

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

1 ex

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETABLISSEMENT DE CORRELATION
EN VUE DE LA PRÉVISION DES
CARACTÉRISTIQUES THERMODYN-
AMIQUES DES MOTEURS

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. Benbraïka

M. Melki

M. Benbraïka .

PROMOTION : septembre 1990

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Dedicaces

/ -) MES CHERS PARENTS.

/ -) TOUTE MA FAMILLE.

/ -) TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS.

Remerciements

___/e tiens a remercier

Mon promoteur Monsieur BENBRATKA pour son aide precieuse
et les Conseils qu'il m'a prodigués.

---ous les professeurs qui ont contribue à ma formation
d'Ingénieur.

---ous ceux qui ont donné le meilleur d'eux même pour la
réalisation de ce Projet.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Sommaire

CHAPITRE I : INTRODUCTION. 1

CHAPITRE II : GENERALITES. 2

II. 1) Moteur à combustion interne 2

II.1.1) Cycle moteur à quatre temps. 2

II.1.2) Classification des moteurs à combustion interne. 2

II.2) Equipement d'un banc d'essais de moteurs. 3

II.2.1) Description du banc d'essai TD 43 4

II.2.2) Les différents Organes du banc. 4

II.3) Généralites sur les freins. 6

CHAPITRE III : Critères de performances de moteur.

III.1) Puissance 7

III.1.1) Puissance indiquée 7

III.1.2) Puissance au frein 7

III.1.3) Les pertes pour frottement du moteur. 8

III.2) Consommation de Carburant

III.2.1) Consommation volumique 11

III.2.2) Consommation massique 11

III.2.3) Consommation spécifique 11

III.3) Rendement.

III.3.1) Rendement mecanique 13

III.3.2) Rendement thermique 13

III.3.3) Rendement volumetrique. 13

III.4) Rapport Air/Carburant. 14

CHAPITRE VI : ETABLISSEMENT D'UN MODELE MATHEMATIQUE.

- VI. 1) Approximation par un Polynome déterminé par la méthode des moindres carrés. 16
- VI. 2) Application sur les résultats obtenus sur le banc d'essai. 20

CHAPITRE V. : EXPLOITATION DES RESULTATS.

- V. 1) Puissance 21
- V.2) Couple 28
- V. 3) Consommation. 29

C O N C L U S I O N .

A N N E X E S .

INTRODUCTION.

Dans l'Industrie, l'Usage des moteurs à combustion internes est très répandu, nécessitant toujours une évolution permanente pour atteindre les objectifs souhaités et surmonter les contraintes liées à leurs utilisations, on peut citer respectivement l'amélioration des performances, le confort et la fiabilité en ce qui concerne les premiers, et la réduction de la consommation de l'énergie et les normes anti-pollution pour les seconds.

Pour réaliser cette adaptation, les constructeurs sont contraints à réaliser des essais, qui ont pour but de prouver dans quelle mesure le système fonctionne conformément aux prévisions établies et de corriger les éventuels écarts avant d'entamer le travail de série.

Partant de ce fait, nous nous sommes fixés comme objectif dans cette étude, d'éliminer cette dépendance des constructeurs envers cette étape - la, en recommandant un modèle de simulation de performances.

Notre travail consiste à trouver une corrélation pour l'évaluation des performances des différents moteurs (Diesel, Essence) à partir de la collection des données caractéristiques d'un moteur donné et des résultats expérimentaux ensuite à l'utilisation du banc d'essais TD 43.

Notons que cette corrélation peut être utile à l'estimation de la consommation énergétique d'un parc roulant.

GENERALITES

11-1. Moteur à combustion interne. [1]

On appelle cycle, l'évolution en pression et en température de la masse gazeuse d'un cylindre de moteur thermique, le renouvellement de la masse gazeuse s'effectue tous les deux tours de vilebrequin dans le cycle à quatre temps et à chaque tours dans le cycle à deux temps.

11-1-1. Cycle moteur à quatre temps.

- 1er temps : admission de la masse gazeuse pendant la course descendante à l'intérieur du piston, durant cette phase le cylindre est ouvert par l'orifice d'admission (Soupape d'admission).
- 2ème phase : dans la course ascendante le piston comprime la masse gazeuse après fermeture de l'orifice d'admission. En fin de compression l'inflammation du gaz est réalisée par l'étincelle d'allumage.
- 3ème phase : Les gaz sont portés à une température élevée par combustion et la pression s'élève dans le cylindre durant la course descendante, le piston reçoit l'effort correspondant à la détente des gaz.
- 4ème phase : l'Orifice d'échappement est ouvert, dans la course ascendante le piston refoule les gaz brûlés à l'extérieur du cylindre.

11-1-2. Classification des Moteurs à combustion interne.

- Moteur à allumage commandé : c'est le type de moteur les plus utilisé pour la propulsion des véhicules automobiles le fonctionnement du moteur à allumage commande repose essentiellement sur le mélange préalable du combustible et sur la nature de la combustion du mélange carbure le dégagement de l'énergie thermique dans le moteur à allumage commandé tient d'abord à la préparation d'un mélange de combustible et de carburant, il doit être correctement dosé et suffisamment homogène pour être enflammé par l'étincelle d'allumage a un moment convenable du cycle.

Il faut noter aussi que le mélange combustible carburant est généralement composé d'un hydrocarbure et l'air atmosphérique.

.../...

- Moteur à allumage par compression (Diesel) : le processus du moteur à allumage par compression est très différent de celui à allumage commandé en ce sens que le combustible est directement injecté dans le carburant préalablement porté à une température élevée par compression adiabatique, l'inflammation spontanée des premiers éléments de combustible injectés se produit après un court délai, puis la combustion se produit à fur et à mesure de l'introduction du combustible.

II-2. Equipement d'un banc d'essais de moteurs. [2]

L'équipement d'un banc d'essais moteur dépend évidemment de la nature des essais envisagés (essais de réception ou contrôle, essais de moteur prototype, essais d'endurance, essais de recherche etc ...) et de l'étude particulière de fonctionnement du moteur s'effectue au cours de ces essais.

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

Parmi les mesures classiques généralement utilisées, citons :

- * Le Couple
- * La Vitesse de rotation (nombre de tours du moteur par minute ou nombre de tours total au cours d'une mesure.
- * Le débit de combustible
- * Le débit d'air admis
- * La température de l'air ambiant
 - . du fluide de refroidissement du moteur
 - . de l'huile de graissage.
 - . des gaz d'échappement
- * La pression de l'air ambiant
 - . du combustible dans le circuit d'alimentation.
- * L'avance à l'allumage ou à l'injection.

La Pression maximale qui peut être obtenue au cours de ces mesures et conditionnée par l'instrument utilisé, mais elle dépend en outre des conditions d'emploi de cet instrument par l'expérimentateur lui même.

11-3-1. Description du banc d'essai TD 43.

Le banc d'essai TD 43 est équipé d'un moteur monocylindre (diesel) à quatre temps, dont le taux de compression varie entre 5 et 18.

Le moteur fonctionne à l'essence, au gaz oil, au propane et au gaz naturel, un supresseur d'alimentation peut être utilisé avec diesel ou essence injecté.

Un dynamomètre électrique est accouplé au moteur et sert à démarrer ce dernier et à le faire tourner lors des essais de friction.

Deux consoles sont montées derrière le moteur, et le dynamomètre, celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre (mode moteur et générateur) et les commandes de sélection de la charge.

La console de droite porte les instruments de mesure des performances du moteur, au dessus de cette console sont montés les réservoirs d'essence et de gaz-oil ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement.

Derrière la console monté, un débitmètre visqueux mesure la consommation d'air du moteur, et l'ensemble ventilateur, radiateur assurant le refroidissement du moteur.

11-3-2. Les différents organes du banc.

- Moteur :

Le moteur est à quatre temps, traditionnel excepté le fait que le taux de compression peut être modifié;

- Modification du taux de compression.

Le taux de compression varie en faisant varier le volume de la chambre de combustion en déplaçant la partie supérieure du moteur par rapport au carter.

Le déplacement du cylindre est mesuré à l'aide d'un micromètre, la courbe d'étalonnage attachée à la console droite nous donne le réglage micrométrique en fonction du taux de compression fig (11 - 1).

.../...

