cycle réel à quatre temps

L'Aspiration et l'échappement ne s'effectuent pas à la pression atmosphérique en raison des pertes de charges dans les tubelures

La courbe d'admission se situe en dessous de la ligne atmosphérique, et la courbe d'échappement se situe au dessus.

La compression et la détente ne sont pas adiabatiques, mais sont polytropiques.

L'explosion, quoique rapide, n'est pas instantanée (1/1000 sec) et le piston se déplace pendant la durée de la combustion, en augmentant le volume de la masse gazeuse. Il s'ensuit que la pression réelle D' en fin d'explosion est inférieure à la pression D

On remédie à cet inconvénient en faisant de l'avance à l'allumage, c'est à dire en provoquant l'étincelle en C' avant que le piston ne soit au PMH

Afin de favoriser le changement de sens du Piston on ouvre la soupape d'échappement en E' , avant que le piston ne soit au PMB. On réalise la phase d'avance à l'échappement. La chute de pression n'est pas brutale, mais s'effectue suivant $E'F'A'$

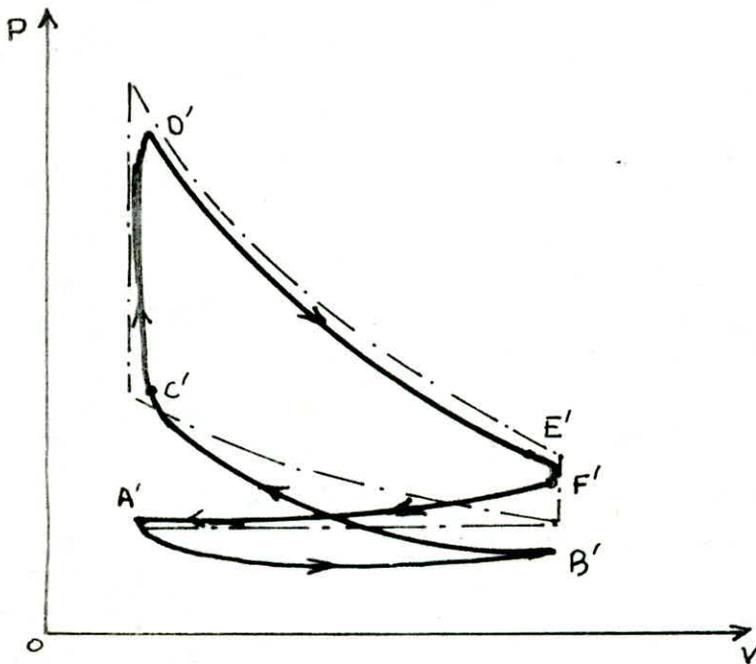


Fig 13 Diagramme du cycle réel à quatre temps.

I-2 QUELQUES DEFINITIONS

- Alésage : L'alésage est le diamètre intérieur du cylindre, dans lequel le piston coulisse à frottements doux
- Course : La distance entre les positions extrêmes du piston le PMH et le PMB.

En général le rapport de la course à l'alésage est compris entre 0,83 et 1,25.

- Cylindrée : Volume engendrée par le déplacement du piston ; V
- Chambre de Combustion : Espace compris entre le fond de la culasse et la partie supérieure du piston au point mort haut ; v
- Taux de compression : Rapport entre volume total au volume de la chambre de Combustion.

$$\epsilon = \frac{V + v}{v} \quad (1.1)$$

II - LA CARBURATION

On appelle carburation ; dans le sens le plus large, l'ensemble des procédés permettant de réaliser à partir de l'air et d'un combustible un mélange gazeux, susceptible d'évoluer dans les cylindres du moteur à allumage commandé, dit moteur à explosion.

II-1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN CARBURATEUR

Examinons brièvement, le principe sur lequel est basé le fonctionnement du carburateur.

Cette figure représente schématiquement un moteur à quatre temps, la soupape d'admission ouverte, le cylindre est donc en communication avec la tuyauterie d'admission.

Lorsque le piston descend, le volume au dessus de lui

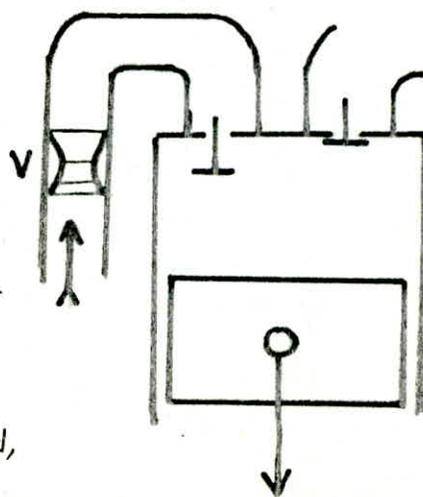


fig II-1 représentation schématique d'un moteur

augmente et la pression y diminue .

La conséquence en est que l'air extérieur s'engouffre dans la tuyauterie d'admission dans le sens de la flèche, le cylindre se remplit d'air.

Si l'on pose dans la tuyauterie une bague V , qui a pour but de rétrécir le passage, l'air extérieur ne peut plus pénétrer aussi facilement. La pression en V est plus faible, qu'en dessous de V . La différence entre la pression atmosphérique et la pression dans la tuyauterie d'aspiration augmente quand la vitesse du piston croît, et que la section du passage de V diminue, à cause de la grande différence entre la surface du piston, et la surface de passage rétréci. Le rétrécissement s'appelle Venturi, dont le rôle est d'accroître la vitesse de l'air au niveau du gicleur afin d'augmenter la dépression et de favoriser le jaillissement de l'essence au gicleur.

II.2 LE CARBURATEUR ELEMENTAIRE

Le carburateur est suspendu en position vertical à la tuyauterie d'admission, par l'intermédiaire d'une bride. À côté de la tuyauterie verticale (cheminée d'aspiration) se trouve un petit récipient, la cuve à niveau constant. Cette cuve alimente le tube gicleur dont l'orifice supérieur se présente au niveau du rétrécissement du Venturi. Supposons que la cuve est remplie d'essence jusqu'au niveau A-B, en vertu de la loi des vases communicants, l'essence atteindra la même hauteur dans le gicleur, toute fois, le niveau doit s'établir environ 2 mm plus bas que la tête du gicleur pour éviter un débordement en cas de dénivellation du véhicule. Dès que l'aspiration commence dans le cylindre, la pression diminue dans la tuyauterie d'aspiration et aussi dans le Venturi. Cette dépression, ce vide partiel, provoque dans le Venturi le passage d'un courant d'aspiration dans lequel vient se pulvériser

un jet d'essence sortant du gicleur.

Un mélange intime se forme dans les proportions convenables, déterminé par le rapport entre le diamètre du gicleur et celui du Venturi.

Au niveau du venturi, le mince jet d'essence qui sort du gicleur est en quelque sorte disloqué et l'essence est pulvérisé en fines gouttelettes, à cause de la grande vitesse du courant d'air, de cette manière, le Venturi assure un mélange intime de l'air et du carburant.

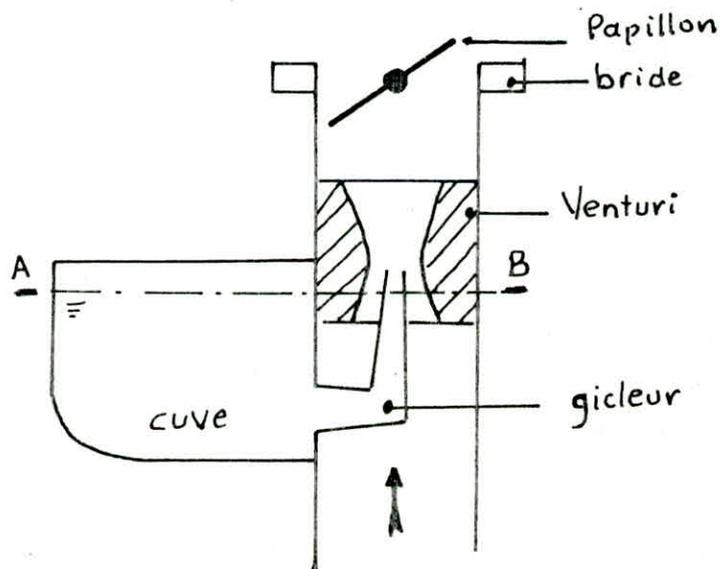


fig II-2 coupe schématique du carburateur
élémentaire

II-3 CARACTERISTIQUES DU MELANGE AIR-ESSENCE

Pour obtenir une combustion complète, il faut que les proportions du mélange air-essence soient correctement définies.

Les caractéristiques fondamentales de ce mélange sont :

- La Richesse : R
- Le coefficient d'air : λ

a - La Richesse

La richesse du mélange, air-carburant, ou son dosage est le rapport du poids de l'essence sur celui de l'air. En principe il faut 15 g d'air pour 1 g d'essence pour obtenir une combustion complète.

donc :
$$d = \frac{\text{Poids de l'essence}}{\text{Poids de l'air}} = \frac{1}{15} \quad (2,1)$$

Si $d = \frac{1}{13,5}$ on dit que le mélange est riche

Si $d = \frac{1}{16,5}$ On dit que le mélange est pauvre

b- Le coefficient d'air

Il se définit selon la formule :

$$\lambda = \frac{\text{Poids d'air}}{\text{Poids d'essence}} \quad (2.2)$$

15 (rapport stoechiométrique)

Dans le cas de l'essence, le rapport "stoechiométrique", c'est à dire le rapport air-carburant, indiquant la quantité d'air théoriquement nécessaire à la combustion complète d'une certaine quantité d'essence, est en moyenne de $\frac{15}{1}$, soit 15g d'air pour assurer la combustion de 1g d'essence.

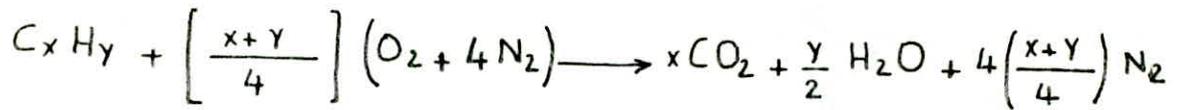
Dans ces conditions on a : $\lambda = 1$

donc :

Si $\lambda = 0,9$ pour $d = \frac{1}{13,5}$ on a un mélange riche

si $\lambda = 1,1$ pour $d = \frac{1}{16,5}$ on a un mélange pauvre

Le mélange de référence dit stoechiométrique contient les proportions d'air et d'essence qui permettent d'assurer une combustion complète suivant la formule :



Pour déterminer la richesse on peut utiliser l'une des deux méthodes.

- Par mesure directe du débit d'air et du débit de l'essence admis dans le moteur
- Par l'analyse des émissions à l'échappement

II.4 REALISATION DU DOSAGE

Étudions le dosage réalisé par le carburateur élémentaire. Les débits d'air et d'essence sont réalisés grâce à la dépression. Le dosage réalisé est le rapport des débits massiques de l'essence et de l'air.

$$d = \frac{\text{débit massique de l'essence}}{\text{débit massique de l'air}} = \frac{q_e}{q_a} \quad (2,3)$$

II.4.1 Débit d'air

Il est donné par la relation suivante :

$$q_a = S \cdot V_a \cdot \rho_a \cdot \varphi$$

S : section de passage de Venturi

ρ_a : poids spécifique de l'air dans les conditions de l'opération

φ : coefficient de contraction dû aux effets de paroi

V_a : vitesse de l'air donné par la relation de

Saint-Venant

$$V_a = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.4)$$

ou P_0 : pression atmosphérique

P : pression réalisée à l'admission

Si P est voisin de P_0 , un développement en série

limité donne : $V_a = K_1 \sqrt{P - P_0}$

et en posant $h = P - P_0$ le débit d'air s'exprime

comme suit :

$$q_a = \varphi K_1 S \rho_a \sqrt{h} \quad (2.5)$$

- coefficient de contraction dû aux effets de parois.

Ce coefficient dépend de la géométrie de la canalisation.

On a pour : un orifice mince $\varphi = 0,65$

Un ajutage cylindrique $\varphi = 0,85$

Pour un Venturi, il dépend de l'angle au sommet des cônes.

Le tableau suivant donne les valeurs du coefficient de contraction φ pour différent angle au sommet du cône (α) du Venturi

AJUTAGE CONVERGENT							
angle α au sommet	0°	10°	30°	40°	50°	100°	180°
φ	0,85	0,98	1	0,95	0,80	0,72	0,65
AJUTAGE DIVERGENT							
angle α au sommet	0°	5°	7°	10°	30°	60° et au dessus	
φ	0,85	1,87	2,03	1,24	0,98	0,83	

Tab 1 : Tableau de valeurs du coefficient φ

De façon à avoir un débit maximum d'air, on choisira donc un ajutage pour lequel φ est maximum

Puisqu'il nous faut utiliser un Venturi (Convergent divergent) pour augmenter la vitesse de l'air.

On choisira un venturi dont les angles au sommet seront respectivement, 30° pour le convergent, et 7° pour le divergent.

Le débit d'air suit donc en première approximation la loi de Bernoulli ; en réalité la courbe de débit d'air sera légèrement en dessous de la parabole de Bernoulli, par suite des frottements et des pertes de charges dues aux tourbillons .

L'expression du débit d'air est donnée par la relation suivante :

$$q_a = K S \rho_a \sqrt{(h-r)} \quad (2.6)$$

où r dépend de la vitesse de l'air.

II.4.2 Débit d'essence

Le débit d'essence est donné par la formule de Delemer qui représente une parabole dont le sommet n'est pas à l'origine .

Cette formule est calquée sur l'expérience, et s'adapte assez bien à la courbe :

$$A qz + B q = h - z \quad (2.7)$$

où A et B sont des coefficients tenant compte de la section, et de la longueur de la partie calibrée du gicleur ; z correspond à la dépression nécessaire pour vaincre la tension superficielle de l'essence , pour que l'essence n'affleure pas .

afin d'éviter tout débordement à l'arrêt.

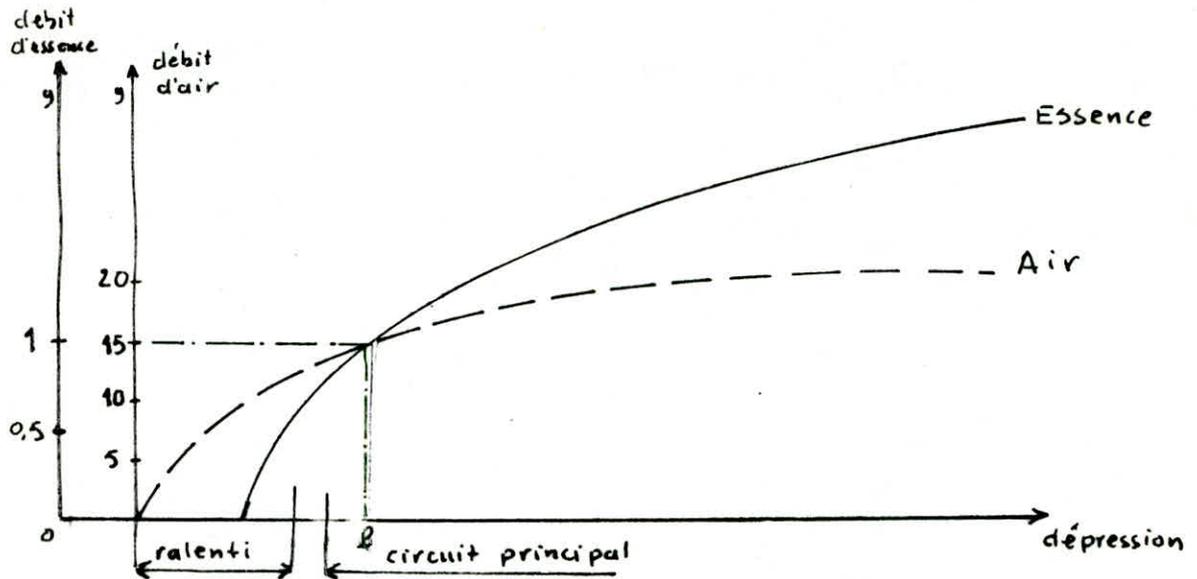


fig 11-3 courbe de variation du dosage $\frac{\text{essence}}{\text{air}}$ en fonction de la dépression

En résumé pour un carburateur élémentaire, la richesse du mélange n'est bien adapté, que pour une seule valeur P de la dépression. Au dessous de cette valeur le mélange est trop pauvre, au dessus il est trop riche.

II.5 LE VENTURI

Pour avoir une vitesse de l'air aussi grande que possible, On utilise un venturi qui est un ajustage convergent divergent, dont les angles théoriques, sont au sommet de 30 degrés pour le petit cône (convergent), et de 7 degrés pour le grand cône (divergent), cela a fin de réduire les pertes de charges, et pour avoir un coefficient de contraction dû aux effets de parois maximum φ comme on l'a indiqué au paravant.

Le débit initial du gaz est un peu diminué, par contre la vitesse de l'air est fortement accrue au niveau de l'étranglement.

Si d est le diamètre de l'étranglement, la dépression sera maximum à $\frac{d}{3}$ après la partie contractée.

Grace au Venturi, la dépression réalisée est de deux à trois fois celle qui existe à la bride du carburateur, et les vitesses de l'air sont pratiquement doublées.

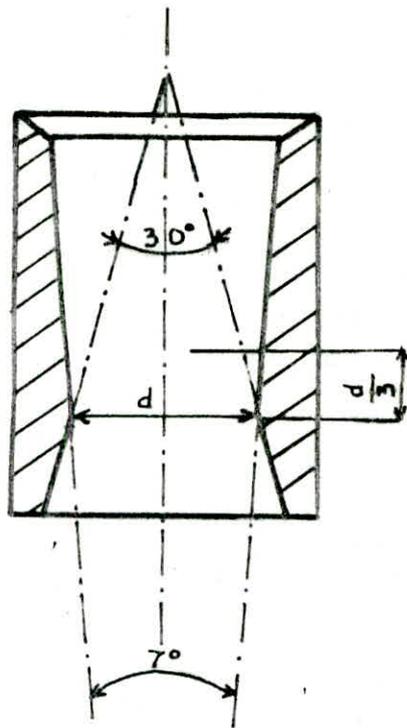


fig II.4 Venturi théorique

L'augmentation de la depression permet:

- Le giclage de l'essence ;
- une vaporisation active de l'essence aspirée .

L'Accroissement de vitesse de l'air permet :

- La pulvérisation, donc la vaporisation de l'essence ;
- un brassage énergique du mélange .

Pour augmenter davantage la vitesse d'air au passage du Venturi, On utilise deux Venturis concentriques, comme le montre la figure II.5

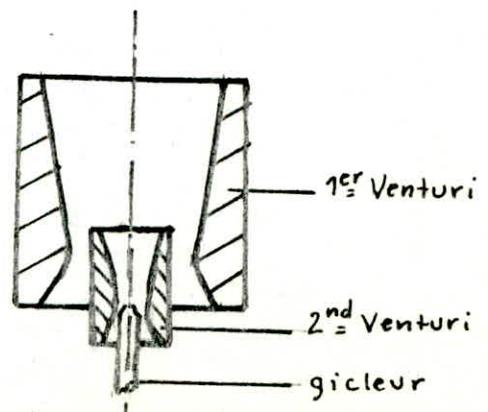


fig II.5 deux Venturis concentriques

II.6 PREDETERMINATION D'UN CARBURATEUR

La principale caractéristique des carburateurs est le diamètre du passage des gaz à l'entrée du collecteur d'admission, il est désigné couramment sous la dénomination de "diamètre du carburateur"

Pour la prédétermination d'un carburateur, un certain nombre de formules empiriques ont été proposées.