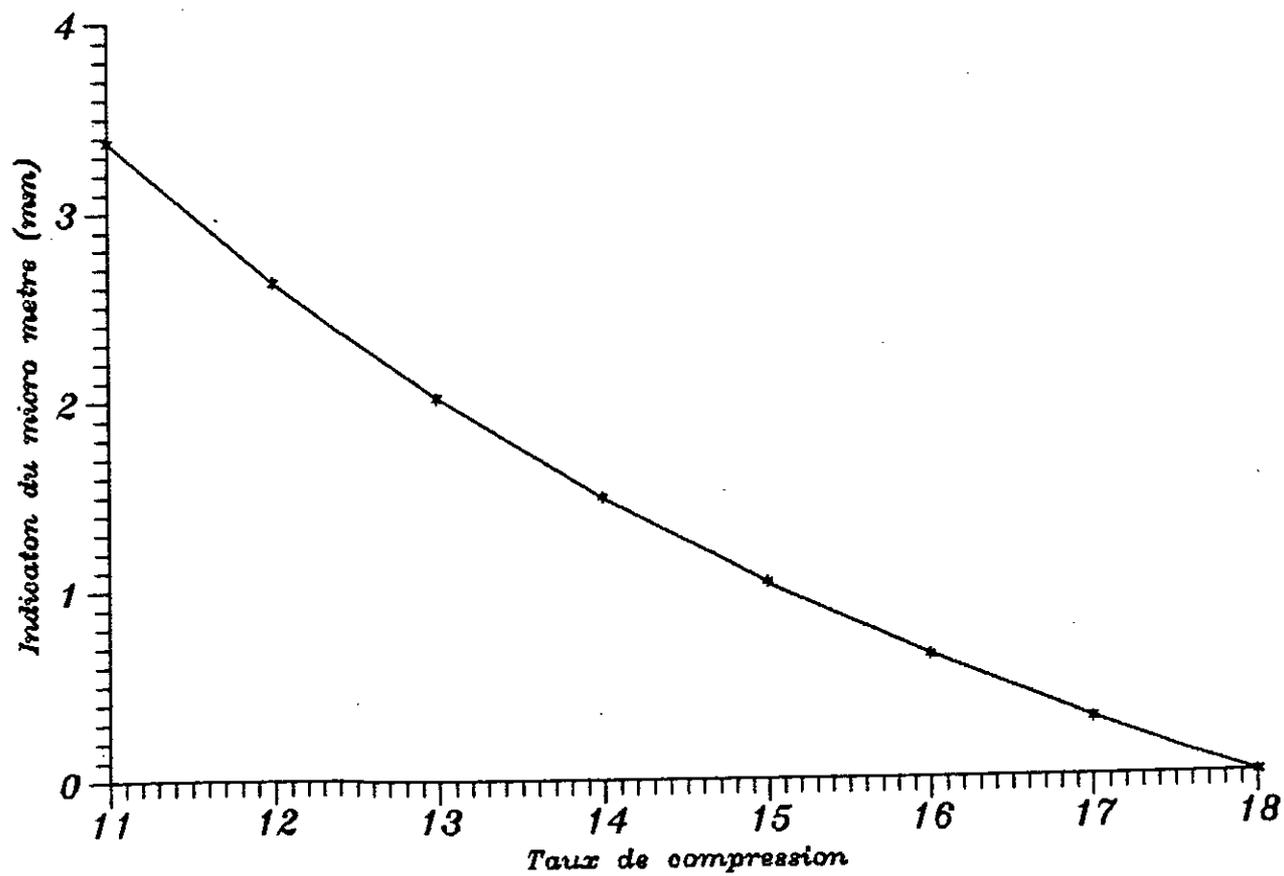


Fig II-1 Courbe d'étalonnage des taux de compression
(diesel)

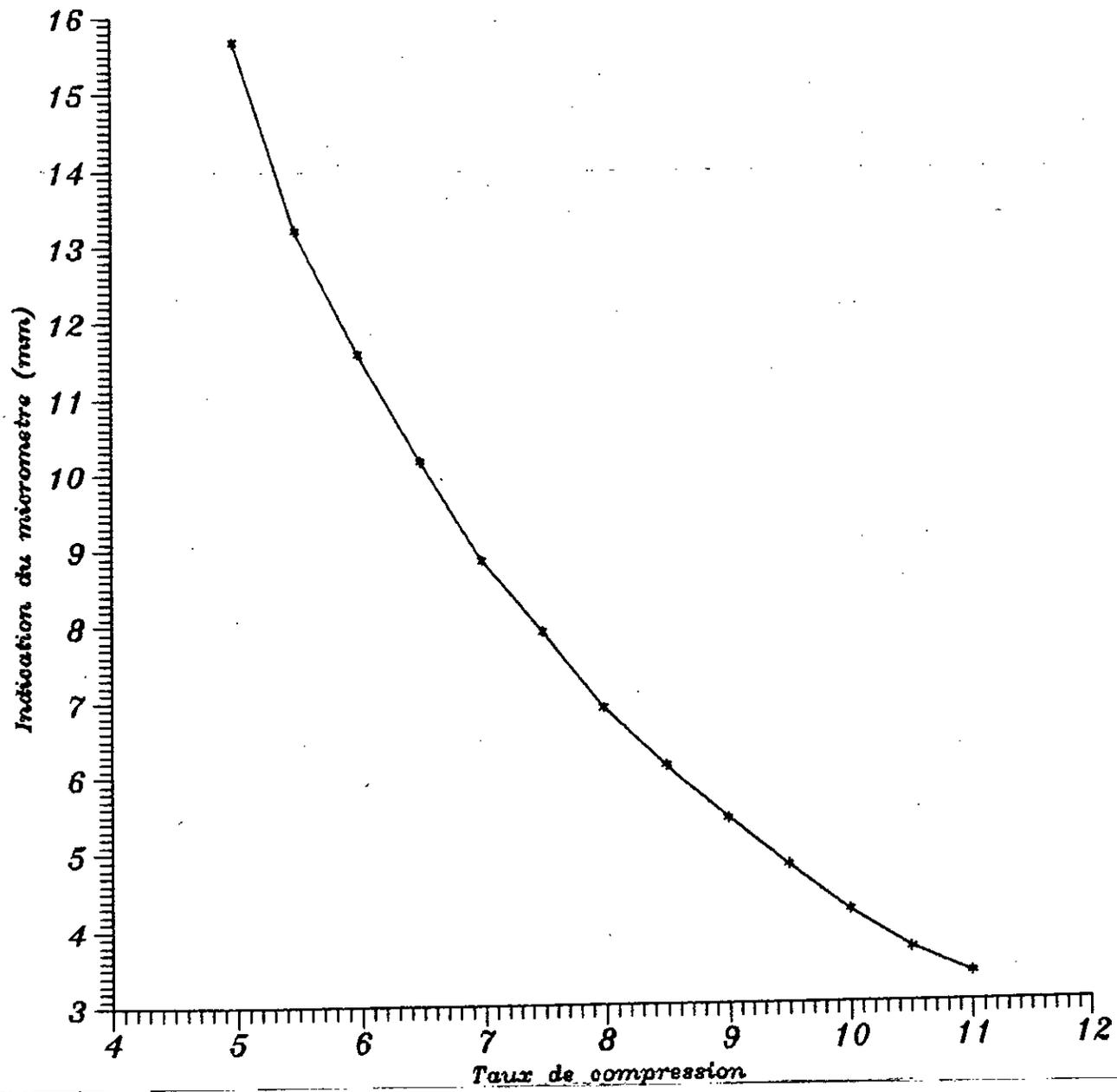


Fig II-1 Courbe d'etalonage des taux de compression (essence)

- Système d'allumage :

Le système d'allumage est composé d'une bobine automobile de 12 V et un rupteur dont la commande est assurée par une came. L'allumage peut être calé entre 30° avant P M H et 10° après P M H.

- Dynamomètre :

Le dynamomètre est un appareil électrique à courant continu qui outre son rôle de frein lors des essais du moteur, sert à le mettre en marche et à le faire tourner lors des essais de frictions.

- Système de refroidissement :

L'eau de refroidissement est pompé dans le collecteur de tête vers le radiateur qui dissipe la chaleur dans l'atmosphère, elle passe ensuite dans la chemise d'eau du cylindre où elle se charge de la chaleur dégagée par le moteur.

- Instruments de mesure :

Le banc d'essai TD 43 dispose d'instruments qui permettent de mesurer les performances du moteur telles que le tachymètre, couple mètre, wattmètre, thermocouples et débit mètre.

- Débit mètre d'Air :

Pour la mesure de la consommation d'air, on utilise un débit mètre visqueux. La courbe d'étalonnage nous donne la valeur du débit d'air fig (II-2).

- Débit mètre de carburant :

Une pipette à trois niveaux 8 ml, 16 ml et 32 ml permet de mesurer le débit de carburant en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer l'un des trois volumes de combustible.

- Débit mètre d'eau de refroidissement.

Le débit d'eau de refroidissement du moteur est fonction de la chaleur indiquée par le rotamètre.

La courbe d'étalonnage de ce dernier nous donne ainsi la valeur du débit d'eau (fig II-3).

.../...

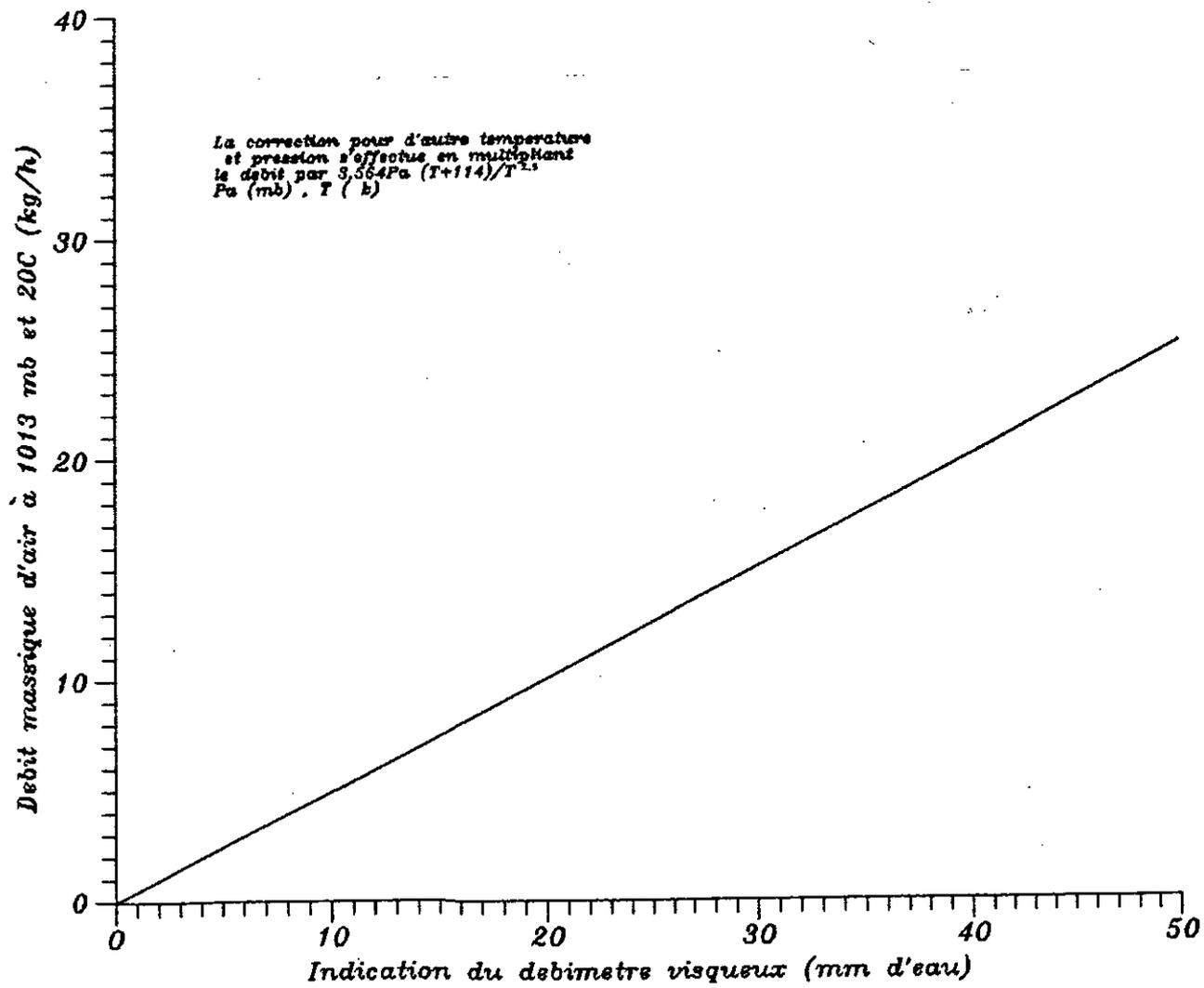


Fig II-2 Courbe d'etalonage du debimetre visqueux

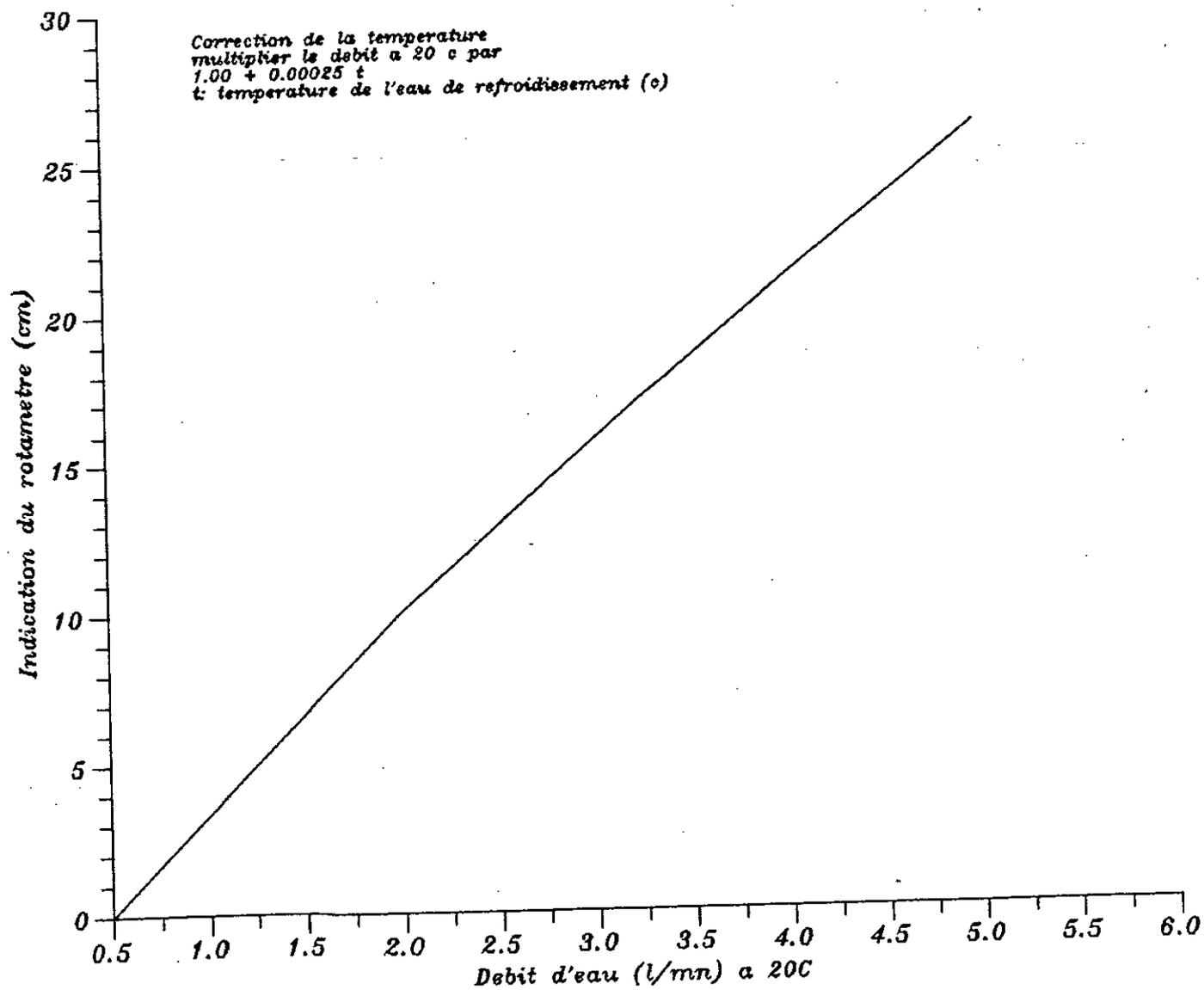


Fig II-3 Courbe d'étalonnage du débitmètre visqueux de l'eau de refroidissement

11-4. - Généralités sur les freins : [2]

Les freins utilisés au banc d'essais permettent de maintenir le moteur dans des conditions déterminées nécessaires pour une mesure du couple et non dans le cas plus général, directement de la puissance.

Ils doivent donc réunir les conditions suivantes :

- . Absorber les puissances effectives du moteur dans le domaine de la charge et vitesse de rotation utilisée.
- . Maintenir un couple de freinage constant pendant un temps suffisamment long.
- . Maintenir un régime lors des variations accidentelles de charge.

Les freins transforment l'énergie mécanique produite par le moteur en chaleur suivant le mode de transformation on peut classer les freins en différents catégories:

- . Dynamomètre hydraulique.
- . Dynamomètre électrique
- . Frein à friction mécanique (de PRONY).