II.6.1 Diamètre du corps du carburateur

Il est donné par la relation suivante :

$$D = 0,82 \sqrt{V_h \cdot N} \quad (2.8)$$

D: diamètre de la bride en millimètres .

V_h : cylindrée unitaire en centimètre cubes

N: régime maximum en milliers de tours.

II.6.2 Choix du Venturi

a - connaissant le diamètre de la bride

Précédemment calculé, on pourra en première

approximation en deduire le diamètre de l'étranglement K , qui est donné par la relation suivante :

$$K = 0,8 D \quad (2,9)$$

D : diamètre de la bride en millimètres

K : diamètre de l'étranglement en millimètres

b- Ne connaissant pas le diamètre de la bride

Dans ce cas on utilisera la relation suivante:

$$K = \lambda' \sqrt{V_h' \cdot N} \quad (2.10)$$

K : diamètre de l'étranglement en millimètres

λ' : coefficient qui depend du nombre de cylindres

V_h' : cylindrée unitaire en litres

N : regime maximum en milliers de tours par minute

Le tableau suivant donne les valeurs du coef-

ficient λ' pour différents nombre de cylindres

Nombre de cylindres	λ	Nombre de cylindres	λ'	Nombre de cylindres	λ'	Nombre de cylindres	λ'
1	17,5	3	18	5	21,5	7	25
2	17,5	4	19	6	23	8	26,5

Tab2 : Tableau de valeurs du coefficient λ'

II.6.3 Application

Nous allons appliquer les formules précédentes à notre moteur du banc d'essai "TD43"

Les données :

- Cylindrée = $582 \text{ cm}^3 = 0,582 \text{ litres}$.
- N regime maximum = 2500 tr/mn .
- le moteur est un monocylindre donc
le nombre des cylindres = 1

Calcul du diamètre du corps du carburateur.

$$\text{on a : } D = 0,82 \sqrt{V_h \cdot N}$$

$$\text{avec : } V_h = 582 \cdot \text{cm}^3$$

$$N = 2,5 \cdot 10^3 \text{ tours/mn} = 2,5 \text{ milliers de tours}$$

donc :

$$D = 31,28 \text{ mm}$$

Calcul du diamètre de l'étranglement du Venturi

- connaissant le diamètre de la bride

on a: $D = 31,28 \text{ mm}$ déterminé précédemment

la relation qu'on utilise est:

$$K = 0,8 D$$

donc:

$$K = 25,02 \text{ mm}$$

- ne connaissant pas le diamètre de la bride

Dans ce cas on utilise la relation suivante:

$$K = \lambda' \sqrt{V_h' \cdot N}$$

d'après le tableau "Tab2"

nombre de cylindre = 1 dmc $\lambda' = 17,5$

$V_h' = 0,582$ litres

$N = 2,5$ milliers de tours par minute.

donc on peut déduire.

$$K = 21,11 \text{ mm.}$$

Tous les nombres trouvés à l'aide de ces formules doivent être considéré comme approximatifs; d'une part parce qu'ils peuvent ne pas correspon-

dre à une fabrication en série, d'autre part parce que suivant les moteurs, ils doivent être soit légèrement diminués, soit légèrement augmentés.

Pour le carburateur utilisé dans notre banc d'essai "TD 43" on a les dimensions suivantes:

Diamètre de la bride : $D = 34,6 \text{ mm}$

Diamètre de l'étranglement :

Le carburateur est fourni avec un certain nombre de Venturis interchangeables de diamètres différents :

$$K_1 = 19 \text{ mm}; K_2 = 21 \text{ mm}; K_3 = 23 \text{ mm}$$

$$K_4 = 25 \text{ mm}.$$

Donc les valeurs trouvées par calculs. sont proches des valeurs réels existantes.

III LE BANC D'ESSAI TD 43

III-1 DESCRIPTION

Le banc d'essai TD 43 est construit à partir d'un moteur Diesel marin à quatre temps, refroidi par eau, Farrymann A30, transformé par Tec Equipment, en vue de lui conférer une certaine universalité. On peut faire varier le taux de compression entre 5:1 et 18:1.

En alimentation normale, le moteur fonctionne à l'essence, au gas-oil, au propane ou au gaz naturel. Il existe un surpresseur d'alimentation qui peut être utilisé avec les versions Diesel ou Injection d'essence du moteur. Le surpresseur et les accessoires nécessaires pour faire tourner le moteur à l'essence ou au gaz sont fournis comme options complémentaires au moteur TD 43 de base.

Le moteur est accouplé directement à un dynamomètre électrique, qui sert également à mettre le moteur en marche et à le faire tourner lors

des tests de friction. Le moteur et le dynamomètre sont montés tous deux sur un socle rigide en acier reposant librement sur quatre pieds anti-vibrants.

Deux consoles sont montées derrière le moteur et le dynamomètre ; celle de gauche regroupe les commandes de sélection de la charge ; la console de droite porte les instruments de mesure des performances du moteur TD43.

Des réservoirs d'essence et de gas-oil sont montés sur le dessus de la console, ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement. Derrière la console sont montés un débitmètre visqueux destiné à mesurer la consommation d'air du moteur, et l'ensemble radiateur / ventilateur assurant le refroidissement.

III.2 GRANDEURS MESURABLES

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

suivants :

III.2.1 La Vitesse du moteur

La vitesse du moteur est mesurée électronique-
ment par un dispositif de comptage
d'impulsions.

III.2.2. Le Couple

Le carter du dynamomètre est monté
sur roulements, et peut pivoter entre des
limites très étroites. La tendance du car-
ter à tourner avec l'arbre est absorbée par
un bras poussant contre un ressort dont
la compression est mesurée par un poten-
tiomètre linéaire.

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

III.2.3 La Puissance au Frein

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

$$\text{Puissance au Frein} = \frac{2\pi N \cdot C}{60000} \text{ (kW)} \quad (3.1)$$

avec : N : La vitesse en tours par minutes

C : Le couple en Newton mètre

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

III.2.4 Les Températures

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

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

III-2-5 La consommation d'air

Les moteurs à quatre temps à un seul cylindre ont tendance à induire un débit d'air pulsant, puisque l'air n'est aspiré dans le cylindre que pendant une course du piston sur quatre. Il n'est pas possible d'utiliser un diaphragme de manière fiable dans de telles conditions, sauf si l'on dispose entre le diaphragme et le moteur

d'un volume d'amortissement très important (jusqu'à 120 fois la cylindrée du moteur). Les débitmètres visqueux n'exigent qu'un volume d'amortissement relativement faible, et celui-ci est situé entre l'instrument de mesure et le collecteur d'admission. Des coussins en ouatre de feutre sont placés à l'intérieur des prises de pression en vue de réduire encore davantage la transmission des pulsations vers le manomètre.

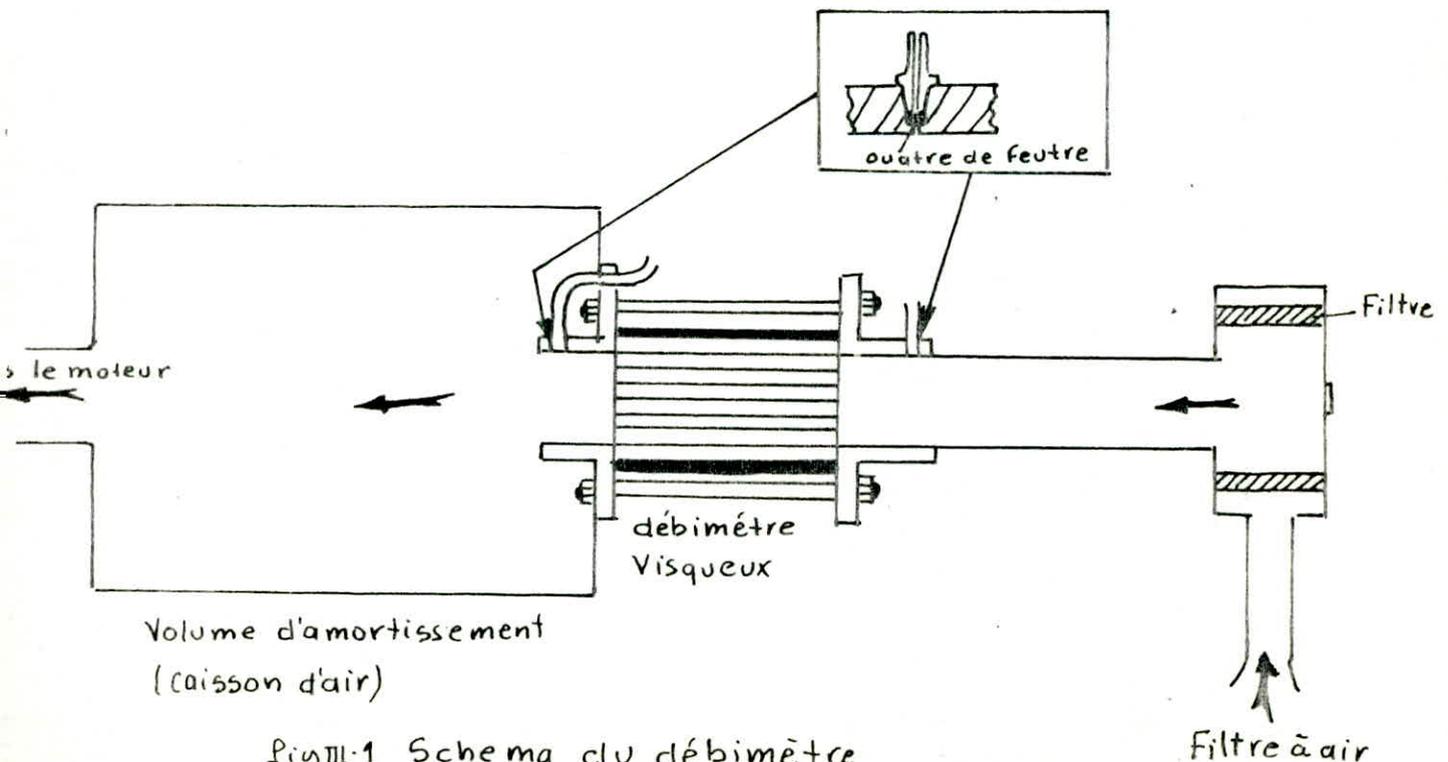


fig III-1 Schéma du débitmètre

L'air est aspiré à travers un filtre à cartouche en papier et un élément constitué d'un nombre important de tubes minces, avant de pénétrer dans la chambre d'amortissement.

La dimension des tubes est choisie de manière que le nombre de Reynolds soit inférieur à 2300. De sorte, l'écoulement de l'air à travers l'élément est entièrement visqueux.

La chute de pression est mesurée à l'aide d'un manomètre à tube incliné et étalonné en millimètres d'eau. Une courbe d'étalonnage est fournie avec le moteur, avec cette courbe on peut déterminer le débit massique de l'air.

La correction pour d'autres températures et pressions s'effectue en multipliant le débit masse d'air par :

$$3,564 \cdot P_a \cdot \frac{T + 114}{T^{2,5}} \quad (3.2)$$

où : P_a : Pression atmosphérique en mb

T : température ambiante en °K

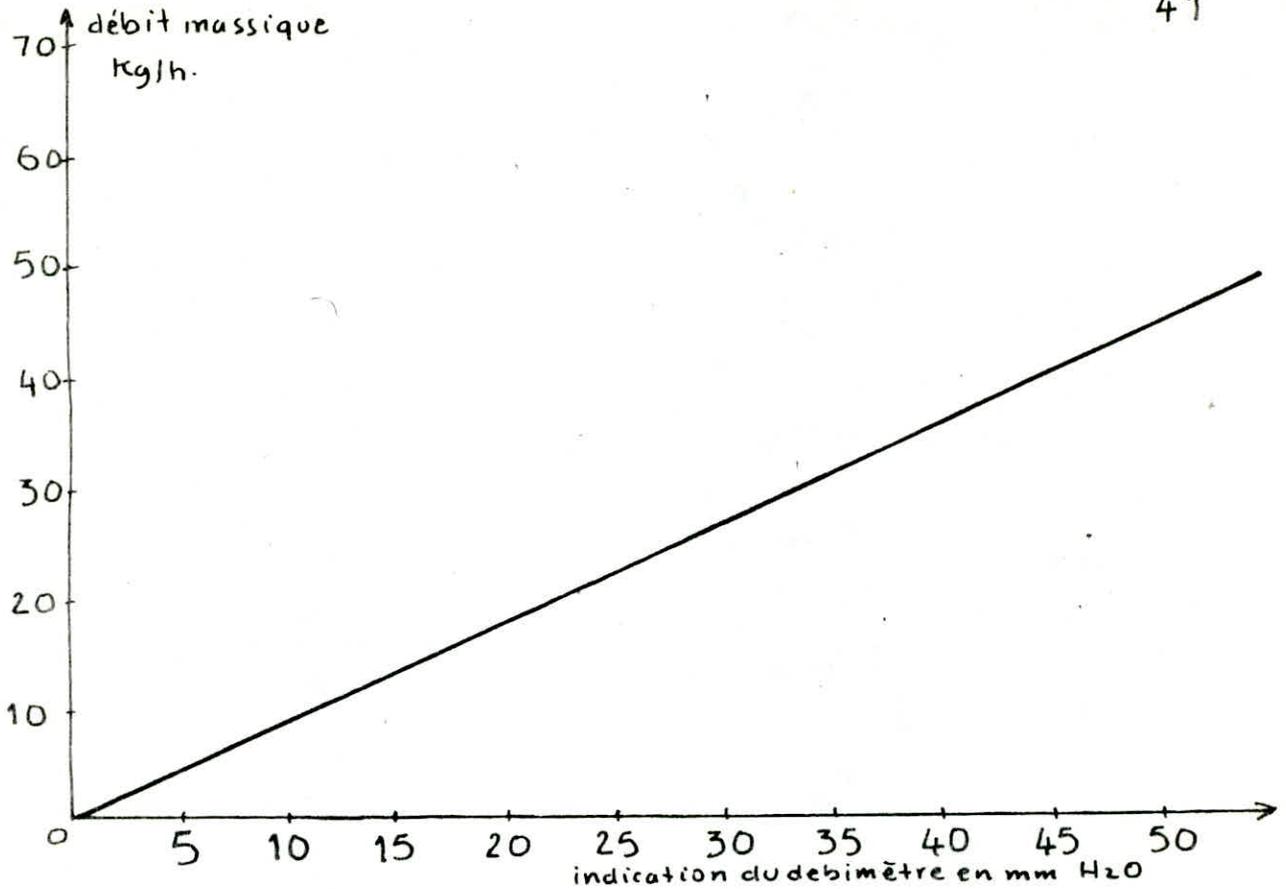


Fig III-2 courbe d'étalonnage qui donne le débit massique en kg/h de l'air pour $P = 1013 \text{ mb}$ et $t = 20^\circ\text{C}$

III-2.6 La consommation de carburant

Le réservoir d'essence est monté en haut de la console de droite. Le carburant arrive au bas du dispositif de mesure. Le débit de combustible se détermine en alimentant le moteur à partir de la pipette et en mesurant le temps nécessaire pour consommer soit 8 ml, 16 ml ou 32 ml de carburant.

IV EXPERIENCES ET RESULTATS

IV.1 MANIPULATIONS

IV.1.1 Le but

Le but des manipulations qu'on va effectuer, est de voir l'influence de la dimension du Venturi sur les performances du moteur du banc d'essai TD43.

IV.1.2 Operations preleminaires

Le carburateur est fourni avec un certain nombre de venturis interchangeables de diamètres différents. Le moteur du banc d'essai a la particularité d'avoir le taux de compression variable. Pour enlever un Venturi, il faut tout d'abord déposer le flexible d'air et ensuite la vis de fixation unique de Venturi. On peut alors extraire le Venturi à la main et le remplacer par un autre. On modifie le taux de compression en déplaçant la partie supérieure du moteur par rapport au carter.

IV.1.3 Manipulation

Pour chaque diamètre de Venturi et pour chaque taux de compression on va effectuer certaines mesures.

Le moteur est testé à pleine ouverture des gaz, sur une plage de vitesses, en faisant varier la charge appliquée. Ce procédé garantit que la puissance de sortie mesurée, est la puissance maximale que le moteur peut fournir à une vitesse donnée.

Le calage à l'allumage est réglé à 10° avant le PMH, car pour obtenir la puissance maximale, la pression maximale doit s'exercer au plus tard 12° avant le PMH.

On fait varier la vitesse de 1000 à 2500 tours/mn et pour chaque valeur de cette vitesse on relève le couple, la puissance, l'indication du manomètre, temps de consommation de 8 ml, 16 ml et 32 ml de carburant.

Pour les tests de friction, on accroche un poids de 10 kg au bras de l'étalonnage; On règle le zéro à pleine échelle de telle façon que le couple-

mètre doit être lu à l'envers.

On fait varier la vitesse de 1000 à 2000 tours/mn,
et on relève le couple de friction

IV.2. METHODE DE CALCULS

IV.2.1 Pertes de Friction

Les pertes de friction se calculent directement, en enregistrant le couple nécessaire pour faire tourner le moteur, à l'aide du dynamomètre utilisé comme moteur électrique.

$$\text{Pertes de Friction} = \frac{2 \pi N \cdot C_f}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{KW}) \quad (3.4)$$

où: C_f : couple de friction en N.m

N : vitesse de rotation en tours/minute.

IV.2.2. Consommation de carburant

La consommation de carburant se détermine en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer un volume de carburant, dans le cas présent le volume est de : 8, 16 ou 32 ml

a - consommation volumetrique

C'est la consommation moyenne des trois volumes

8 ml, 16 ml et 32 ml

Elle est donnée par la relation suivante :

$$C_v \left(\frac{8}{t_1} + \frac{16}{t_2} + \frac{32}{t_3} \right) \cdot \frac{1}{3} \quad (\text{ml/s}) \quad (3.5)$$

avec: t_1 : temps de consommation de 8 ml de carburant

t_2 : temps de consommation de 16 ml de carburant

t_3 : temps de consommation de 32 ml de Carburant

l'unité utilisée pour les temps de consommation

de carburant est la seconde

b - consommation massique

Elle est donnée par la relation suivante et sur base

d'une densité d'eau de 1000 kg/m^3 :

$$C_m = C_v \cdot \rho \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \quad (\text{kg/h}) \quad (3.6)$$

où: ρ : poids spécifique type = $0,74 \text{ g/cm}^3$

C_v : consommation volumetrique du carburant

en ml/s

d'où

$$C_m = 2,664 C_v \quad (\text{kg/h}) \quad (3.7)$$

C- Consommation Spécifique

La consommation spécifique de carburant, constitue un critère utile pour l'appréciation du caractère économique de l'énergie délivrée.

Elle se définit comme suit:

$$S_{fc} = \frac{\text{consommation massique de carburant}}{\text{Puissance au frein}}$$

$$S_{fc} = \frac{C_m}{P} \quad (\text{kg/kW.h}) \quad (3.8)$$

C_m : consommation massique de carburant en kg/h

P : puissance au frein en kW

IV.2.3 Consommation d'air

La consommation d'air est caractérisée par le débit massique de l'air qui est donnée par la courbe d'étalonnage du débitmètre visqueux.

- Rapport Air - Carburant

Le rapport air-carburant est le quotient du débit massique d'air par le débit massique de carburant

IV.2.4 Rendement thermique au frein.

Le rendement thermique fournit une appréciation sur le rendement globale du moteur, et se définit comme suit :

$$\begin{aligned}
 \eta_b &= \frac{\text{Puissance au frein.}}{\text{Energie fournie}} \\
 &= \frac{\text{Puissance au frein.}}{C_m \cdot \text{Pouvoir calorifique inférieur du carburant}} \\
 &= \frac{1}{S_{fc} \cdot \text{Pouvoir calorifique inférieur du carburant}} \quad (3.9)
 \end{aligned}$$

En pratique la consommation spécifique du carburant se mesure en kg/kW.h, et le pouvoir calorifique inférieur du carburant en KJ/kg.,

Pour obtenir une valeur correcte du rendement thermique, il faut multiplier l'équation

par $3,6 \cdot 10^3$ et avec un pouvoir calorifique inférieur du carburant $P_{ci} = 42000 \text{ KJ/kg.}$

la relation (3.9) devient :

$$\eta_b = \frac{0,0857}{S_{fc}}$$

IV 2.5 Rendement Volumétrique

La puissance délivrée par un moteur dépend de la charge qu'il est possible d'introduire dans le cylindre. Dans la pratique, le moteur n'aspire pas une pleine cylindrée d'air à chaque course d'admission, et il convient de définir le rendement volumétrique comme suit :

$$\eta_v = \frac{\text{charge d'air admise réellement}}{\text{charge d'air admise théoriquement}}$$

$$\eta_v = \frac{C_{hr}}{C_{Hth}} \quad (3.10)$$

q- charge d'air admise théoriquement

La masse d'air nécessaire pour remplir la cylindrée du moteur par unité de temps est donnée par la relation suivante :

$$C_{Hth} = \frac{\rho_a \cdot V_h}{t_{cy}} \quad (3.11)$$

où: V_h : cylindrée du moteur: = $582 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

ρ_a : la masse volumique d'air.

t_{cy} : temps nécessaire pour remplir la cylindrée d'air

On assimile l'air à un gaz parfait alors la masse volumique sera donnée par l'expression suivante :

$$\rho_a = \frac{P_a}{r T_a} \quad (3.12)$$

r : constante des gaz parfait ; $r = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$ (pour l'air)

P_a : pression atmosphérique en Pascal

T_a : température ambiante en $^\circ\text{K}$

Le temps nécessaire pour remplir la cylindrée d'air est donné par l'expression suivante :

$$t_{cy} = \frac{2 \cdot 60}{N} \quad (3.13)$$

ou N : vitesse de rotation en tours / minute.

d'où la nouvelle expression de la charge théorique admise :

$$C_{Hth} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot N \cdot P_a}{287 \cdot 2 \cdot 60 \cdot T_a} \quad (3.14)$$

Pour avoir la charge admise théorique en kg/h :

il faut multiplier l'expression précédente par :

3600, et utilisant la pression atmosphérique

en millibar, donc il faut multiplier encore

cette expression par 10^2 (la pression dans

la formule doit être en Pascal)

L'expression de la charge admise théorique devient

$$C_{Hth} = 0,00608 \frac{P_a N}{T_a} \quad (3.15)$$

ou P_a : pression atmosphérique en mb.

N : vitesse de rotation en tours / mn.

T_a : température ambiante en °K

b- Charge d'air admise réellement

La charge d'air admise réellement est déterminée

à partir de la courbe d'étalonnage du débit-

mètre visqueux.

d'où l'expression du rendement volumétrique devient:

$$\eta_v = \frac{C_{Hr}}{0,00608 \frac{P_a N}{T_a}} \quad (3.16)$$

$$\eta_v = 164,37 \cdot \frac{C_{Hr} T_a}{P_a N} \quad (3.17)$$

avec :

C_{Hr} : en Kg/h ; T_a : en °K

P_a : en mb ; N : en tours / minute.

IV.2.6 Rendement mécanique

Le rendement mécanique se définit par :

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Puissance indiquée}}$$

La différence entre la puissance indiquée et la puissance au frein représente les pertes d'énergie dues aux frictions mécanique.

donc :

$$\text{Puissance indiquée} = \text{Puissance au frein} + \text{Pertes de friction}$$

d'où :

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance au frein}}{\text{Puissance au frein} + \text{Pertes de Friction}} \quad (3.18)$$

Soit : P : puissance au frein en kW

P_f : pertes de Friction en kW

on a :

$$\eta_m = \frac{P}{P + P_f} \quad (3.19)$$

IV.3. Tableaux des résultats

Tous les résultats des essais effectués précédemment et des paramètres calculés sont présentés sur les tableaux qui suivent

On rappelle que les essais sont fait en pleine ouverture des gaz, et que le carburateur est réglé à 2,5 tours

IV.4 Tracé des courbes.

On trace les courbe de:

- Couple
- Puissance
- consommation spécifique
- rapport air/carburant
- rendement volumétrique
en fonction du régime du moteur
pour différents diamètres de Venturis et aussi
pour des taux de compressions différents.

Ces courbes sont juste après les tableaux de valeurs qui vont suivre

PARAMETRES FIXES

Taux de compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage de l'allumage	Carburant	poids. spécifique.	Temperat. Ambiante	Pression Baromèt.
$E = 6$	19	10°	Ess.	0,72	16°C	762^{mm}Hg

Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	8	11	13,5	18	20	18	16
	Puissance (KW)	2,5	3	3	3,4	3,2	2,2	1,5
Air	manomètre (min H_2O)	32	31	31	29,5	25	21	15
	débit d'air (kg/h)	29,9	29,0	29,0	27,6	23,4	19,6	14,0
Carburant	Temps pour (s) consom. 8ml	7	8	8	8	9	11	14
	Temps pour (s) consom. 16ml	15	16	17	18	22	26	33
	Temps pour (s) consom. 32ml	28	29	26	31	36	46	54
	Débit volum. C_v (ml/s)	1,117	1,034	1,057	0,974	0,835	0,679	0,550
	Débit massi. C_m (kg/h)	2,976	2,756	2,817	2,594	2,224	1,810	1,465
	cons. spec. S_{pc} (kg/kw.h)	1,190	0,919	0,939	0,763	0,695	0,823	0,977
rapport	$\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	10,05	10,52	10,29	10,64	10,52	10,83	9,56
Friction	Couple (N.m)	-	-	10	9	8,5	8	6,5
	Puissance (KW)	-	-	2,09	1,65	1,34	1,05	0,68
Rendement	Thermiq. η_b	0,072	0,093	0,091	0,112	0,123	0,104	0,088
	Volumétriq. η_v	0,559	0,603	0,678	0,738	0,730	0,733	0,655
	Mecaniq. η_m	-	-	0,589	0,673	0,705	0,677	0,688

PARAMETRES FIXES

Taux de Compressi.	diamètre du Venturi mm	Calage & l'allumage	Carburant	Poids Specific.	Temperat. Ambient.	Pression Baromèt.
$\epsilon = 6$	21	10°	ESS.	0,72	14°C	764^{mm}Hg

		2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	14	18	23	25,5	29	31,5	31
	Puissance (Kw)	4	4,5	5	4,7	4,5	4	3,2
Air	manomètre (mm H ₂ O)	40	37,5	36,5	33,5	30,5	25	21
	débit d'air (kg/h)	38,0	35,6	34,6	31,8	28,9	23,7	19,9
Carburant	Temps de consom. 8ml (s)	8	7	8	8	9	11	14
	Temps de consom. 16ml (s)	18	16	18	18	22	24	32
	Temps de consom. 32ml (s)	31	28	29	32	37	43	52
	Débit Volume. C _v (ml/s)	0,974	1,095	0,997	0,963	0,827	0,713	0,562
	Débit mass. C _m (kg/h)	2,594	2,918	2,657	2,565	2,203	1,899	1,498
	Cons. Spec. S _{pc} (kg/kwh)	0,648	0,648	0,531	0,546	0,490	0,475	0,468
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{carburant}}$		14,65	12,20	13,02	12,40	13,12	12,48	13,28
Friction	Couple (N.m)	-	-	8	8,5	8	7	6
	Puissance (Kw)	-	-	1,68	1,56	1,26	0,92	0,63
Rendement	Thermique η_b	0,132	0,132	0,161	0,157	0,175	0,180	0,183
	Volumétriq. η_v	0,704	0,733	0,801	0,842	0,893	0,878	0,922
	mecaniqu. η_m	-	-	0,749	0,751	0,781	0,813	0,836

PARAMETRES FIXES

Taux de compress.	diamètre du Venturi (mm)	Calage de l'allumage	Carburant	Poids Spécifique	Températ. Ambient.	Pression Baromét.
$E = 6$	23	10°	Ess.	0,72	11°C	758,4 $\frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	23	27	30	32	34	35	34
	Puissance (KW)	5,7	5,9	5,8	5,5	4,8	4,3	3,3
Air	manomètre (mm H ₂ O)	38	40	37,5	33	27	23,5	18,5
	débit d'air (kg/h)	36,5	38,4	36,0	31,7	25,9	22,6	17,8
Carburant	Temps consom. de 8ml (s)	8	8	8	9	12	13	17
	Temps de consom. de 16ml (s)	18	20	20	21	28	32	38
	Temp. consom. de 32ml (s)	32	33	33	37	48	53	68
	Débit Volum. C _v (ml/s)	0,963	0,923	0,923	0,839	0,635	0,573	0,454
	Débit mass. C _m (kg/h)	2,565	2,459	2,459	2,235	1,692	1,529	1,209
	cons. spéci. S _{fc} [kg/kwh]	0,450	0,417	0,424	0,406	0,353	0,355	0,366
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	14,23	15,62	14,64	14,18	15,31	14,78	14,72	
Friction	Couple (N.m)	-	-	10	9	8,5	8	7
	Puissance (KW)	-	-	2,09	1,65	1,34	1,05	0,73
Rendement	Thermiq. η_b	0,190	0,206	0,202	0,211	0,243	0,241	0,234
	Volumet. η_v	0,674	0,788	0,831	0,836	0,797	0,835	0,822
	Mecaniq. η_m	-	-	0,735	0,769	0,782	0,804	0,819

PARAMÈTRES FIXES

Taux de compressi	diamètre du Venturi (mm)	calage de l'Alumag.	carburant	Poids. Spécif.	Temperat. Ambient.	pression Baromèt.
$\epsilon = 7$	19	10°	ESS.	0,72	16°C	762 mm Hg

Frein	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	couple (N.m)	9	13,5	18	22,5	26	26	24
	Puissance (kW)	3,4	3,5	3,7	4	3,9	3,2	2,2
Air	manomètr. (mm H ₂ O)	34,5	34	32,5	30,5	26,5	22,5	17
	débit d'air (kg/h)	32,3	31,8	30,4	28,5	24,8	21,0	15,9
Carburant	Temp. pour consom. 8ml (s)	6	6	7	7	9	11	13
	Temp. consom. 16ml (s)	13	14	14	17	19	24	29
	Temp. consom. 32ml (s)	24	24	27	30	35	40	52
	Débit Volum. C _v (ml/s)	1,299	1,270	1,570	1,050	0,882	0,731	0,594
	Débit mass. C _m (kg/h)	3,461	3,383	3,082	2,798	2,349	1,948	1,583
	cons. speci. S _{fc} (kg/kw.h)	1,018	0,967	0,833	0,699	0,602	0,609	0,719
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{carburant}}$	9,33	9,40	9,86	10,19	10,56	10,78	10,04	
Friction	Couple (N.m)	-	-	13	12,5	12	11,5	10,5
	Puissance (kW)	-	-	2,72	2,29	1,88	1,51	1,10
Rendement	Thermiq. η_b	0,084	0,089	0,103	0,123	0,142	0,141	0,119
	Volumétr. η_v	0,604	0,661	0,711	0,762	0,773	0,786	0,744
	Mécaniq. η_m	-	-	0,576	0,636	0,675	0,679	0,667

PARAMÈTRES FIXES

Taux de Compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage de l'allumag.	Carburant	Poids. Spécif.	Temp. Ambient.	Pression Baromet.
$\epsilon = 7$	21	10	Super	0,77	12°C	764 $\frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

Frein:	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	couple (N.m)	17	17	22	24	27	29	25
	Puissance (kW)	4,6	4,2	4,7	4,4	4,2	3,6	2,6
Air:	manomètre (mm H ₂ O)	37	35	36,5	32	29,5	24	18,5
	débit d'air (kg/h)	35,6	33,6	35,1	30,8	28,3	23,1	17,8
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	8	7	8	8	9	11	14
	temp. consom. 16ml (s)	18	16	18	19	22	26	32
	temp. consom. 32ml (s)	30	26	30	33	38	45	56
	Débit Volum. C _v (ml/s)	0,985	1,125	0,985	0,937	0,819	0,685	0,548
	Débit mass. C _m (kg/h)	2,625	2,996	2,625	2,497	2,183	1,824	1,459
	cons. spécif. S _{pc} [kg/kwh]	0,571	0,713	0,558	0,567	0,520	0,507	0,561
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$		13,56	11,21	13,37	12,33	12,96	12,66	12,20
Friction	couple (N.m)	-	-	8,5	8	7	6,5	6
	Puissance (kW)	-	-	1,78	1,47	1,10	0,85	0,63
Rendement	Thermique η_b	0,150	0,120	0,154	0,151	0,165	0,169	0,153
	Volumétriq. η_v	0,655	0,687	0,807	0,810	0,868	0,850	0,819
	Mécaniq. η_m	-	-	0,725	0,750	0,792	0,809	0,805

PARAMÈTRES FIXES

Taux de compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage de l'allumage	Carburant	Poid. Spécif.	Tempe. Ambient.	Pression. Baromèt.
$\epsilon = 7$	23	10°	Ess.	0,72	11°C	$758,4 \frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

Frein	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	21	24,5	30	33	35	36	35
	Puissance (kW)	5,2	5,6	6	5,6	5	4,5	3,6
Air	manomètr. (mm H ₂ O)	41	41	38	32	27,5	23,5	18,5
	débit d'air (kg/h)	39,4	39,4	36,5	30,7	26,4	22,6	17,8
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	9	9	9	10	12	13	17
	temp. consom. 16ml (s)	20	20	21	23	28	31	40
	temp. consom. 32ml (s)	35	37	37	39	47	54	66
	débit Volum. C _v (ml/s)	0,868	0,851	0,839	0,772	0,640	0,575	0,452
	débit mass. C _m (kg/h)	2,312	2,267	2,235	2,057	1,705	1,532	1,204
	conso. spécif. S _{fc} [kg/kwh]	0,445	0,405	0,373	0,367	0,341	0,340	0,334
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$		17,04	17,38	16,33	14,92	15,48	14,75	14,78
Friction	Couple (N.m)	-	-	9	8,5	8	7	6,5
	Puissance (kW)	-	-	1,88	1,56	1,26	0,92	0,68
Rendement	Thermiq. η_b	0,193	0,212	0,230	0,234	0,251	0,252	0,257
	Volumétr. η_v	0,728	0,809	0,843	0,810	0,813	0,835	0,823
	Mécaniq. η_m	-	-	0,761	0,782	0,799	0,830	0,841

PARAMETRES FIXES

Taux de compres.	diamet. du Venturi (mm)	calage de l'allumug.	carburant	Poid specif.	Tempe. Ambient.	Pression Baromet.
$\epsilon = 8$	19	10°	Ess	0,72	$16,5^\circ\text{C}$	$759,4 \frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

		2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
Frein	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	13,5	18	23	28	32,5	34	33,5
	Puissance (kW)	4	4,5	4,8	5	5	4,3	3,4
Air	manometre (mm H ₂ O)	37	35,5	35,5	33	28,5	23,5	19,5
	debit d'air (kg/h)	34,4	33,0	33,0	30,7	26,5	21,8	18,1
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	6	6	6	6	7	9	11
	temp. consom. 16ml (s)	13	13	14	16	19	22	28
	temp. consom. 32 ml (s)	22	21	24	27	32	39	46
	debit Volumé. C _v (ml/s)	1,340	1,363	1,270	1,173	0,995	0,812	0,665
	debit massi. C _m (kg/h)	3,569	3,630	3,383	3,124	2,651	2,164	1,771
	consom. spec. S _{pc} [kg/kWh]	0,892	0,807	0,705	0,625	0,530	0,503	0,521
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	9,64	9,09	9,75	9,83	10,00	10,07	10,22.	
Friction	Couple (N.m)	-	-	10	8,5	8	7	7
	Puissance (kW)	-	-	2,06	1,56	1,26	0,92	0,73
Rendement	Thermiq. η_b	0,096	0,106	0,122	0,137	0,162	0,170	0,165
	Volumétr. η_v	0,647	0,690	0,776	0,825	0,830	0,820	0,851
	Mécaniq. η_m	-	-	0,700	0,762	0,799	0,824	0,823

PARAMETRES FIXES

Taux de Compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage de l'allum.	Carburant	Poids Spécifq.	Temper. Ambient.	Pression Baromet.
$\epsilon = 8$	21	10°	Super	0,77	12°C	$764,1 \text{ mm Hg}$

Frein.	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	18	20,5	25	26	30	29,5	26
	Puissance (KW)	5	5	5,2	4,8	4,5	3,7	2,6
Air	manomètre (mm H ₂ O)	36	36,5	34,5	33	28	23	18
	débit d'air (kg/h)	34,6	35,1	33,2	31,7	26,9	22,1	17,3
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	7	7	8	9	10	12	14
	temp. consom. 16ml (s)	17	16	18	19	23	27	33
	temp. cons. 32ml (s)	29	28	31	32	40	46	57
	débit Volum. C _v (ml/s)	1,062	1,095	0,974	0,910	0,765	0,652	0,539
	débit mass. C _m (kg/h)	2,830	2,918	2,594	2,425	2,039	1,736	1,437
	cons. spéci. ζ_{fc} (kg/kw.h)	0,566	0,584	0,499	0,505	0,453	0,469	0,553
Rapport	$\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	12,23	12,03	12,80	13,07	13,19	12,73	12,04
Friction	Couple (N.m)	-	-	8	7,5	7	6	5,5
	Puissance (KW)	-	-	1,68	1,37	1,10	0,79	0,58
Rendement	Thermiq. η_b	0,151	0,147	0,172	0,170	0,189	0,183	0,155
	Volumétri. η_v	0,637	0,718	0,764	0,833	0,825	0,813	0,796
	Mécaniq. η_m	-	-	0,756	0,778	0,804	0,824	0,818

PARAMÈTRES FIXES

Taux de Compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage d'allum.	Carburant	Poid Spécifiq.	Temper. Ambient.	Pression Baromètr.
$\epsilon = 8$	23	10°	Ess.	0,72	11°C	758,4 ^{mm} Hg