CHAPITRE III.

=====

CRITERES DE PERFORMANCES DE MOTEUR.

III.1 - Puissance

/a plupart des machines à combustion interne sont caractérisées par la puissance maximale qu'elles sont capables de développer à chaque vitesse de rotation admissible.

III-1-1. Puissance indiquée :

/a puissance indiquée et la puissance correspondante au travail fourni par le moteur. Cette puissance est supérieure à celle effectivement disponible au vilebrequin, puisqu'elle ne tient pas compte des pertes mécaniques.

$$P_i = P_{mi} - \frac{L \cdot A \cdot n}{60} \quad W$$

- P_{mi} : Pression moyenne indiquée.
 L : Course du piston
 n : Nombre de temps moteur.

Pour les cas des moteurs à quatre temps, n est égale à $N/2$
où N est la vitesse de rotation du moteur tr/mm .

III-1-2. Puissance au frein

Cette puissance s'obtient en mesurant le couple du moteur qui travaille contre l'action du frein.

Le TD 43 utilise un frein électrique (dynamomètre) qui dissipe l'énergie par un réseau de résistances.

$$P_e = \frac{2 \cdot N}{60} \cdot C \quad W$$

- N : Vitesse de rotation en tr/mm .
 C : Couple au frein Nm .

Cette puissance est effectivement disponible au vilebrequin.

III-1-3 Les pertes par frottement du moteur [2]

Le rendement global dépend du rendement mécanique, rendement qui tient compte :

- * D'une part de l'énergie utilisé pour l'entraînement des auxiliaires (organes de distribution, ventilation, pompes à eau ...)
- * D'autres part des pertes par frottement entre pistons, segments et cylindres et au coussinets des bielles et du vilebrequin.

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

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

Méthode de détermination des pertes par frottement

Parmi les méthodes employées pour déterminer les pertes par frottement du moteur, on peut citer :

* Calcul de la puissance indiquée par planimétrage d'un diagramme de pression : connaissant la puissance effective développée au frein, on a :

$$P_i = P_e + P_f$$

P_f : Pertes par frottement

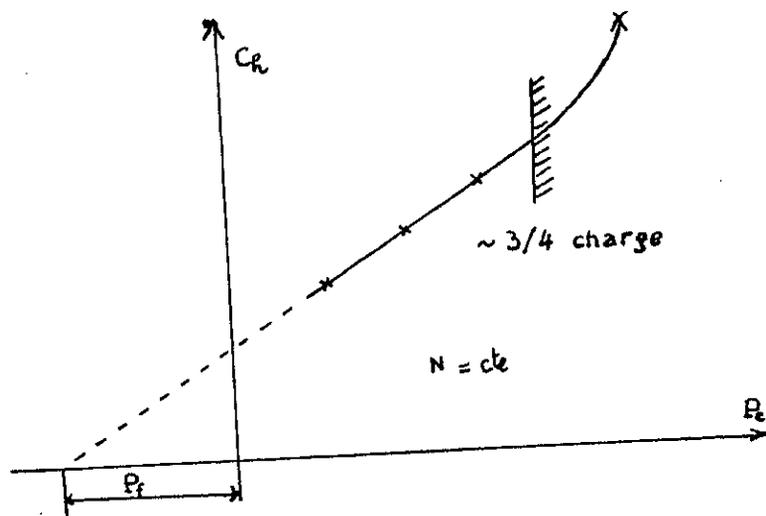
$$\text{et } r_m = \frac{P_e}{P_i}$$

r_m : rendement mécanique.

La validité de cette méthode, théorique très précise, dépend de l'équipement de mesure des pressions, une erreur très faible de localisation du PMI, sur le diagramme peut entraîner une erreur importante de P_i .

* Tracé de la courbe $C_n = f(P_e)$ pour $N = \text{Cste}$ (fig III-1)

Cette méthode peut être employée lorsque, dans la zone de fonctionnement étudiée le rendement indiqué du moteur reste constant ; c'est pratiquement le cas du moteur DIESEL entre la marche à vide et une charge de $3/4$ environ, dans ces conditions une valeur approchée des pertes par frottement au régime considéré est donnée par l'intersection de la droite extrapolée $C_n = f(P_e)$ avec l'axe des abscisses.



Cette méthode ne peut pas s'appliquer au cas des moteurs à allumage commandé pour lequel varie de manière importante avec la charge.

* Coupures d'allumage ou d'injection sur moteur multicylindre si la combustion est supprimée sur le cylindre J d'un moteur comportant n cylindre, en admettant que les pertes par frottement globales ne sont pas modifiées par rapport au fonctionnement normal au même régime, on a :

$$Pe (n - J) = Pi (n - J) - Pf$$

Pi (n - J) et Pe (n - J) étant les puissances indiquées et effectives mesurées lorsqu'il n'y a pas de combustion dans le cylindre J.

En répétant l'opération sur chacun des cylindres, sachant que la puissance indiquée en fonctionnement normal Pi (n) est égal à :

$$Pi (n) = Pe (n) + Pf = \sum_{J=1}^n (Pi (n) - Pi (n - J)) .$$

$$\text{ou } (n - 1) Pi (n) = \sum_{J=1}^n Pi (n - J)$$

$$(n - 1) Pe (n) + (n - 1) Pf = n Pf + \sum Pe (n - J)$$

$$\text{d'où } Pf = (n - 1) Pe (n) - \sum P (n - J)$$

* Mesure de la puissance d'entraînement du moteur

Si le moteur est accouplé à un dynamomètre électrique comme c'est le cas pour le TD 43 on peut sans difficulté mesurer la puissance

$$Pf = \frac{2 \pi N}{60} C_f .$$

où C_f est le couple de friction donnée par la courbe d'étalonnage fig (III-1).

III-2 Consommation de Carburant

C'est le temps nécessaire pour la consommation d'un volume de carburant dans notre cas les différents volumes sont (B - 16 - 32) (ml) .

.../...

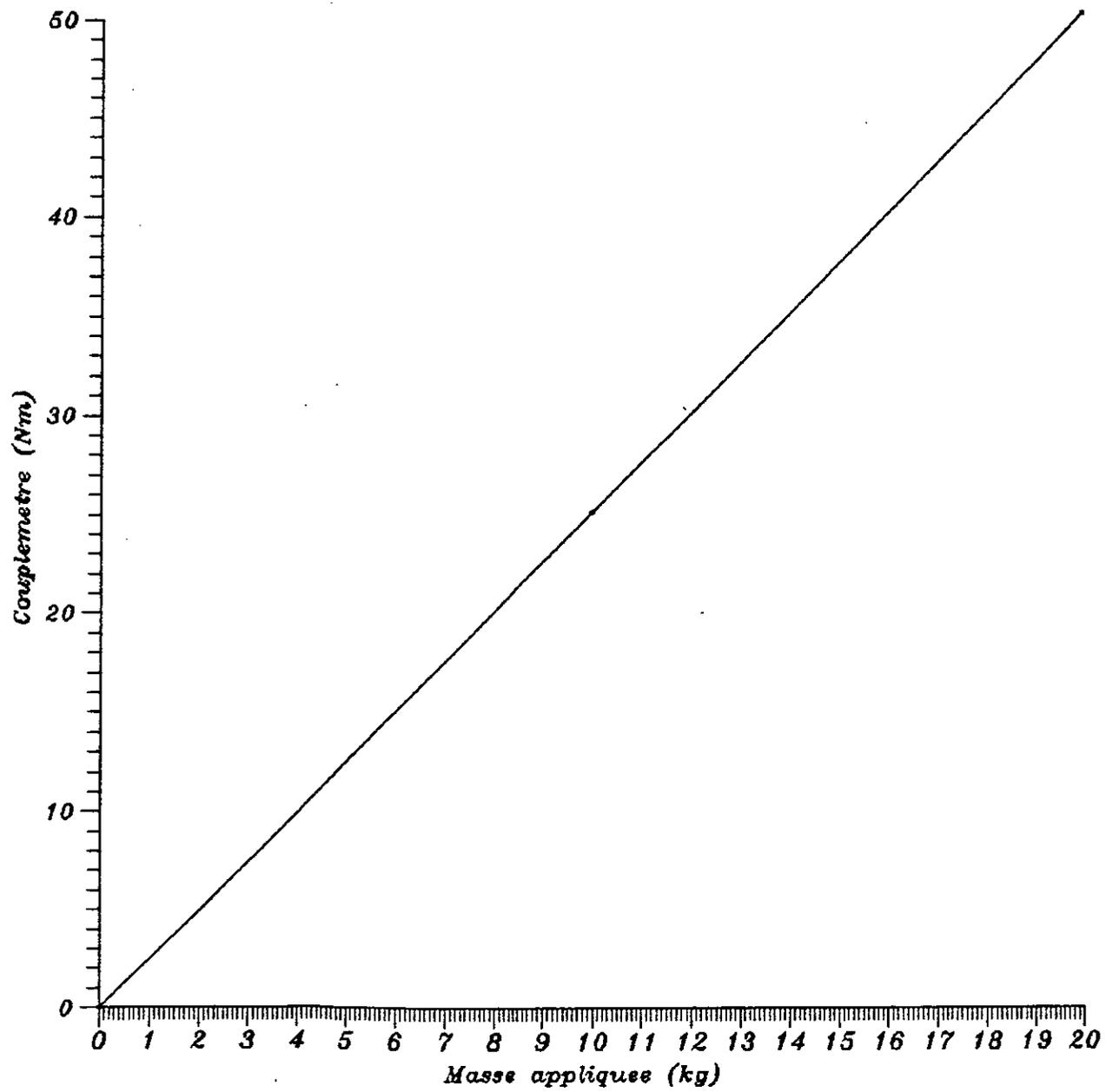


Fig III-1. Courbe d'etalonage du couplemetre

III-2-1 Consommation volumique

La consommation volumique de carburant se calcule en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer un volume qui peut être 8 ml, 16 ml ou 32 ml.

$$\dot{V} = \frac{1}{3} \left(\frac{8}{t_1} + \frac{16}{t_2} + \frac{32}{t_3} \right) \quad \text{ml/s}$$

III-2-2 Consommation massique

elle est donnée par la relation

$$C_m = l_c \dot{V}$$

\dot{V} : Consommation volumique

l_c : Masse spécifique du carburant.

gaz - oil	$l_c = 0,84$	kg/l
Essence	$l_c = 0,741$	kg/l

III-2-3 Consommation

La consommation spécifique du carburant et la masse de combustible consommée par unité de travail

La consommation spécifique indiquée :

$$C_{si} = \frac{C_h}{P_i}$$

C_h : Consommation massique

P_i : Puissance indiquée.

Cette consommation spécifique reste constante, si on admet que le rendement indiqué reste constant

$$C_{si} = \frac{C_h}{P_i} = K_1$$

Pour une vitesse de rotation donnée, P_f correspondant aux pertes par frottements de puissances, varie très peu avec la charge du moteur, on admettra donc

$$P_f = K_2$$

.../...

d'où la consommation spécifique effective, C_{se}

$$C_{se} = \frac{C_h}{P_e} \quad \text{kg/kwh}$$

$$C_{se} = \frac{C_h}{P_e} \cdot \frac{P_i}{P_i} = \frac{C_h}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_e}$$

$$C_{se} = C_{si} \frac{P_e + P_f}{P_e} = K_1 \left(1 + \frac{P_f}{P_e} \right)$$

$$C_{se} = K_1 \left(1 + \frac{K_1}{P_e} \right)$$

et avec $K_1 \cdot K_2 = K_3$

$$C_{se} = K_1 + \frac{K_3}{P_e} \quad \text{équation hyperbole équilatère}$$

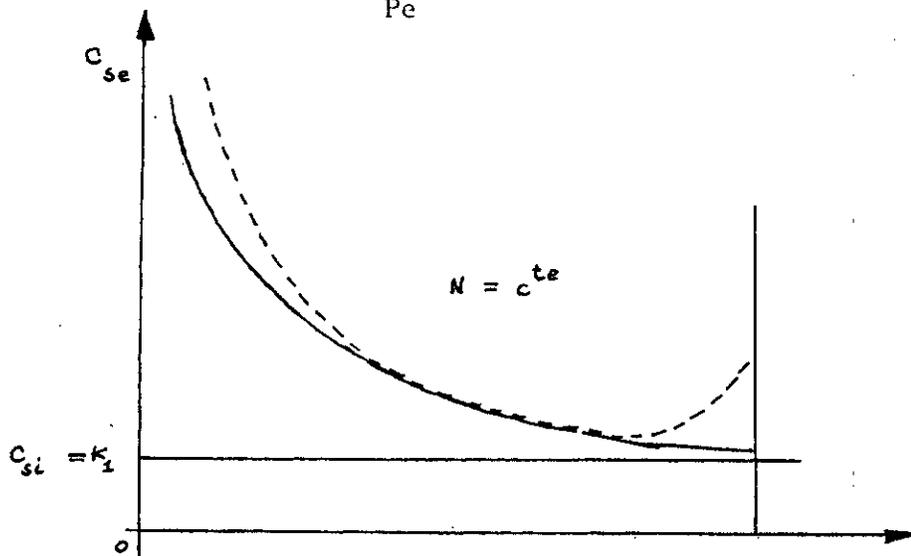


Fig III-2

REMARQUE : En réalité, pour un moteur à allumage commandé, l'hypothèse d'un rendement indiqué (ou consommation indiquée C_{si}) constant quelle que soit la charge, n'est pas vérifiée et la courbe d'utilisation réelle s'écarte de la courbe d'utilisation définie avec les hypothèses précédentes (courbe en pointillé).

III-3 Rendement

III-3-1 Rendement mécanique :

La puissance recueillie sur l'arbre est inférieure à la puissance indiquée du fait des pertes d'énergie dues aux frottements mécaniques d'où la notion du rendement **mécanique**

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

$$n_m = \frac{P_e}{P_e + P_f}$$

$$n_m = \frac{1}{1 + \frac{P_f}{P_e}}$$

III-3-2 Rendement thermique

C'est le rapport entre la valeur calorifique introduite dans le moteur et la quantité de travail fournie par ce dernier.

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

$$n_{th} = \frac{P_e}{C_n - P_{ci}}$$

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur KJ/Kg

$$n_{th} = \frac{3600}{C_{se} \cdot P_{ci}}$$

III-3-3 Rendement volumétrique

Dans la pratique, le moteur n'aspire pas une pleine charge d'air à chaque course d'admission, on définit le rendement volumétrique comme suit :

.../...

$$n_v = \frac{\text{Charge d'air admise réellement}}{\text{Charge d'air idéale que peut contenir le cylindre dans C.A.}} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{th}}$$

$$\dot{m}_{th} = \frac{Pa \cdot Vn}{T_{ct}} = \frac{Pa}{r \cdot Ta} \cdot \frac{V}{2,6/N}$$

$$\dot{m}_{th} = \frac{Pa \cdot N \cdot Vn}{120 \cdot R \cdot Ta}$$

Pa : pression atmosphérique [m bars]

Ta : Température ambiante [K]

\dot{m}_{th} : Débit d'air idéal [Kg/h] , Vn = 582 cm³ (T D 43)

$$\dot{m}_{th} = \frac{582 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-2}}{120 \cdot 287} \cdot 3600 \frac{Pa \cdot N}{Ta}$$

$$\dot{m}_{th} = 0,00608 \frac{Pa \cdot N}{Ta}$$

\dot{m}_r est déterminé expérimentalement à partir de la courbe d'étalonnage (fig 11 - 2).

$$\text{On aura } n_v = 164,47 \frac{\dot{m}_r \cdot Ta}{Pa \cdot N}$$

III-4 Rapport Air / Carburant

L e rapport au carburant est le rapport du débit d'air par le débit massique de carburant.

$$L = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_f}$$

CHAPITRE VI.

ESTABLISSEMENT D'UN MODELE MATHEMATIQUE

Le modèle mathématique est un système constitué soit par un ensemble abstrait (équation, relation, opération) soit par un système concret (modèle réduit, modèle analogique) mais toujours conçu par l'homme afin de représenter tout ou une partie du comportement d'un système réel.

Le modèle mathématique à travers les ordinateurs constitue un outil de calcul puissant permettant de résoudre par voie numérique tout les problèmes susceptibles d'être exprimés par des équations ou des lois numériques.

Pour la conception d'un modèle mathématique, il faut au préalable choisir et poser le système d'équation définissant le phénomène étudié, de déterminer la méthode la plus fiable pour la résolution numérique, et enfin établir le programme machine pour la résolution de ce système.