Frein	vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	24	27	30	33	34,5	34	33,5
	Puissance (kW)	6	6,2	6,3	6	5,3	4,5	3,6
Air	manomètre (mm H ₂ O)	40	39,5	36	31,5	26,5	22,5	17,5
	débit d'air (kg/h)	38,4	37,9	34,6	30,2	25,4	21,6	16,8
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	9	9	9	10	12	13	18
	temp. consom. 16ml (s)	21	21	22	23	28	31	39
	temp. consom. 32ml (s)	34	38	38	40	47	54	68
	débit Volum. C _v (ml/s)	0,864	0,831	0,819	0,765	0,640	0,575	0,442
	débit massi C _m (kg/h)	2,302	2,214	2,182	2,038	1,705	1,532	1,177
	Conso. spéci. S _{fc} [kg/kwh]	0,384	0,357	0,346	0,340	0,322	0,340	0,327
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	16,68	17,12	15,86	14,82	14,90	14,10	14,27	
Friction	Couple (N.m)	-	-	8	6,5.	6	6	6
	Puissance (kW)	-	-	1,68	1,19	0,94	0,79	0,63
Rendement	Thérmiq. η_b	0,223	0,240	0,248	0,252	0,266	0,252	0,262
	Volumétriq. η_v	0,709	0,778	0,799	0,797	0,782	0,798	0,776
	Mécaniq. η_m	-	-	0,789	0,834	0,849	0,851	0,851

PARAMÈTRES FIXES

Taux de compress.	diamètr. du Ventur. (mm)	Calage de l'allom.	Carburant	Poid Spécif.	Temper. Ambient	Pression Baromèt.
$\xi = 9$	19	10°	Ess.	0,72	16,8°C	764,3 $\frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

Frein.	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	14	19	24	29	32	35,5	33,5
	Puissance (KW)	4	4,6	5	5,2	4,8	4,5	3,4
Air	manomètre (mm H ₂ O)	36,5	36	36	32,5	28,5	24	18,5
	débit d'air (kg/h)	34,1	33,6	33,6	30,3	26,6	22,4	17,3
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	6	5	6	7	8	9	12
	temp. consom. 16ml (s)	12	13	14	15	18	21	27
	temp. consom. 32ml (s)	22	21	24	27	30	38	47
	débit Volum. C _v (ml/s)	1,374	1,452	1,270	1,132	0,985	0,831	0,647
	débit mass. C _m (kg/h)	3,660	3,867	3,383	3,015	2,625	2,214	1,723
	cons. Spécif. Sp _c [kg/kwh]	0,915	0,841	0,677	0,580	0,547	0,492	0,507
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$		9,32	8,69	9,93	10,05	10,13	10,12	10,04
Friction	Couple (N.m)	-	-	9	8	8	7	7
	Puissance (KW)	-	-	1,88	1,47	1,26	0,92	0,73
Rendement	Thermique η_b	0,094	0,102	0,127	0,148	0,157	0,174	0,169
	Volumétriq η_v	0,638	0,698	0,786	0,810	0,829	0,838	0,809
	Mécaniq. η_m	-	-	0,727	0,780	0,792	0,830	0,823

PARAMETRES FIXES

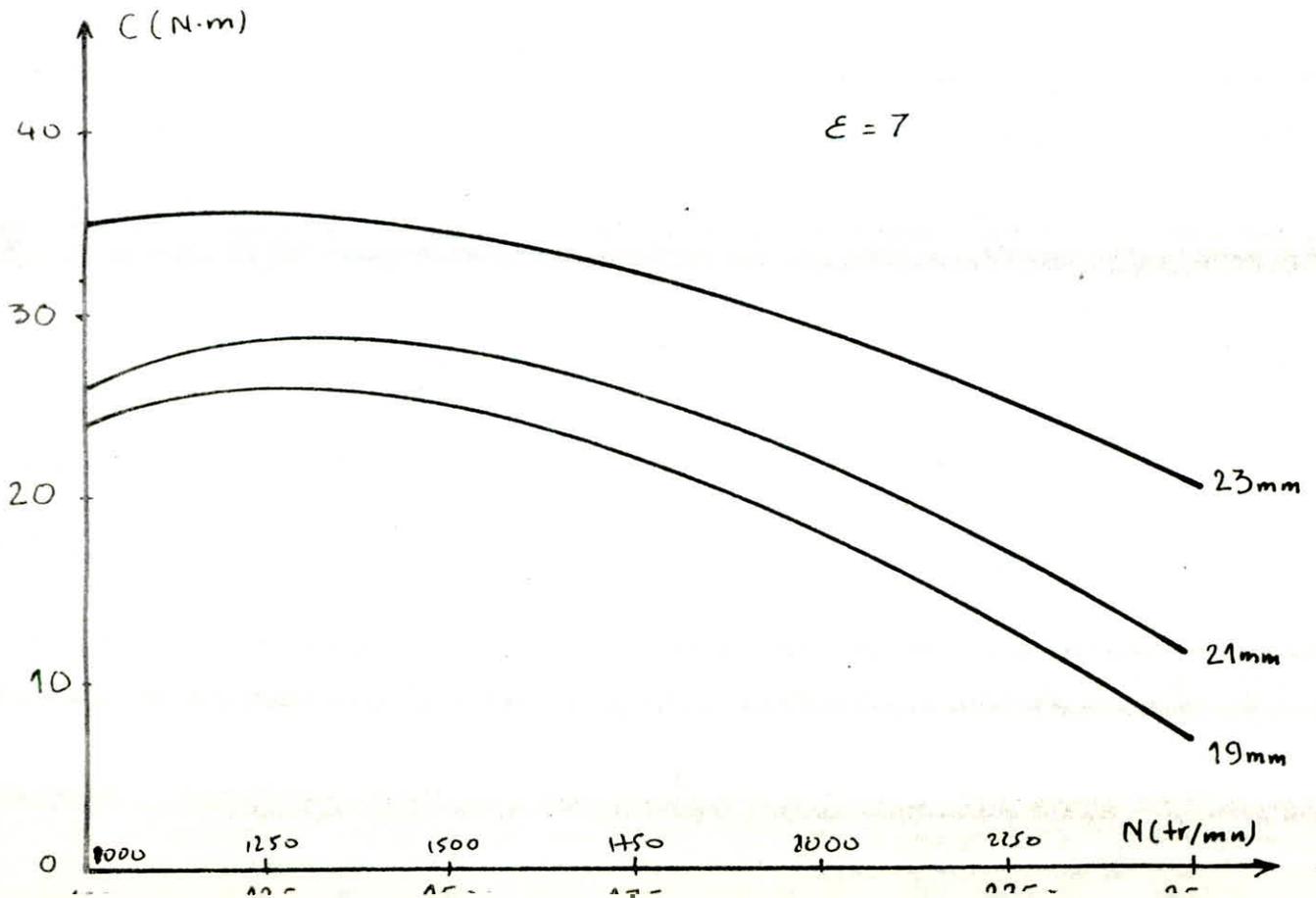
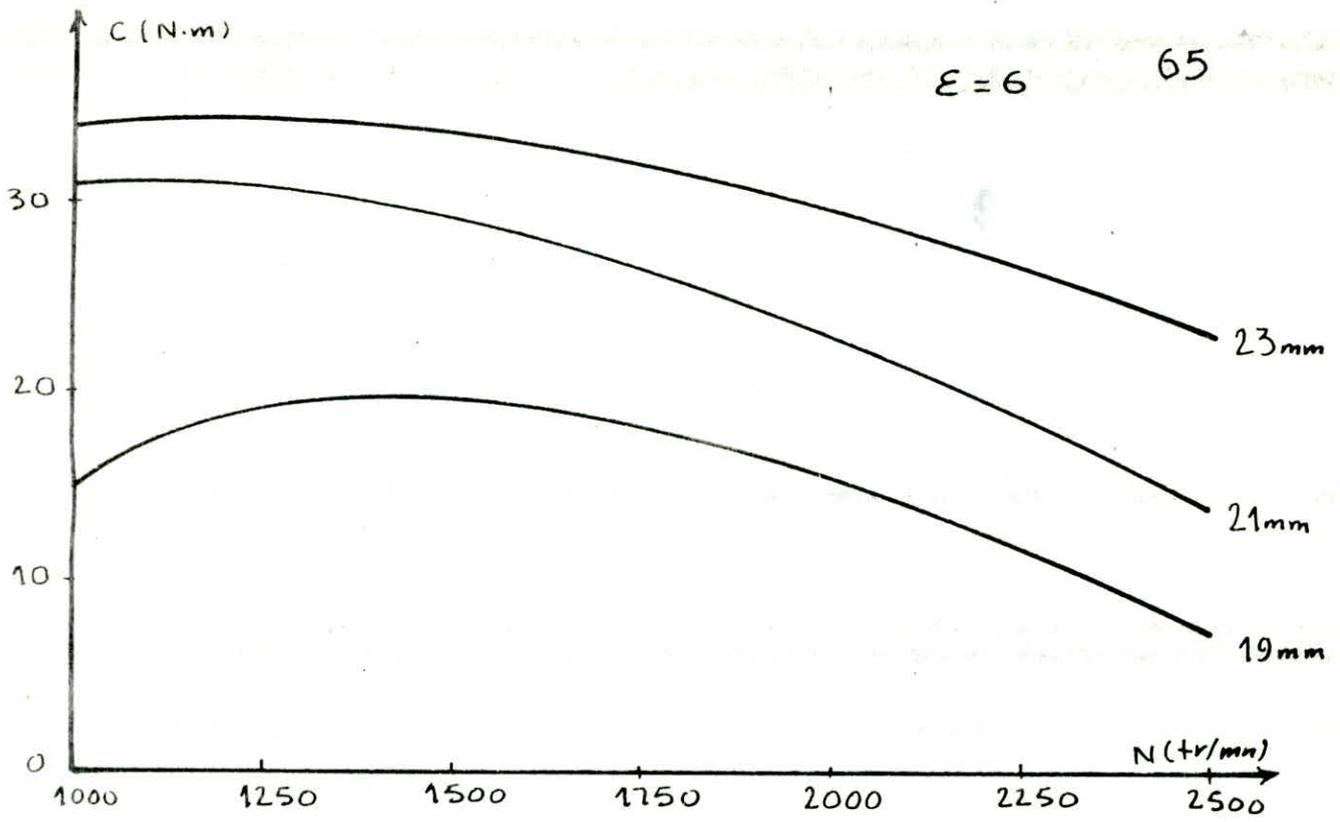
Taux de l'ompress.	diamètre de Venturi (mm)	Calage d'allumoy.	carburant	Poid Spécifiq.	Temper. Ambiant.	Pression Baromét
$\epsilon = 9$	21	10	ESS.	0,72	12°C	764,1 ^{mm} Hg

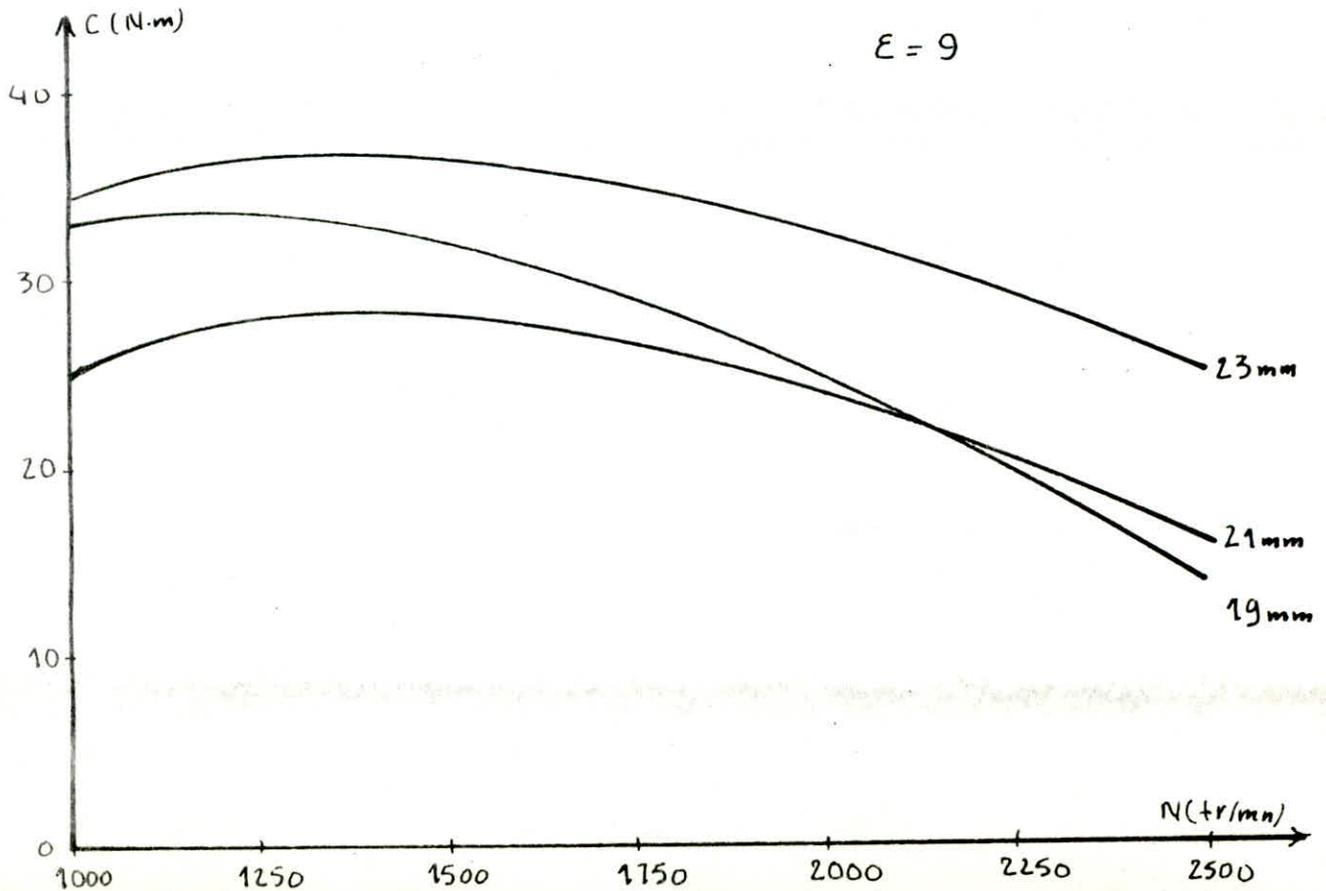
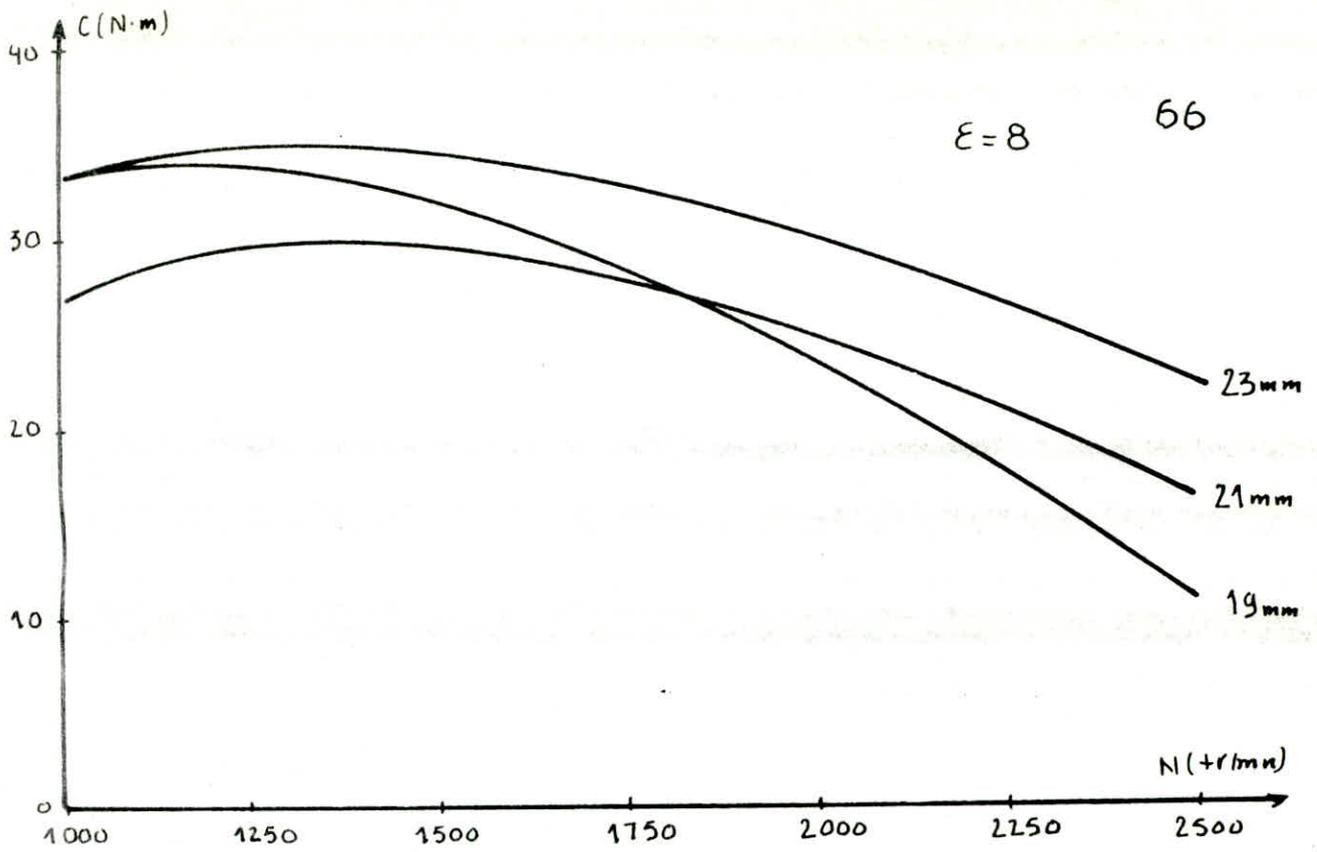
Frein	Vitesse (tr/min)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	couple (N.m)	20	19	23,5	25	29	27	25
	Puissance (kW)	5,5	4,8	5,2	4,7	4,7	3,6	2,8
Air	manomètre (mm H ₂ O)	34	36	33	31	28	22	18,5
	débit d'air (kg/h)	32,7	34,6	31,7	29,8	26,9	21,1	17,8
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	8	7	8	8	9	11	13
	temp. consom. 16ml (s)	19	16	18	19	22	25	31
	temp. consom. 32ml (s)	31	27	31	32	37	44	54
	débit volum. Cv (ml/s)	0,958	1,109	0,974	0,947	0,827	0,698	0,575
	débit mass. Cm (kg/h)	2,552	2,955	2,594	2,524	2,203	1,860	1,531
	cons. spécif. Spf (kg/kwh)	0,464	0,616	0,499	0,537	0,469	0,517	0,547
rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$		12,81	11,71	12,22	11,81	12,21	11,34	11,63
Friction	couple (N.m)	-	-	8,5	7,5	6,5	6	5,5
	Puissance (kW)	-	-	1,78	1,37	1,02	0,79	0,58
Rendement	Thérinque η_b	0,185	0,139	0,172	0,160	0,183	0,166	0,157
	Volumétriq. η_v	0,602	0,707	0,729	0,783	0,825	0,777	0,819
	mécaniqu. η_m	-	-	0,745	0,774	0,822	0,820	0,828