VI-1 : APPROXIMATION PAR UN POLYNOME DETERMINE PAR LA METHODE DES MOINDRES
CARRES. [3]

/'Approximation d'une fonction f au sens des moindres carrés est basé sur la norme

$$\|f\| = \langle F \cdot g \rangle^{1/2}$$

ou $\langle F \cdot g \rangle$ est le produit scalaire, c'est à dire, si F_i est définie par ses composantes (F_0, F_1, \dots, F_n) et g par (g_0, g_1, \dots, g_n) alors :

$$\langle F \cdot g \rangle = f_0 g_0 + f_1 g_1 + \dots + f_n g_n$$

est nombre ou scalaire

si la fonction F est donnée par les valeurs $y_i = F(x_i)$ qu'elle prend en $n + 1$ points X_i distincts dans un intervalle a, b .

alors $F^* = \sum_{k=0}^n \alpha_k F_k$ réalise la meilleure approximation, au sens des

moindres carrés si :

$$\sum_{L=1}^n [y_i(X_i) - F^*(X_i)]^2 < \sum_{L=1}^n [y_i(X_i) - F(X_i)]^2.$$

Il faut donc déterminer les $n + 1$ coefficients, pour chaque point i , soit r_i l'erreur appelée ici résidu, pour chaque point i :

$$r_i = F(X_i) - y_i \quad i = 1 \text{ à } n$$

/'a fonction $F(X)$ donnant la meilleure approximation, au sens large des moindres carrés pour l'ensemble des données est la combinaison linéaire, qui donne les plus petites sommes des carrés des résidus.

$$Q = \sum_{L=1}^n r_i^2$$

$$Q = \sum_{L=1}^n \left[\alpha_1 F_1(X_i) + \dots + \alpha_n F_n(X_i) - y_i \right]^2$$

.../...

Q est donc fonction des paramètres α_i ($i = 1$ à n), donc les minimums sont obtenues lorsque les $n + 1$ dérivées partielles de Q suivant α_j soient simultanément nulles..

$$\frac{\partial Q}{\partial \alpha_j} = 2 \left[F(x_i) - y_i \right] \frac{\partial F(x_i)}{\partial \alpha_j} = 0$$

Cela se traduit par un système linéaire de $n + 1$ équation dont les inconnues sont les paramètres α_j .

Calcul des coefficients de la matrice associée au système on voit immédiatement que :

$$\frac{\partial F(x_i)}{\partial \alpha_k} = F_k(x_i) \quad k = 1 \text{ à } n.$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \alpha_k} = 2 \sum_{i=1}^n \left[F(x_i) + \dots + F_n(x_i) - y_i \right] F_k(x_i) = 0$$

ou sous la forme matricielle définissant le système d'équation normales.

$$\begin{bmatrix} \sum [F_1(x_i)]^2 & \sum F_1(x_i) \cdot F_2(x_i) & \dots & \sum F_1(x_i) F_n(x_i) \\ \sum F_1(x_i) F_2(x_i) & \sum [F_2(x_i)]^2 & \dots & \sum F_2(x_i) F_n(x_i) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum F_1(x_i) \cdot F_n(x_i) & \dots & \dots & \sum [F_n(x_i)]^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \vdots \\ \alpha_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum F_1(x_i) y_i \\ \sum F_2(x_i) y_i \\ \dots \\ \sum F_n(x_i) y_i \end{bmatrix}$$

Nous retiendrons pour $F_k(x)$ le cas particulier de polynomes de la forme :

$$F_k(x) = x^{k-1}$$

Les équations normales qui déterminons α_k pour ce cas particulier, peuvent être obtenues simplement en substituant x_i^{k-1} dans $F_k(x_i)$

.../...

$$\begin{bmatrix} N & \sum x_i & \sum x_i^2 & \dots & \sum x_i^n \\ \sum x_i & \sum x_i^2 & \dots & \dots & \sum x_i^{n+1} \\ & & & & \\ & & & & \sum x_i^{2n} \\ \sum x_i^n & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \dots \\ \alpha_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N y_i \\ \sum x_i y_i \\ \dots \\ \sum x_i^n y_i \end{bmatrix}$$

La matrice est donc symétrique, le travail consiste à résoudre le système d'équation linéaire de la forme.

$$[A] \cdot [\alpha] = [B].$$

pour la résolution de ce système, la méthode de CHOLESKI est la plus conseillée pour sa bonne précision. Son principe est de factoriser la matrice $[A]$ sous la forme de $[S'] [S]$; où $[S]$ est une matrice triangulaire. comme la matrice est symétrique $a_{ij} = a_{ji}$, il suffit de faire les calculs pour $i < j$

$$\text{on a } a_{ij} = \sum_{k=1}^n s'_{ik} \cdot s_{kj} = \sum_{k=1}^n s_{ki} \cdot s_{ki}$$

puisque la matrice est triangulaire supérieure :

$$s_{kj} = 0 \quad \text{pour } k > j$$

$$\text{quant } i < j \quad a_{ij} = \sum_{k=1}^n s_{ki} \cdot s_{kj} \dots \dots \dots (1)$$

$$i = j \quad a_{ij} = \sum_{k=1}^i s_{ki}^2 \dots \dots \dots (2)$$

on impose $s_{ii} > 0$ pour $i = 1 \text{ à } n$

d'après la relation (1) pour $i = 1$

$$a_{11} = s_{11}^2 \implies s_{11} = \sqrt{a_{11}}$$

.../...

et

$$a_{i j} = s_{11} s_{1j} \quad s_{1 j} = \frac{a_{1 j}}{s_{11}}$$

$$s_{1 j} = \frac{a_{1 j}}{(\sqrt{a_{11}})}$$

Si les $i - 1$ premières lignes de la matrices sont connues

de

$$a_{ii} = \sum_{k=1}^i s_{ki}^2 = s_{1i}^2 + s_{2i}^2 + \dots + s_{ii}^2$$

$$s_{ii}^2 = a_{ii} - \sum_{k=1}^{i-1} s_{ki}^2$$

$$s_{ii} = \frac{a_{ii} - \sum_{k=1}^{i-1} s_{ki}^2}{s_{ii}}$$

$$s_{ij} = \frac{a_{ij} - \sum_{k=1}^{i-1} s_{ki} s_{ks}}{s_{ii}}$$

Dans ce paragraphe nous présentons les résultats expérimentaux obtenus sur le banc d'essais TD 43 suivant les deux versions (ESSENCE, DIESEL)

/ Le banc d'essai a permis d'obtenir les différentes performances du moteur, en plein charge que nous présentons sur les figures

Interpretation

/ La courbe du couple moteur est convexe et ce pour les deux versions du moteur aux faibles vitesses la depression croit avec l'augmentation de vitesse et le remplissage se fait parfaitement, puis ce dernier en raison de l'inertie des gaz et des frottements sur les parois décroît pour ce qui est de la puissance, étant donnée quelle est liée au couple par la relation $P = K \cdot C \cdot N$

K : constant , C = Couple, N = Vitesse de rotation.

ce qui explique la similitude des courbes correspondantes, la puissance maximale est atteinte pour des régimes supérieurs à celles pour lesquelles le couple maximal est atteint, ceci est dû au fait que le produit (CN) contenu à augmenté lorsque le couple commence à diminuer progressivement.