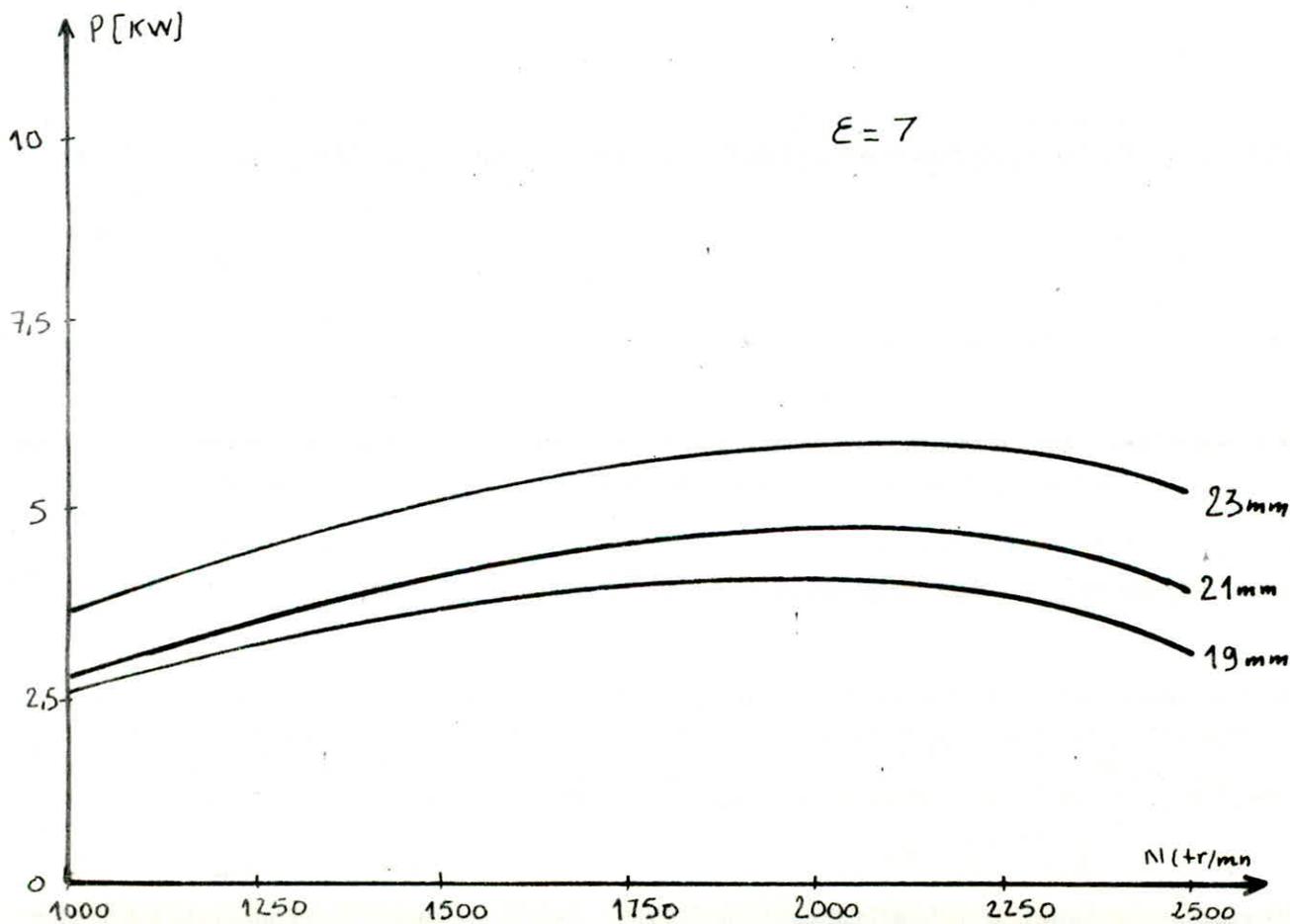
PARAMETRES FIXES

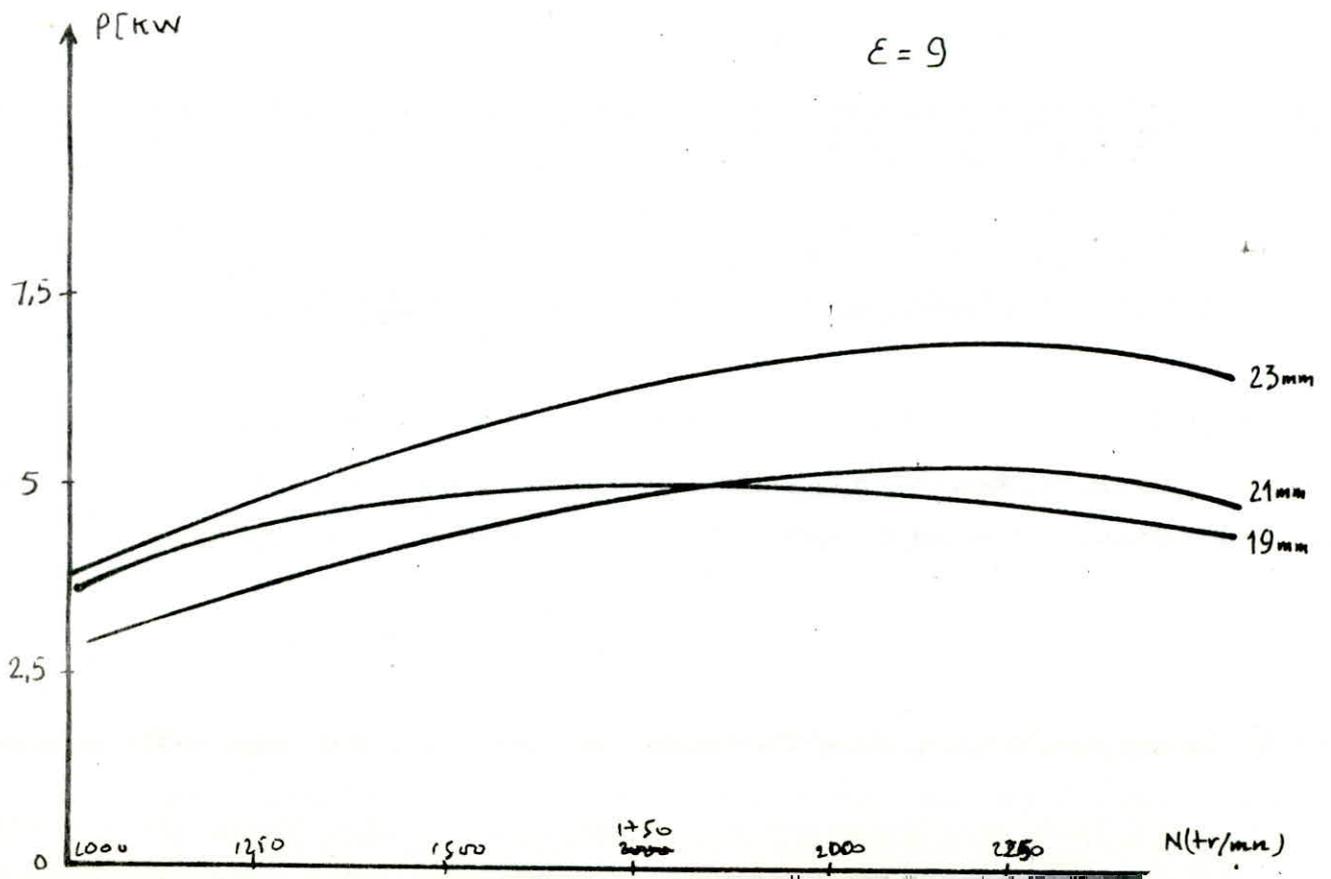
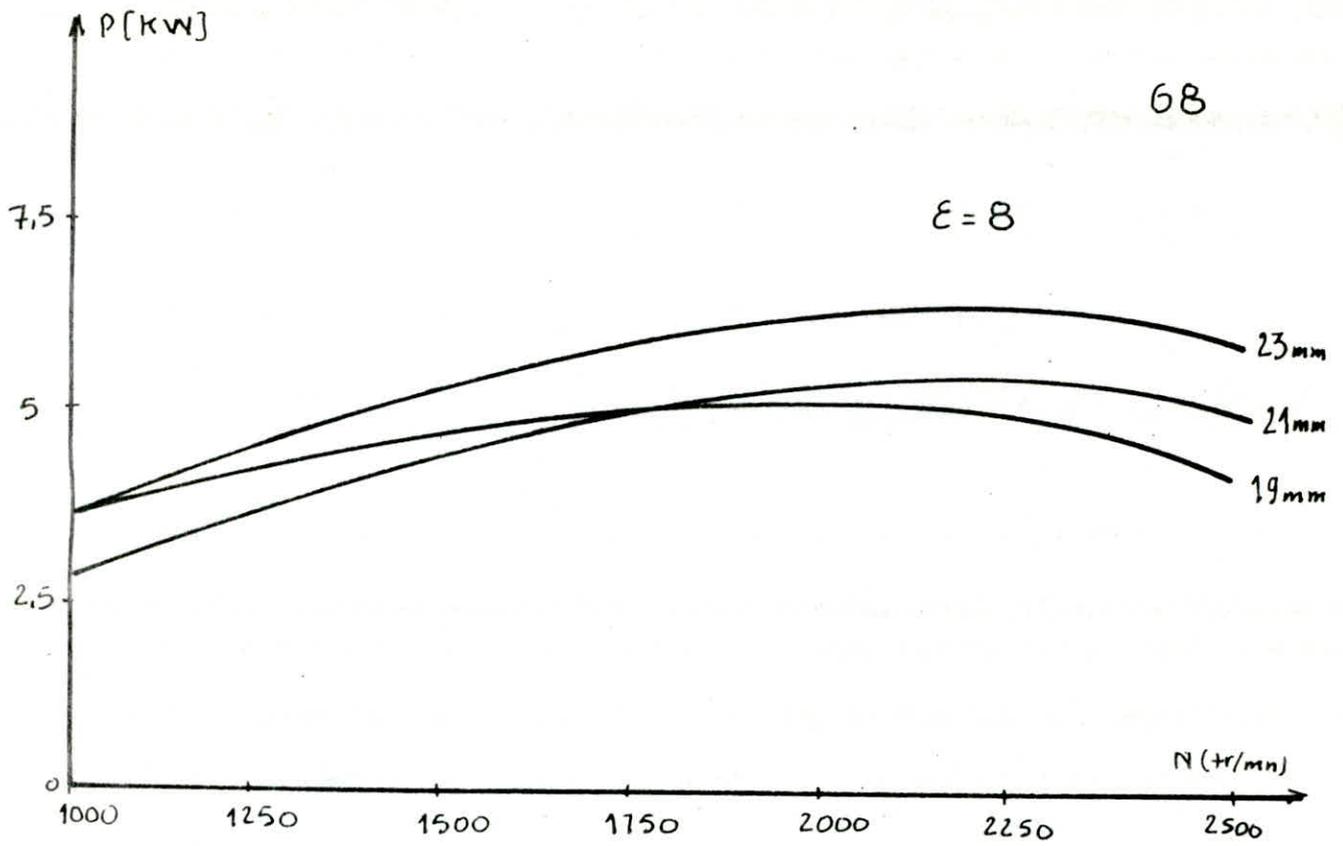
Taux de compress.	diamètre du Venturi (mm)	calage d'allum.	Carburant	Poid Spécifiq.	Temper. Ambient.	Pression Baromètre
$\epsilon = 9$	23	10°	Ess.	0,72	11°C	$758,4 \frac{\text{mm}}{\text{Hg}}$

Frein.	Vitesse (tr/mn)	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000
	Couple (N.m)	25,5	28,5	32	35	36,5	35	34
	Puissance (kW)	6,8	7	6,8	6,4	5,7	4,7	3,8
Air.	manomètre (mm H ₂ O)	40	40,5	37	31,5	27	22,5	18
	débit d'air (kg/h)	38,4	38,9	35,5	30,2	25,9	21,6	17,3
Carburant	temp. consom. 8ml (s)	8	9	9	9	12	13	17
	temp. consom. 16ml (s)	20	20	21	23	27	31	38
	temp. consom. 32ml (s)	34	32	36	39	47	52	66
	débit Volum. Cv (ml/s)	0,914	0,896	0,847	0,802	0,647	0,582	0,459
	débit massi Cm (kg/h)	2,435	2,387	2,256	2,137	1,724	1,550	1,223
	conso. spécif. Spc [kg/kWh]	0,358	0,341	0,332	0,334	0,302	0,330	0,322
Rapport $\frac{\text{Air}}{\text{Carburant}}$	15,77	16,30	15,74	14,13	15,02	13,94	14,15	
Friction	Couple (N.m)	-	-	8	8,5	7	6	6
	Puissance (kW)	-	-	1,68	1,56	1,10	0,79	0,63
Rendement	Thérmiq. η_b	0,239	0,251	0,258	0,257	0,284	0,260	0,266
	Volumétri. η_v	0,709	0,798	0,820	0,797	0,797	0,798	0,799
	Mécaniq. η_m	-	-	0,802	0,804	0,838	0,856	0,858