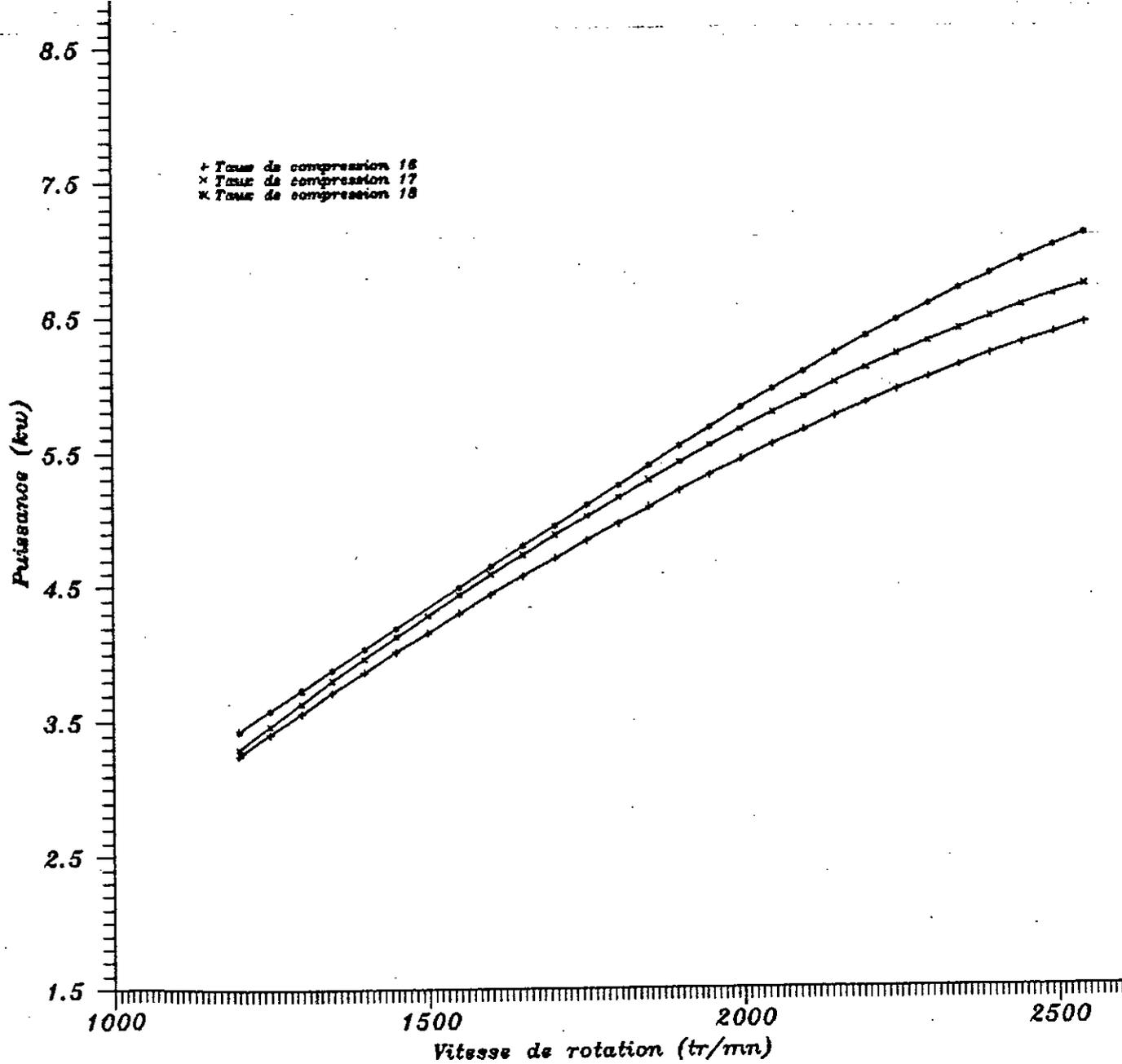


Fig VI-2 Variation de la puissance (diesel)

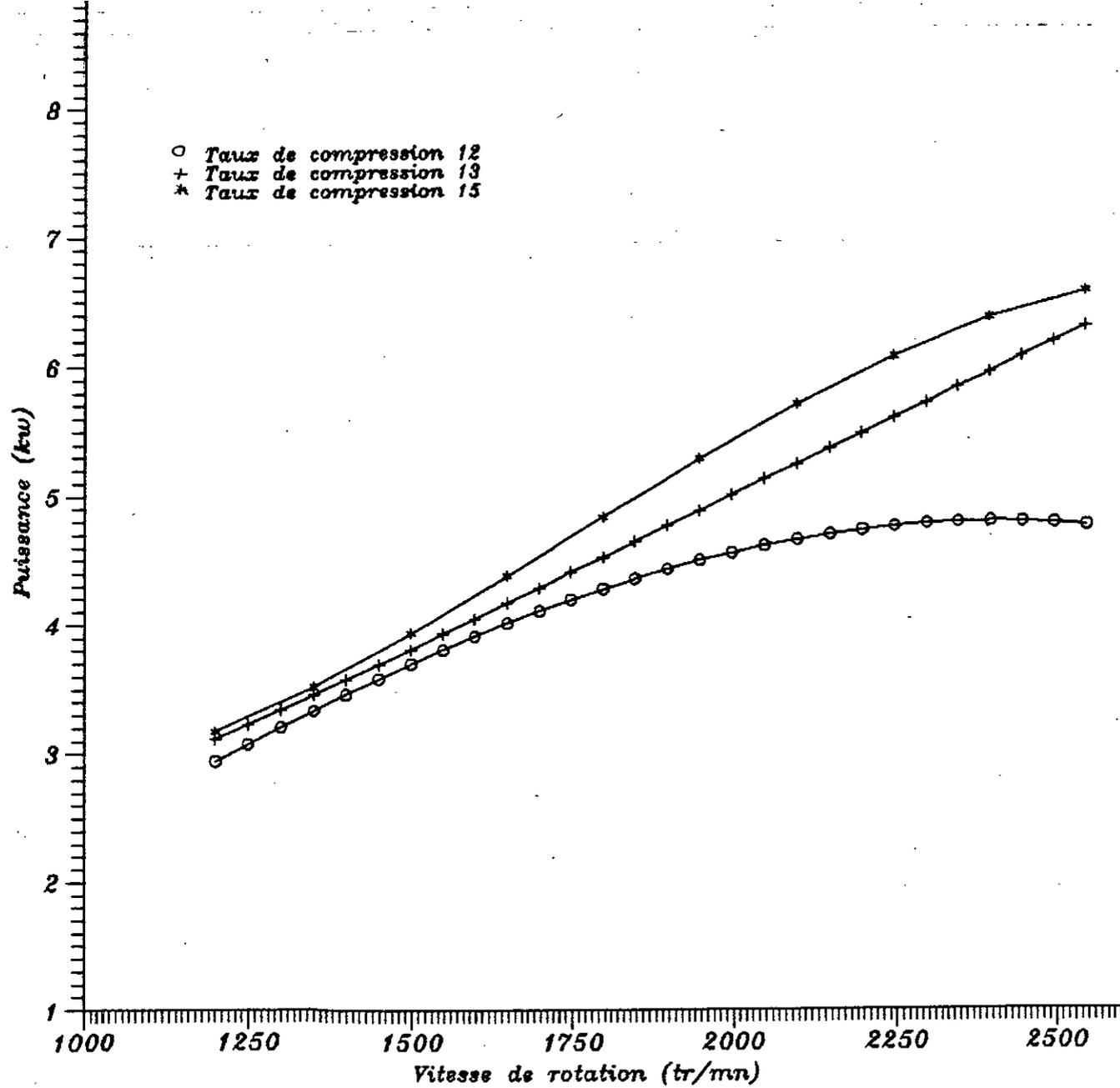


Fig VII.1 Variation de la puissance (diesel)

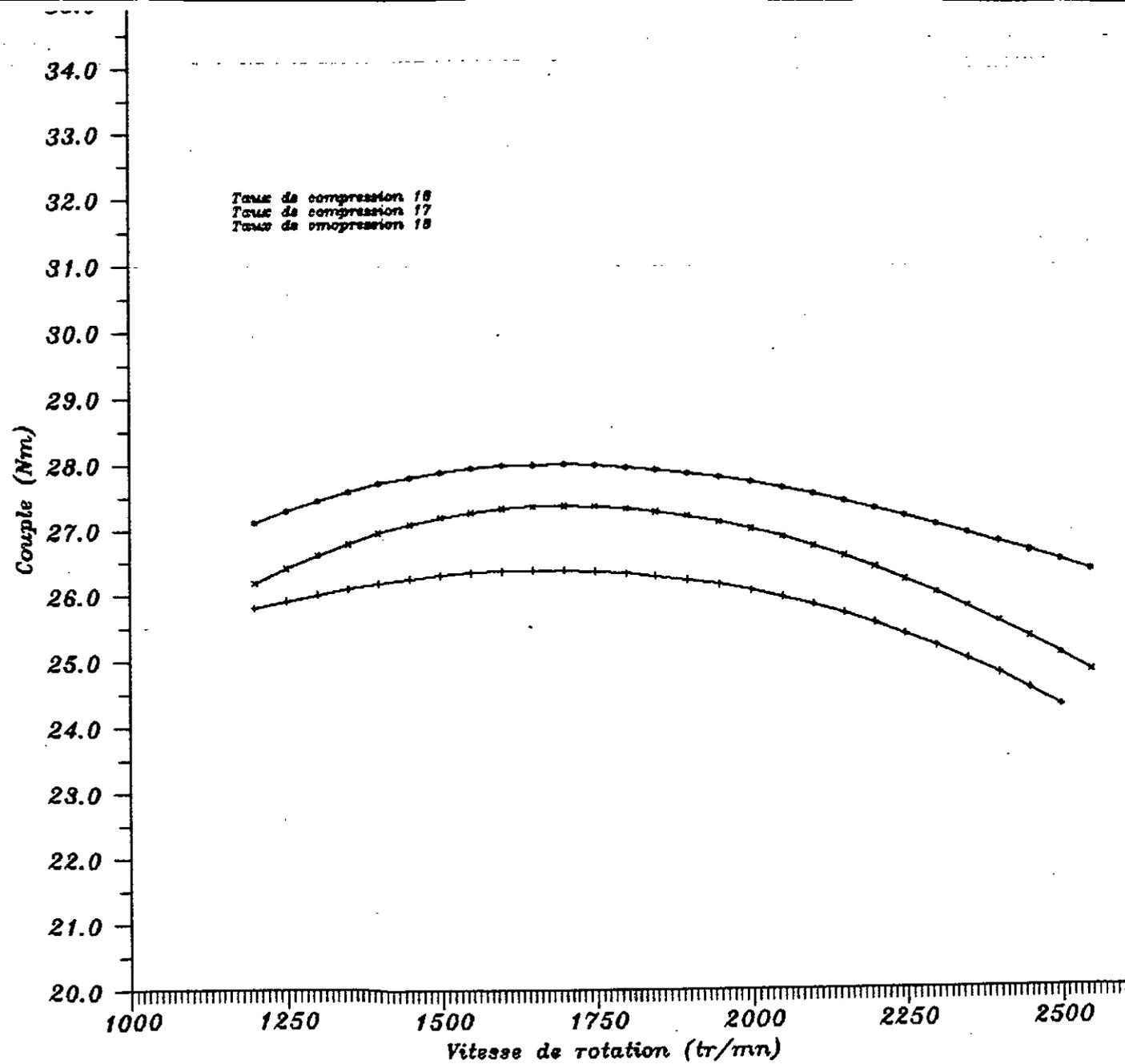


Fig VI-6 Variation du couple (diesel)