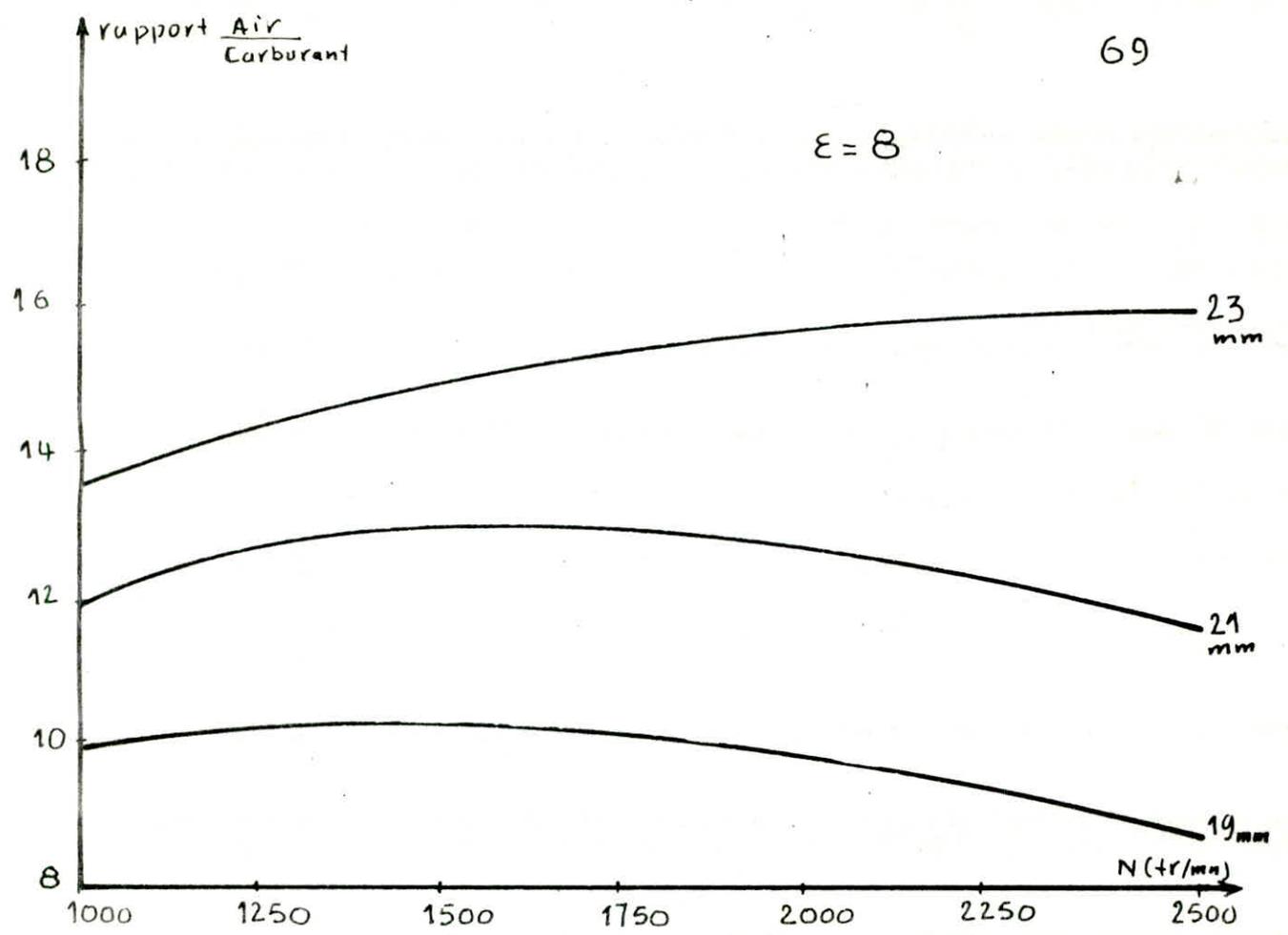




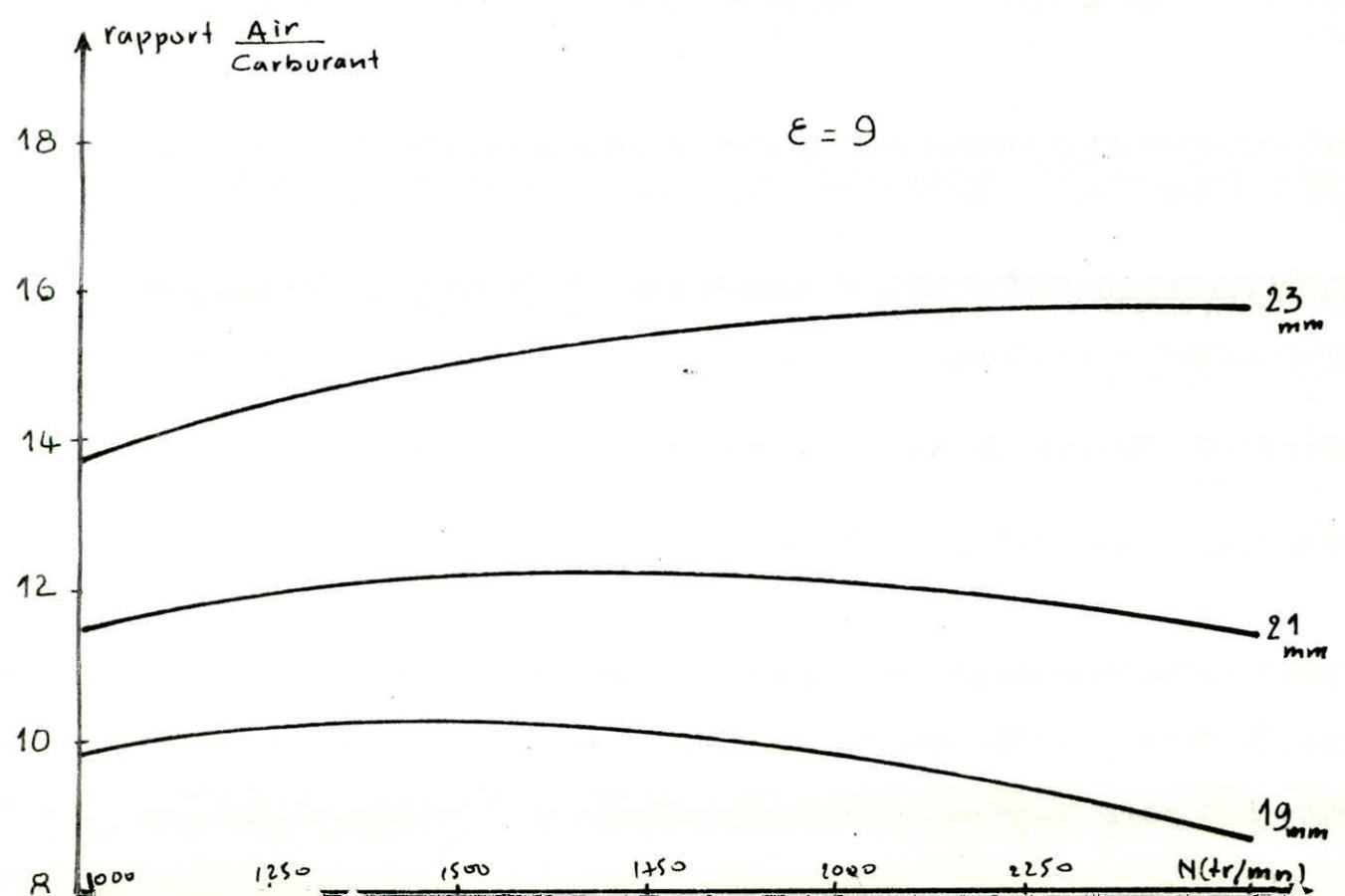


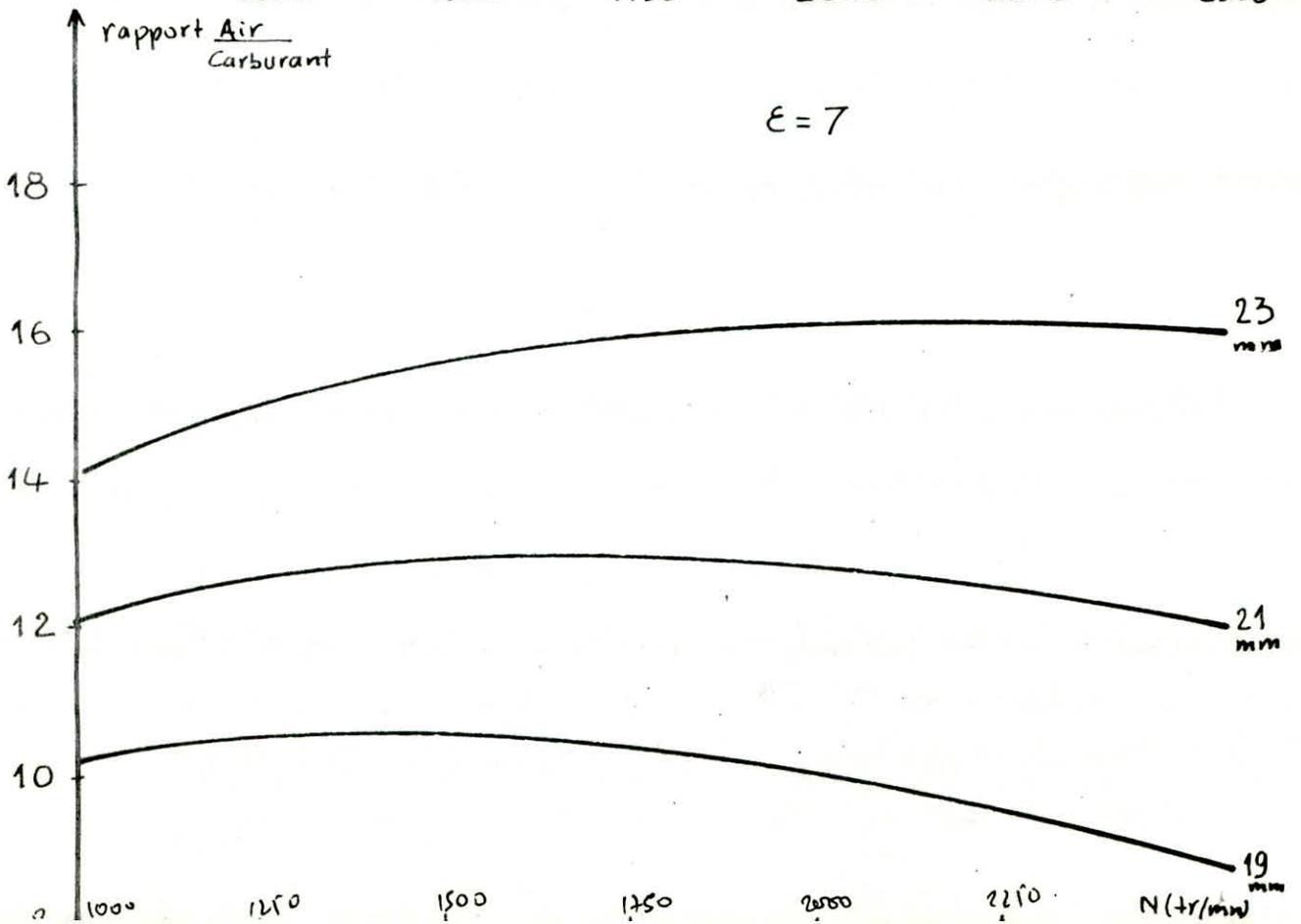
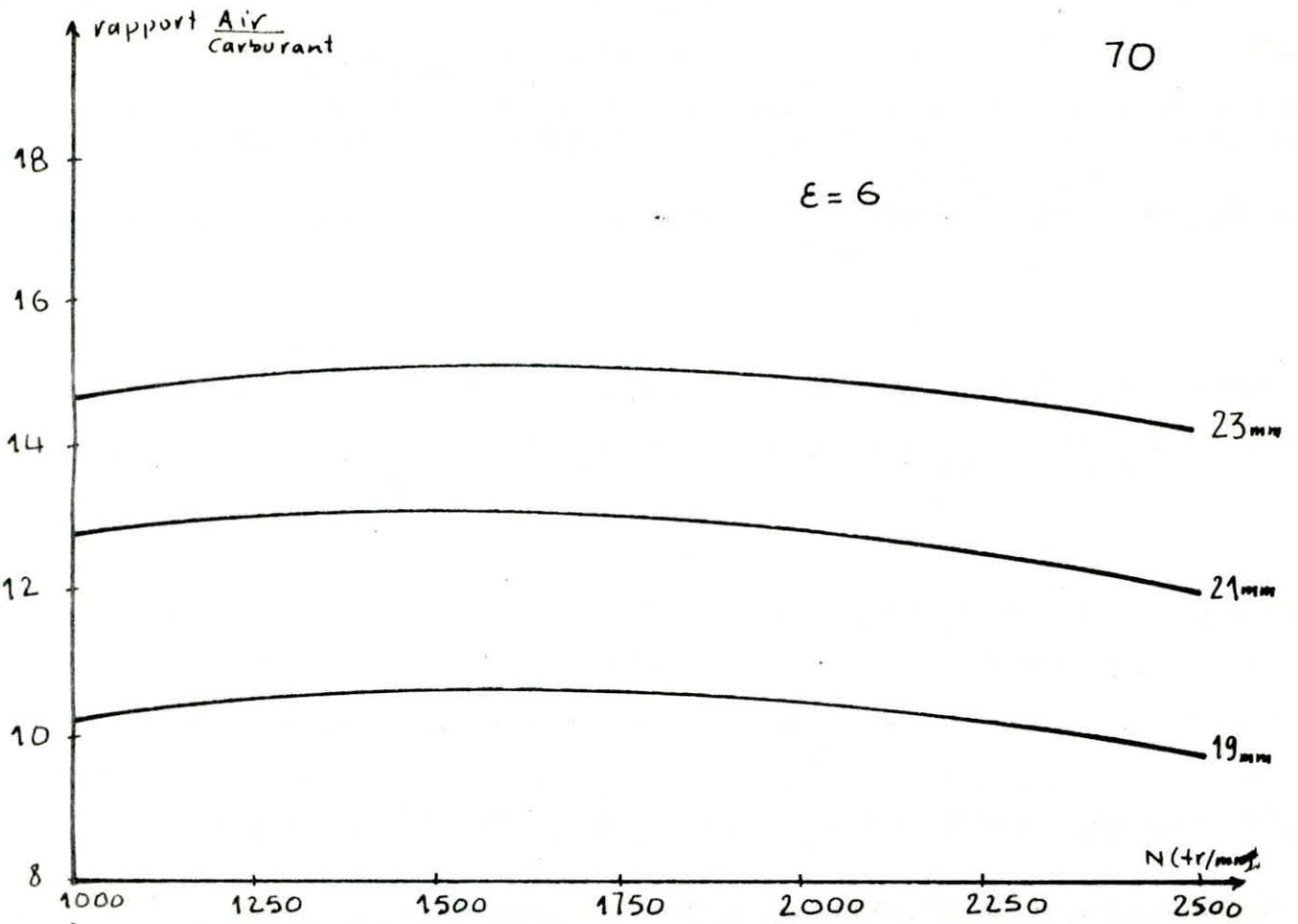


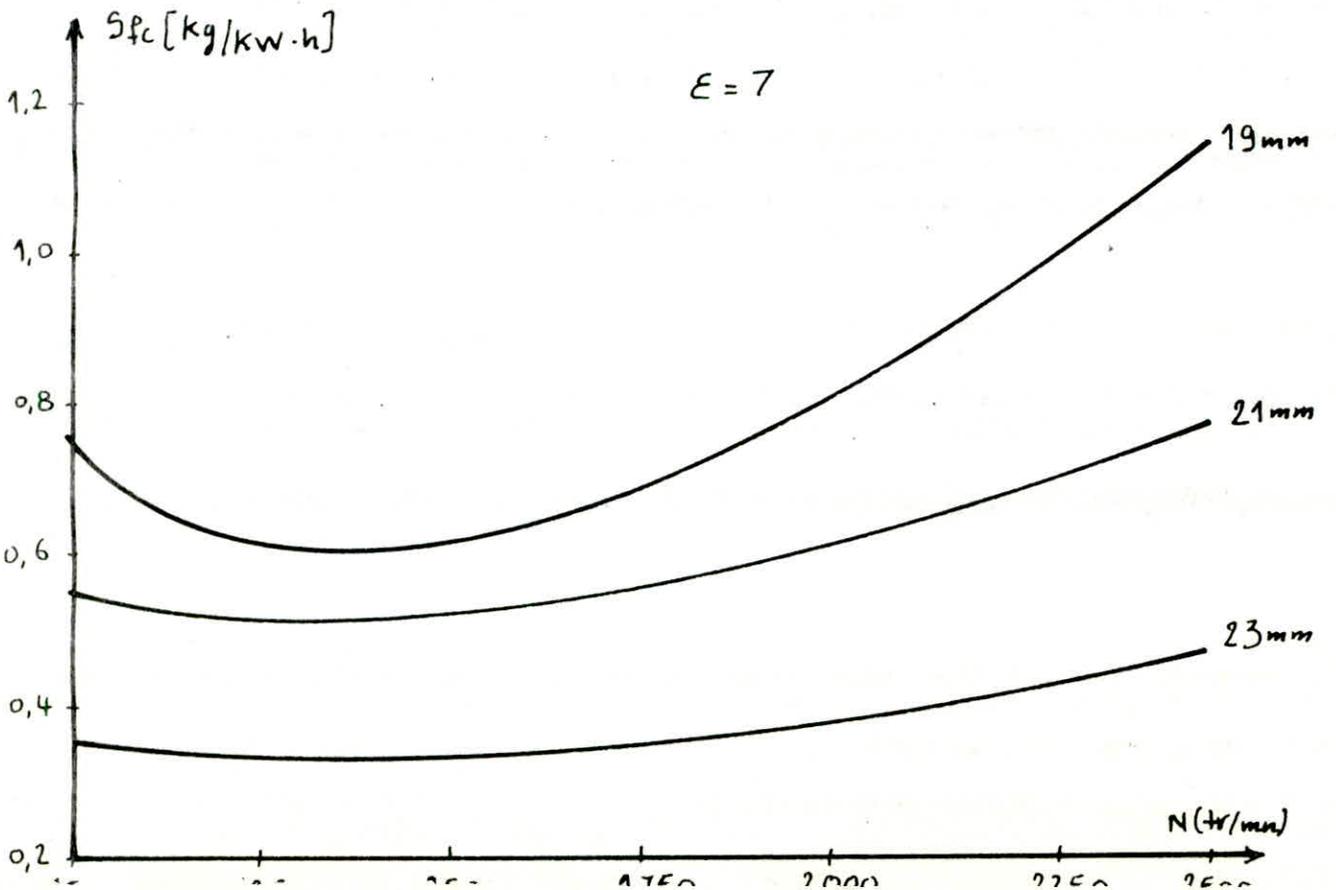
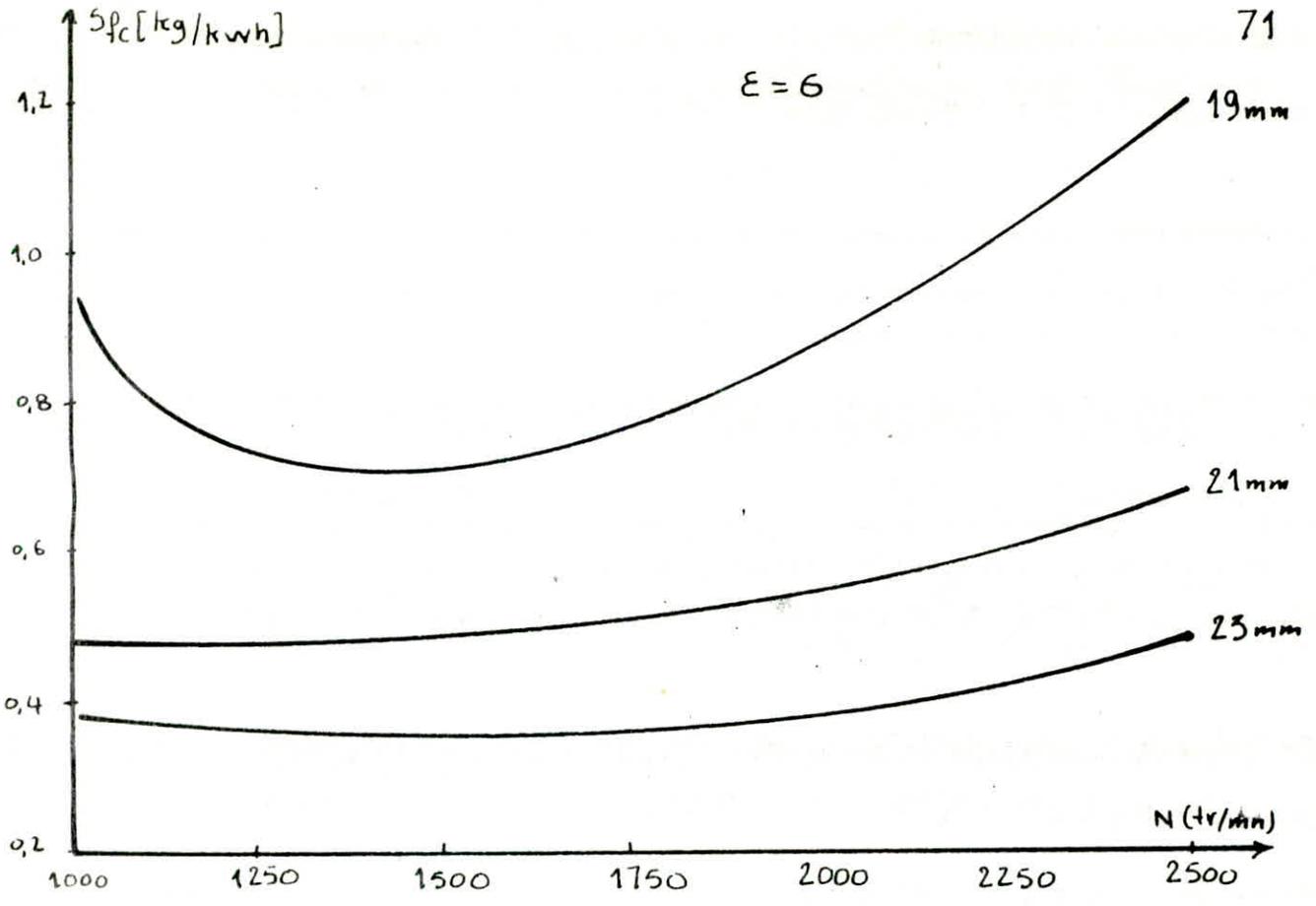
$\epsilon = 8$

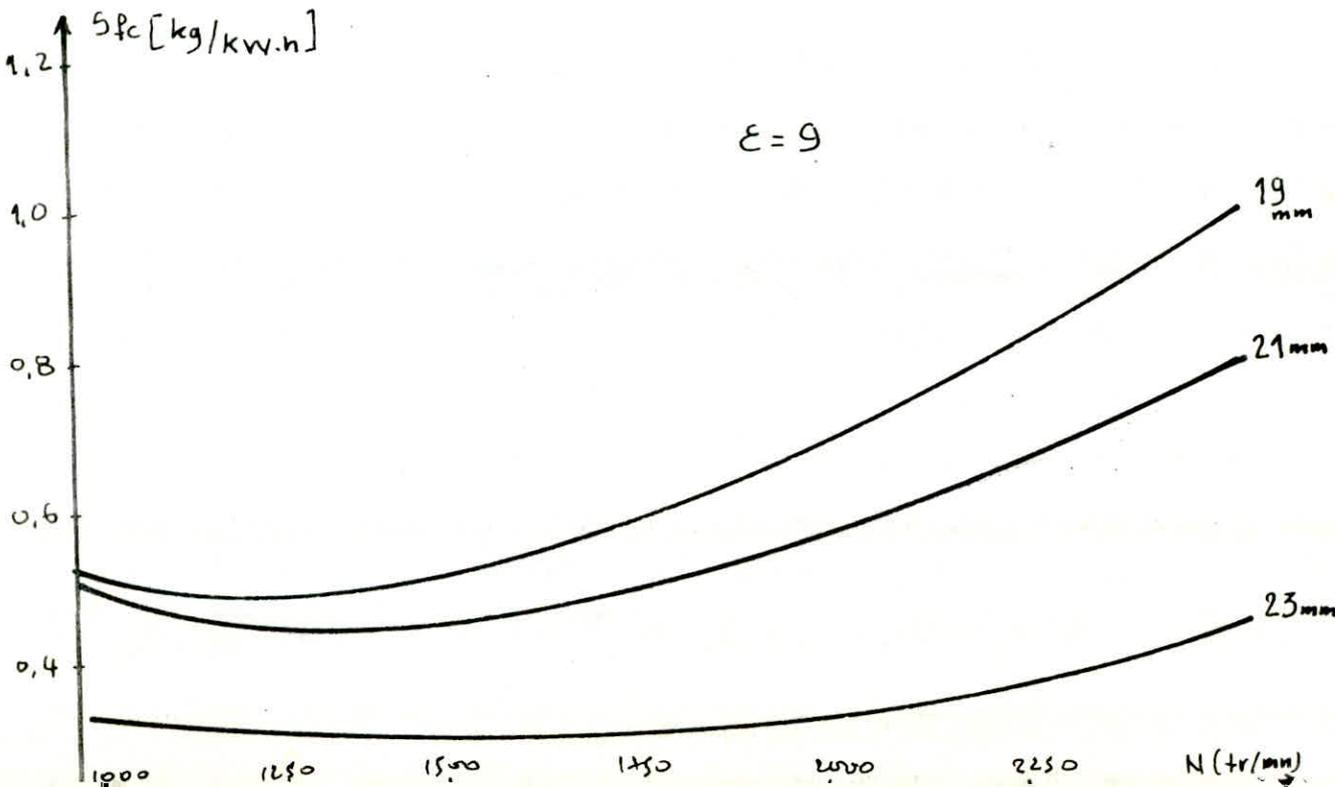
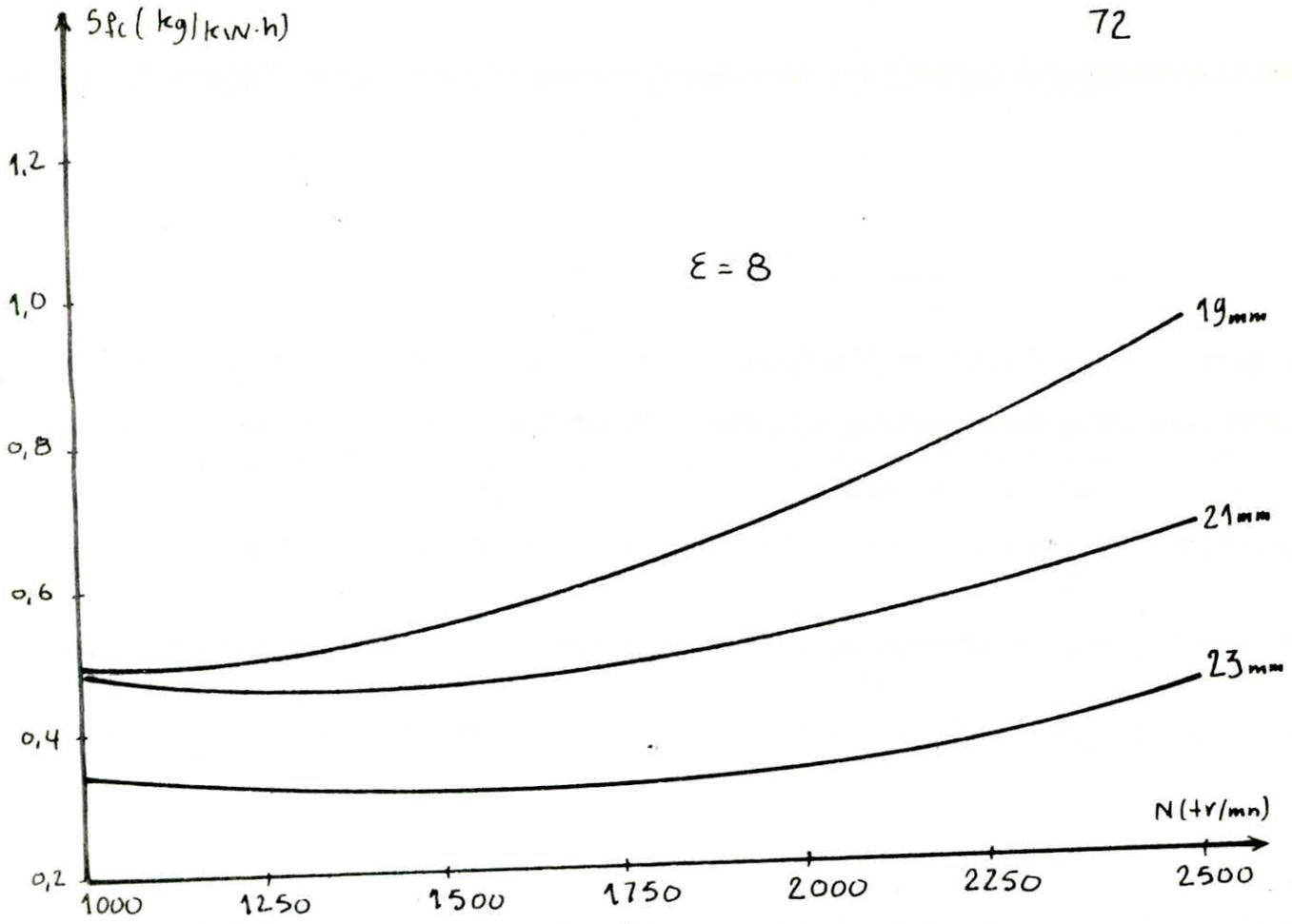


$\epsilon = 9$



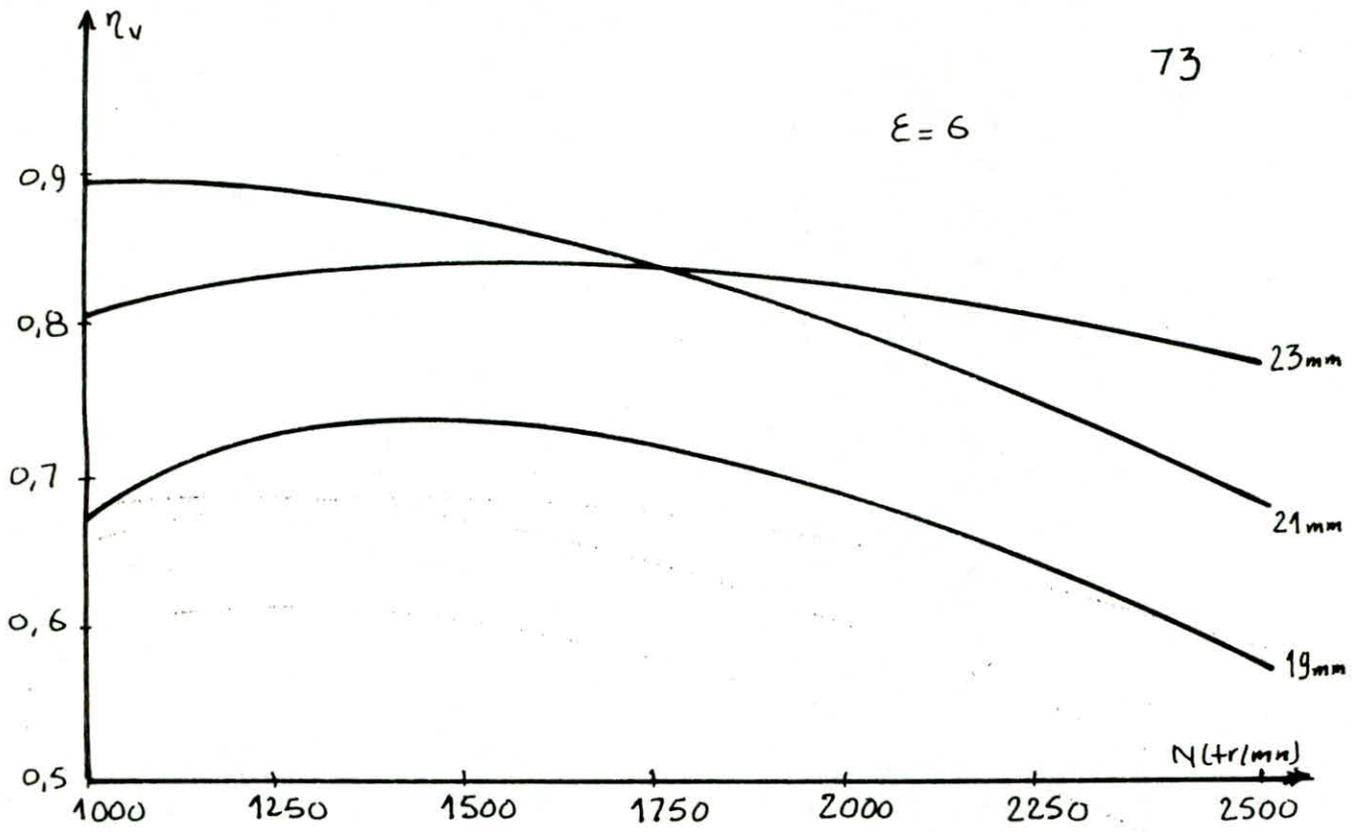




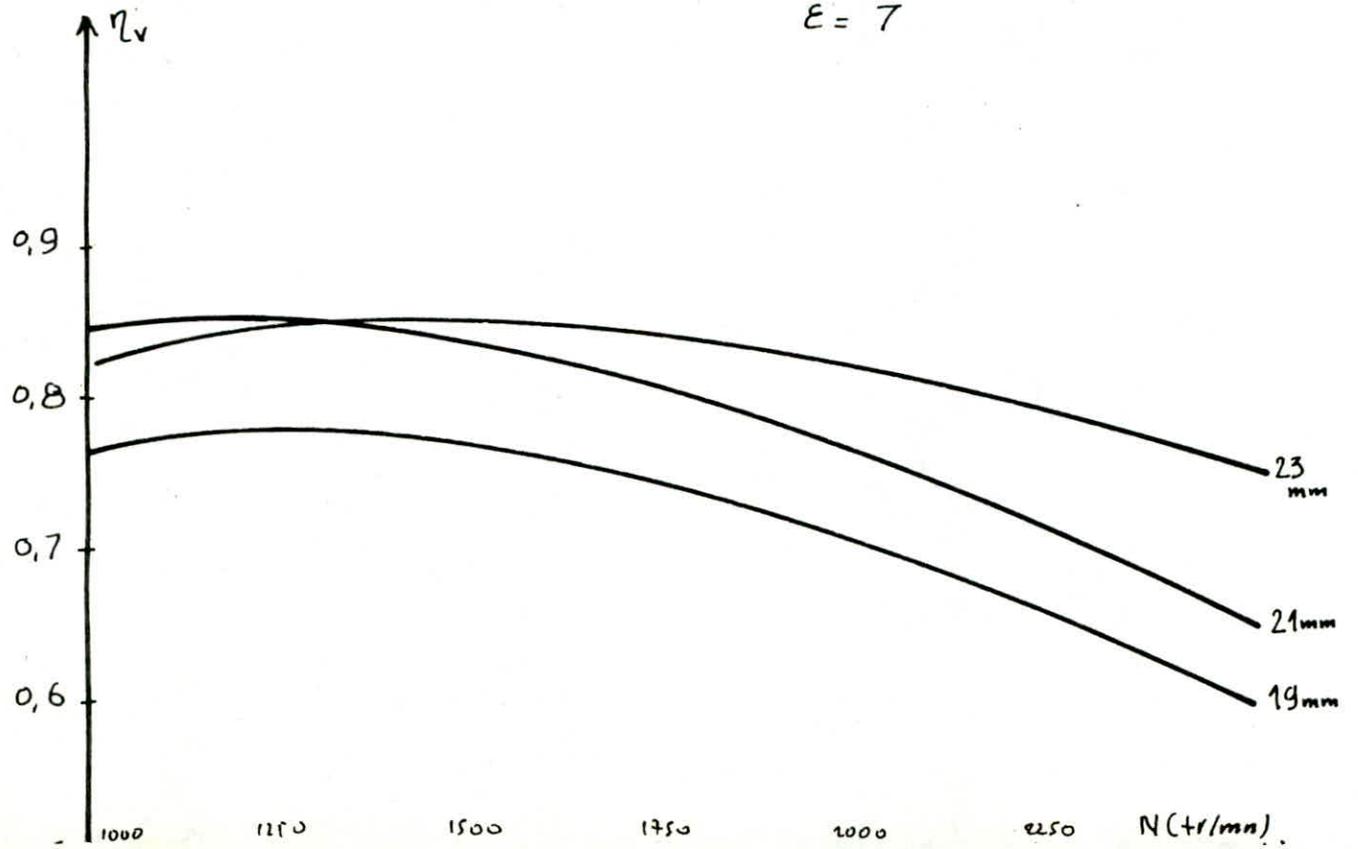


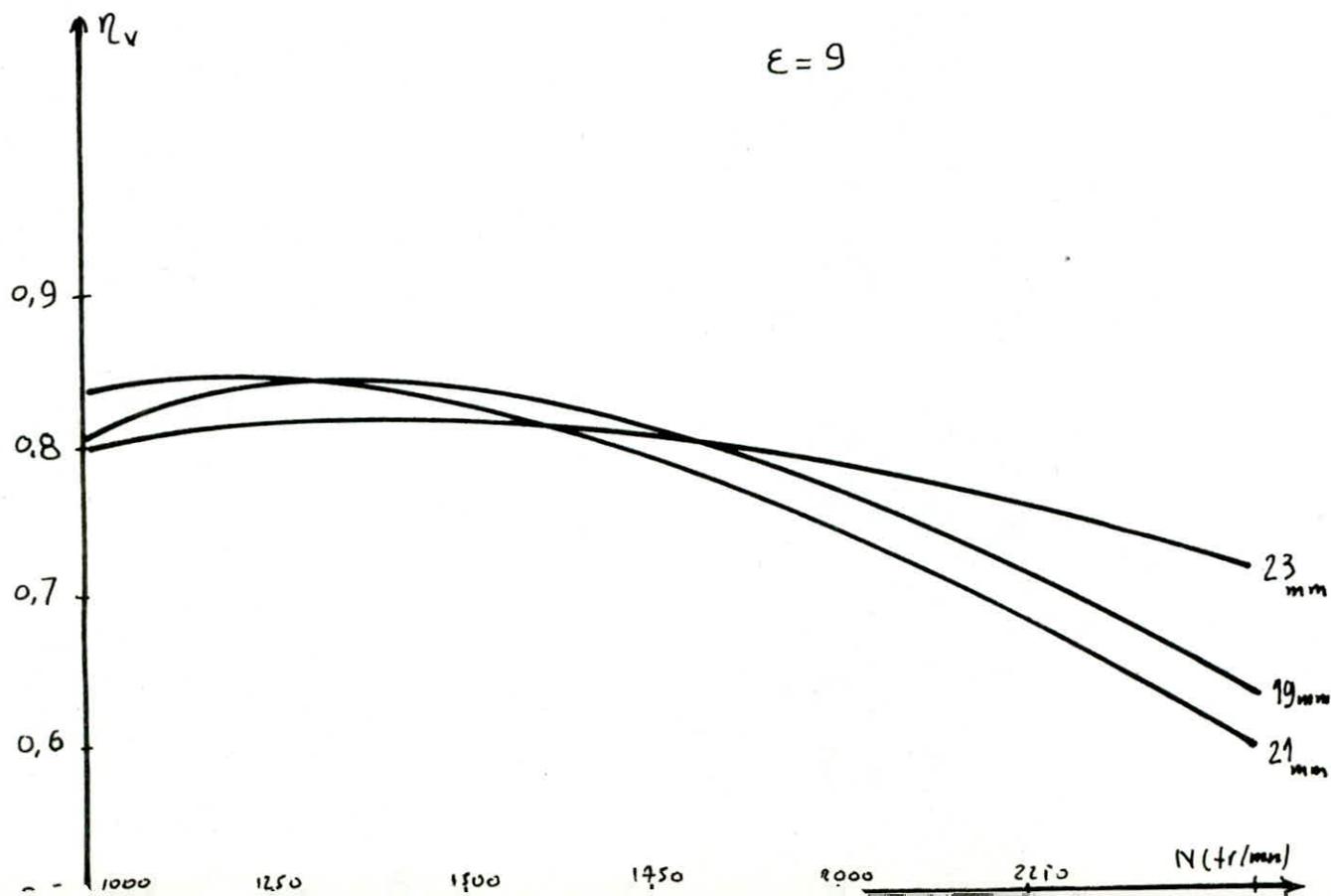
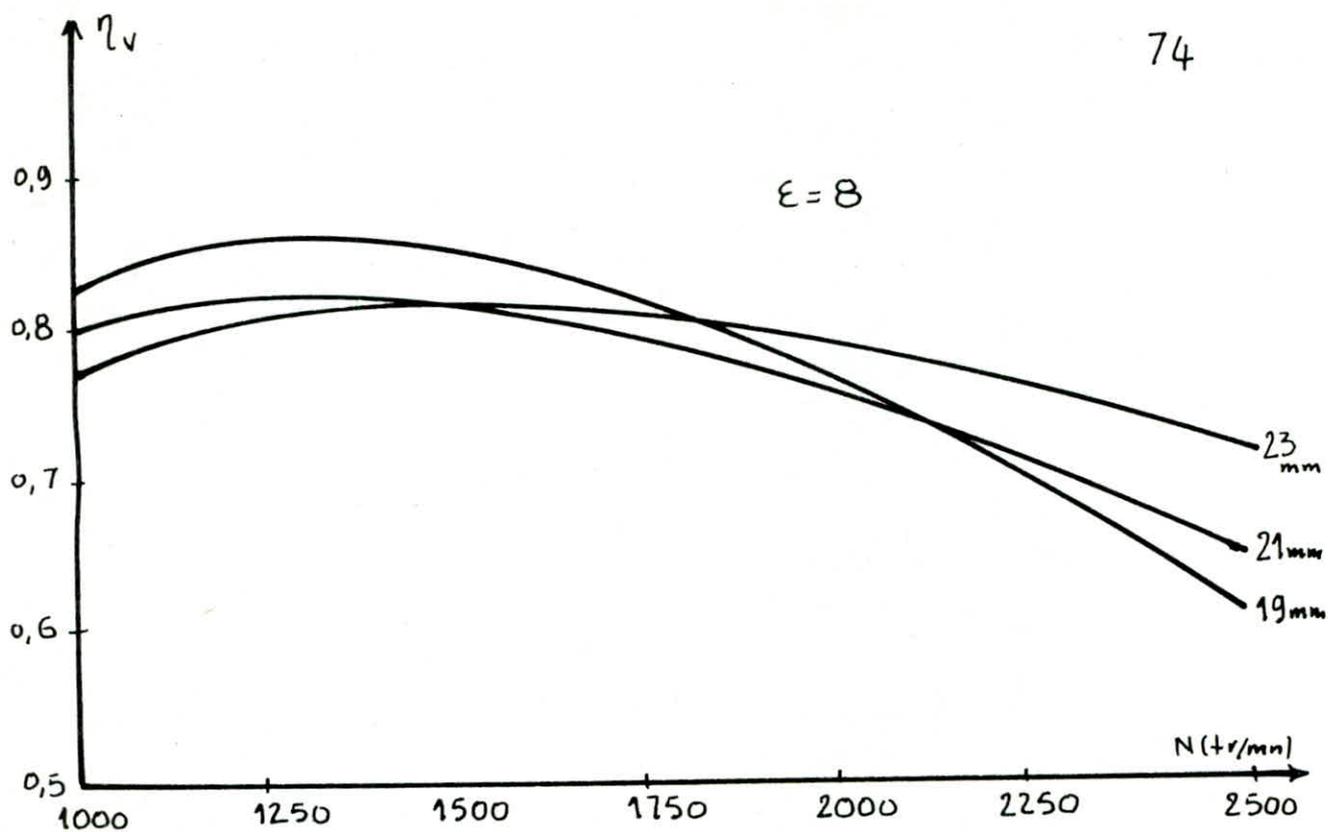
73

$\epsilon = 6$



$\epsilon = 7$





V INTERPRETATION DES RESULTATS

V.1 L'EFFET DU REGIME DU MOTEUR SUR DIFFERENTES PERFORMANCES

V.1.1 Courbes du couple moteur :

On y voit que le couple commence par croître, passe par un maximum, puis décroît. En effet aux faibles vitesses la dépression croît avec l'augmentation de vitesse et le remplissage se fait de plus en plus parfaitement puis, ensuite, ce remplissage décroît en raison de l'inertie des gaz et des frottement sur les parois.

V.1.2 Courbes de puissance

La courbe puissance, qui est liée à la courbe de couple par la relation : $P = k \cdot C \cdot N$;
 où k : constante ; C : couple ; N : vitesse ,
 croît évidemment avec le couple et la vitesse ;
 mais lorsque le couple commence à décroître progressivement mais légèrement, la vitesse continue à augmenter, le produit : $k \cdot C \cdot N$

continuera à croître et le maximum de la courbe puissance sera atteint bien après le maximum de la courbe de couple, puis à une certaine vitesse, le couple décroît rapidement et l'augmentation de la vitesse ne compensant pas cette diminution, la puissance du moteur décroît également.

V.1.3 Courbes de la consommation spécifique.

Le couple est fonction du remplissage, donc la courbe de consommation spécifique n'est pas complètement indépendante de la courbe du couple, si l'on fait abstraction des différentes pertes d'énergie produites par les échanges de chaleur et les frottements, les deux courbes seraient exactement symétriques par rapport à une ligne horizontale, mais dans la pratique les formes des deux courbes sont seulement opposées, donc on remarque que la consommation spécifique est minimum pour un couple moteur maximum.

V.1.4 Courbes de rapport air / carburant

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

Le carburateur est conçu pour fonctionner avec un rapport air / carburant pratiquement constant, et régit en augmentant le débit du carburant.

En réalité le rapport air / carburant n'est pas constant, comme le montre la courbe de rapport air / carburant qui augmente légèrement jusqu'à un maximum, pour les faibles vitesses, puis elle diminue pour les grandes vitesses. A cause du remplissage, car pour les faibles vitesses, il se fait de plus en plus imparfaitement, puis il décroît en raison de l'inertie des gaz et des frottements sur les parois.

V.1.5 Courbes du rendement volumétrique

On remarque que la courbe du rendement volumétrique commence à croître, passe par un maximum puis décroît.

Le rendement volumétrique étant le rapport de la consommation d'air réel sur la consommation d'air théorique, et qu'il est inversement

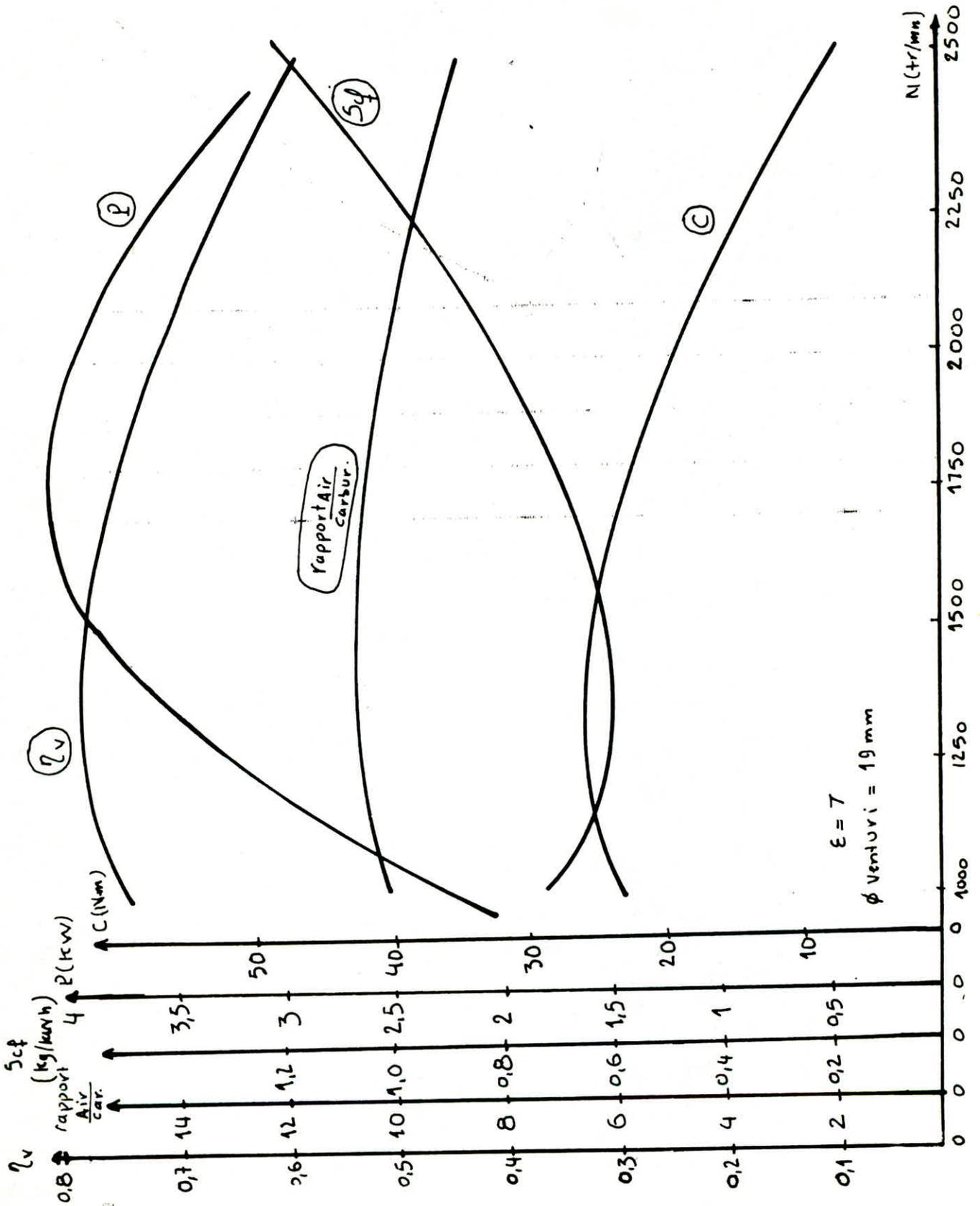
proportionnel à la vitesse de rotation du moteur, comme le montre la relation suivante.

$$\eta_v = \frac{C_{HR}}{C_{HH}} = K_v \frac{C_{HR} T_a}{P_a N}$$

Pour les faibles vitesses, le remplissage est plus important que l'augmentation de la vitesse, ce qui se traduit par l'augmentation du rendement volumétrique, mais pour les grandes vitesses, le remplissage décroît en raison de l'inertie des gaz, et puisque la vitesse augmente aussi, on a une diminution du rendement volumétrique.

On a représenté sur la courbe suivante les variations du couple \textcircled{C} , de la puissance \textcircled{P} , de la consommation spécifique \textcircled{SFC} ; du rapport air/carburant, et du rendement volumétrique $\textcircled{\eta_v}$ en fonction du régime du moteur.

On a choisi le cas où $\varepsilon = 7$ et le diamètre du Venturi = 19 mm.



V.2 L'EFFET DE LA DIMENSION DU VENTURI SUR LES PERFORMANCES DU MOTEUR

Après l'étude faite sur l'effet du régime du moteur sur les différentes performances, on s'intéresse maintenant à l'effet de la dimension du Venturi.

Les remarques qu'on peut faire, sur les différentes courbes tracées pour différents diamètres de Venturi, sont les suivantes :

- * Le couple moteur sera donc d'autant plus important et gardera une valeur importante que le remplissage sera plus complet, c'est à dire qu'il aura moins de résistance au passage de gaz ; donc d'autant que le diamètre du Venturi est plus grand, autant que le couple moteur est plus grand

- x En diminuant la section du Venturi, on augmente la dépression et la vitesse de l'air, mais on diminue le débit d'air, et cela se traduit par une perte de puissance.

Donc en augmentant le diamètre du Venturi, on a une augmentation de puissance.

- * La consommation spécifique de carburant diminue quand on augmente le diamètre du Venturi, donc elle s'améliore.

La consommation spécifique minimale se décalant vers une vitesse supérieure du moteur, chaque fois qu'on augmente la dimension du diamètre du Venturi.

0,3 kg / kW.h est une des valeurs type de la consommation spécifique, plus cette valeur est faible, plus économique est le moteur pour une puissance de sortie donnée; quand on augmente le diamètre du venturi, la consommation spécifique s'approche plus de cette valeur type.

- * Le rapport air / carburant augmente plus quand on augmente la dimension du diamètre du Venturi.

Dans les conditions idéale, le rapport air / carbu-

rant doit être de l'ordre de $14,6 : 1$, pour obtenir une combustion complète.

Chaque fois qu'on diminue le diamètre du Venturi, le rapport air/carburant s'éloigne de $14,6$, en devenant inférieur à ce nombre; donc on a des mélanges plus riches pour des diamètres de Venturi plus petits; car en diminuant le diamètre du Venturi, on augmente la dépression et la vitesse de l'air, mais on diminue le débit d'air.

- * Quand on augmente le diamètre du Venturi on remarque que le rendement volumétrique augmente, car le choix du Venturi plus grand pour une vitesse donnée du moteur augmente la quantité d'air aspiré, ce qui améliore le rendement volumétrique. L'amélioration de ce rendement volumétrique est due à une réduction des pertes de friction du flux d'air dans le système d'admission, qu'elle même est fonction du carré de la vitesse du moteur.

L'augmentation du taux de compression réduit la consommation spécifique, mais cette réduction est plus importante chaque fois qu'on diminue le diamètre du Venturi.

- * L'effet de l'augmentation du taux de compression, diminue le rapport air/carburant, pour les petits diamètres des Venturis, mais elle l'augmente pour les grands diamètres du Venturi (ex 23 mm) car il y a une augmentation du débit d'air importante, du fait que la cylindrée a augmenté de volume.
- * D'une manière générale, les résultats montrent que les performances s'améliorent quand on réduit les obstacles à l'écoulement de l'air à travers le carburateur, c'est à dire en augmentant le diamètre du Venturi, mais cette augmentation est limitée, car on doit pas dépasser une certaine valeur du diamètre de l'étranglement, qui est $K = 0.8 D$, au-dessus de cette valeur la dépression n'est pas suffisante pour que l'essence débite du gicleur et n'assure pas une bonne homogénéité du mélange air/essence.

* On remarque que pour les diamètres du Venturi élevés et pour des taux de compression élevés les rendements volumétriques diminuent, ce qui réduit les performances du moteur, même le rapport air/carburant s'éloigne, et devient au-dessus de la valeur idéale, et le mélange devient pauvre, et cette pauvreté se traduit par un excès d'air et une diminution de dépression.

VI CONCLUSION

Cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine des moteurs, par le moyen d'un banc d'essai.

Le banc d'essai TD 43, nous a permis de déterminer les paramètres caractéristiques du moteur à essence, ceci en pleine charge, en tenant compte des changements du diamètre du Venturi et du taux de compression.

En effet les essais menés sur ce banc d'essai ont donné des résultats satisfaisants, dues à l'état du banc d'essai et aux précautions prises lors de la manipulation.

Ce banc d'essai pourrait servir éventuellement aux élèves ingénieurs mécaniciens et faire l'objet d'une manipulation en travaux pratiques, car le champ d'exploitation de ce banc d'essai est très vaste.

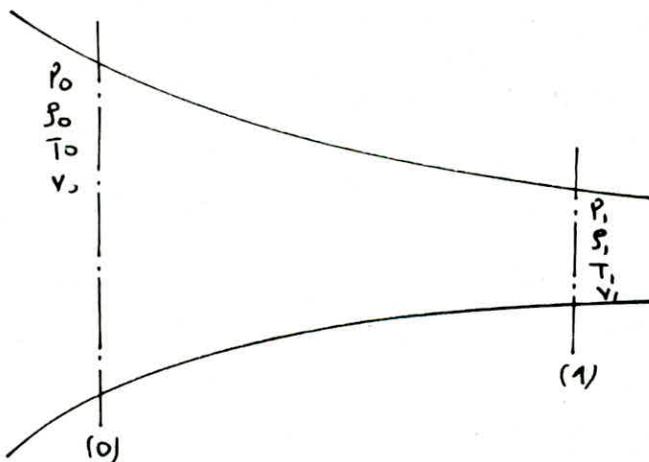
Nous recommandons à toute personne utilisant le banc, de suivre les instructions se trouvant sur le bulletin technique avant la mise en marche,

pour éviter tout endommagement de l'installation.
Si on veut que le banc d'essai, ait une durée
de vie considérable, il faut s'intéresser davantage
à sa maintenance en suivant les consignes
de maintenance donnés par le constructeur dans
le bulletin technique du banc d'essai TD43.

ANNEXE A1

DETERMINATION DE LA RELATION DE
SAINT- VENANT

On va considérer le cas général d'un écoulement isentropique dans une canalisation, soit deux états (0) et (1)



Le principe de la conservation de l'énergie se traduit par la relation suivante :

$$U + PV + gz + \frac{1}{2} v^2 = \text{cste} \quad (1)$$

ou: $U + PV$: traduit l'enthalpie

gz : traduit l'énergie potentiel

$\frac{1}{2} v^2$: traduit l'énergie cinétique.

L'enthalpie correspond à la quantité totale d'énergie du système caractéristique d'un certain état :

C'est la somme de l'énergie interne et du travail fourni par le système : $H = U + PV$ (2)

où P et V sont respectivement la pression et le volume du système

On remarque que pour les gaz (dans les écoulements de tuyère), on néglige toujours gz .

Alors la relation (1) devient :

$$H + \frac{1}{2} v^2 = \text{cste} \quad (3)$$

Cette constante n'est autre que l'enthalpie totale H_t

donc:
$$H_t = H + \frac{1}{2} v^2 \quad (4)$$

On sait que l'enthalpie statique peut s'écrire

comme suit :
$$H = C_p T \quad (5)$$

- détermination de la chaleur massique à pression.

constante : C_p

On a:
$$r = C_p - C_v \quad (6)$$

et
$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (7)$$

Si on multiplie l'équation (6) par $1/C_p$ on obtiendra.

$$\frac{r}{C_p} = 1 - \frac{C_v}{C_p} \quad (8)$$

En tenant compte de l'équation (7) on aura :

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r \quad (9)$$

En remplaçant la nouvelle relation de C_p (9) dans l'équation (5) on obtiendra :

$$H = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T \quad (10)$$

puisque l'air est considéré comme un gaz parfait

$$\text{on a : } \frac{P}{\rho} = r T \quad (11)$$

donc la relation devient :

$$H = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} \quad (12)$$

En remplaçant la relation dans l'équation

on obtient une nouvelle équation d'énergie :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 = \text{cste} \quad (13)$$

En considérant le cas général de l'écoulement

isentropique dans une canalisation et en appliquant

la relation (13) pour ce cas on obtient :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} v_0^2 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} v_1^2 \quad (14)$$

En combinant on aura :

$$\frac{v_0^2 - v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_0}{\rho_0} \right] \quad (15)$$

En mettant en facteur le terme $\frac{P_0}{\rho_0}$ on obtient

$$\frac{v_0^2 - v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_0}{\rho_0} \left[\frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_1} - 1 \right] \quad (16)$$

Puisque la transformation est adiabatique alors on a :

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{cste} \quad \text{d'où} : \frac{P_0}{\rho_0^\gamma} = \frac{P_1}{\rho_1^\gamma}$$

$$\text{donc on a : } \rho_1 = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{1/\gamma} \cdot \rho_0 \quad (17)$$

En remplaçant la relation (17) dans la relation on aura

$$\frac{v_0^2 - v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_0}{\rho_0} \left[\frac{P_1}{P_0} \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/\gamma} \frac{\rho_0}{\rho_0} - 1 \right] \quad (18)$$

en combinant on aura

$$\frac{v_0^2 - v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (19)$$

Pour notre cas, c'est un cas particulier de l'équation

générale précédente ou la vitesse du fluide

à l'entrée de la canalisation est nulle d'où $v_0 = 0$

donc cela permet de déterminer la vitesse du fluide

à l'intérieur de la canalisation.

donc on aura :

$$\frac{v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_0}{\rho_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (20)$$

On en déduit :

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (21)$$

c'est l'équation de Saint-Venant qui permet de calculer la vitesse du fluide quand on se fixe la pression P_1 à l'intérieur de la canalisation

ANNEXE A2

INFORMATIONS GENERALES

Spécification du moteur :

Moteur Diesel marin à quatre temps Farrymann A30
refroidi par eau

Caracteristiques :

Taux de compression	5:1 à 11:1 (essence)
Alesage	95 mm
Course	82 mm
Cylindrée	582 cm ³
Regime	1000 à 2500+r/mn
Puissance maximale	7 kW
Couple maximale	50 N.m
Calage à l'allumage	de 30° avant à 10° apres le PMH
Venturi	19, 21, 23, 25 mm

Carburants

On peut utiliser n'importe quelle qualité d'essence.

Poids spécifique	0,741
Pouvoir calorifique	42000 kJ/kg

BIBLIOGRAPHIE

- (1)- Le Mecanicien - electronicien d'Automobile (Tome 1)
- JOSEPH MAURIZOT
- (2)- Mécanique Appliquée
- R. Thibaut
- (3)- La Carburatation
- A. NOUVEN
- (4)- Moteurs à essence
- J. THONON
- (5)- Encyclopedie des sciences industrielles
- Quillet
- (6) - Histoire des Inventions
- (7) - Buletin Technique du Banc d'essai TD43
- (8) - Les Moteurs - M. MENARDON

TABLE DES SYMBOLES

AC:	Arbre à cames
B:	Bielle
Ca:	Carter
Cu:	Culasse
P _s :	Piston
SA:	Soupape d'admission
SE:	Soupape d'échappement
TA:	Tubulure d'admission
TE:	Tubulure d'échappement
VL:	Villebrequin
PMH:	Point mort haut
PMB:	Point mort bas
V:	cylindrée
V _h :	cylindrée unitaire
Cy:	cylindre
v:	Volume de la chambre de combustion
R:	Richesse du mélange
λ:	coefficient d'air
q _e :	débit massique de l'essence
q _a :	débit massique de l'air
ρ:	Poids spécifique
N:	Régime du moteur
D:	Diamètre de la bride du carburateur
k:	diamètre de l'étranglement du venturi
t:	temps de consommation
C:	couple moteur
C _f :	couple de friction
P _a :	pression atmosphérique
T _a :	température ambiante
C _m :	consommation massique du carburant
C _v :	consommation volumétrique du carburant
P:	Puissance au frein
P _f :	perte de friction
s _{fc} :	consommation spécifique du carburant
CH _r :	charge d'air admise réellement
CH _{th} :	charge d'air admise théoriquement
η _b :	Rendement thermique
η _v :	Rendement volumétrique
η _m :	Rendement mécanique.