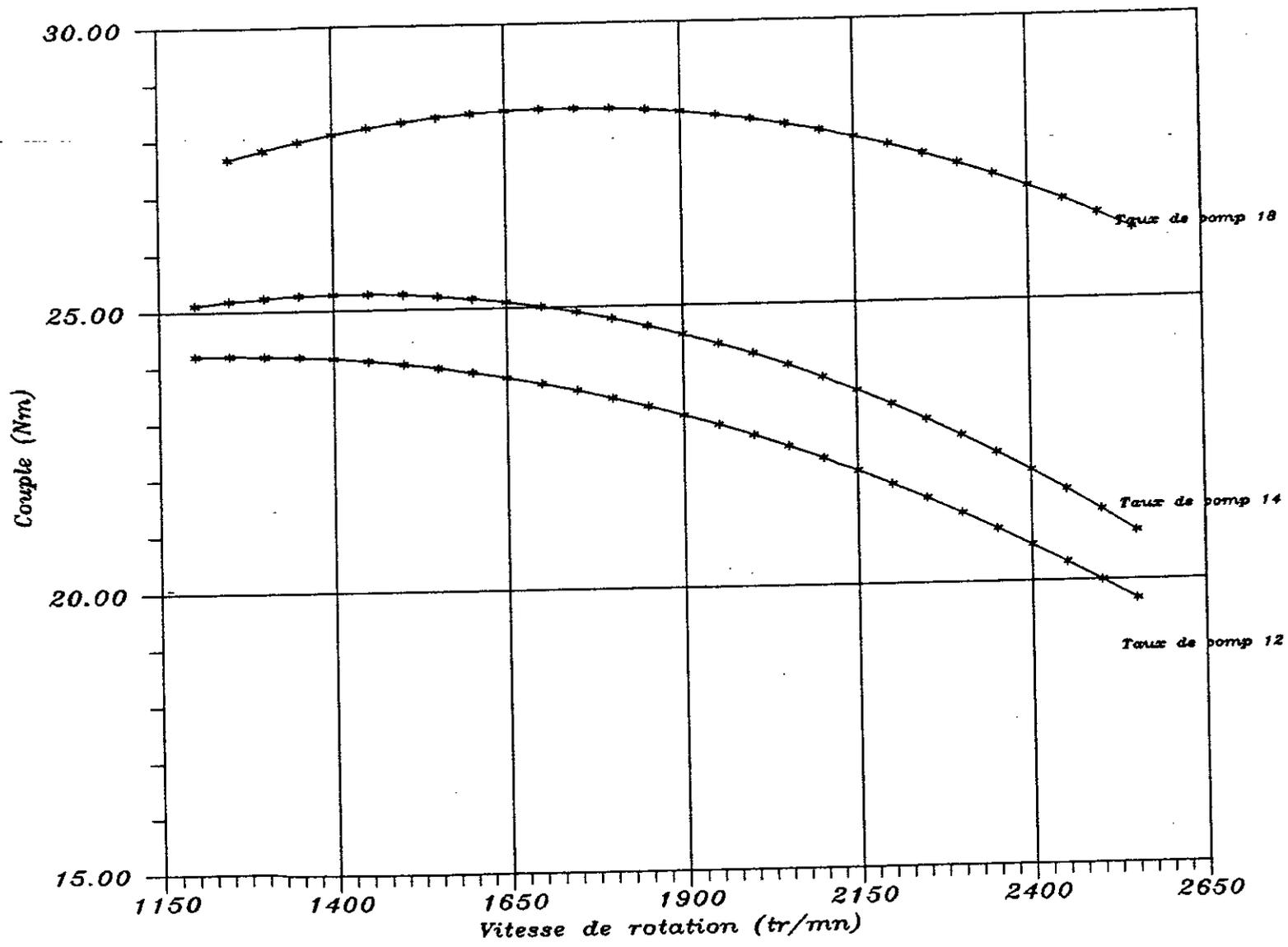


Fig VI-3 Variation du couple en fonction de la vitesse (diesel)

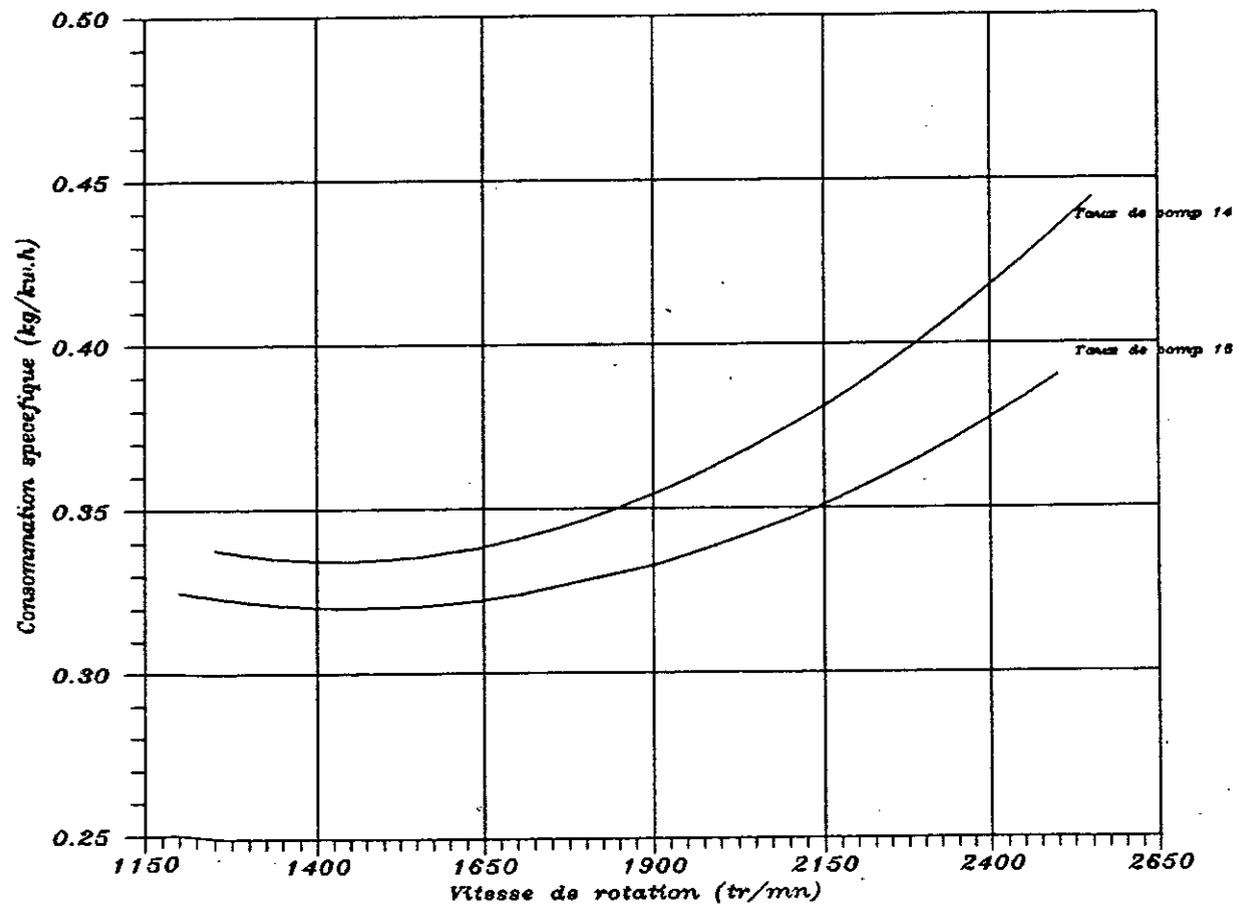


Fig VI - 4 - Variation de la consommation specefique en fonction de la vitesse (diesel)

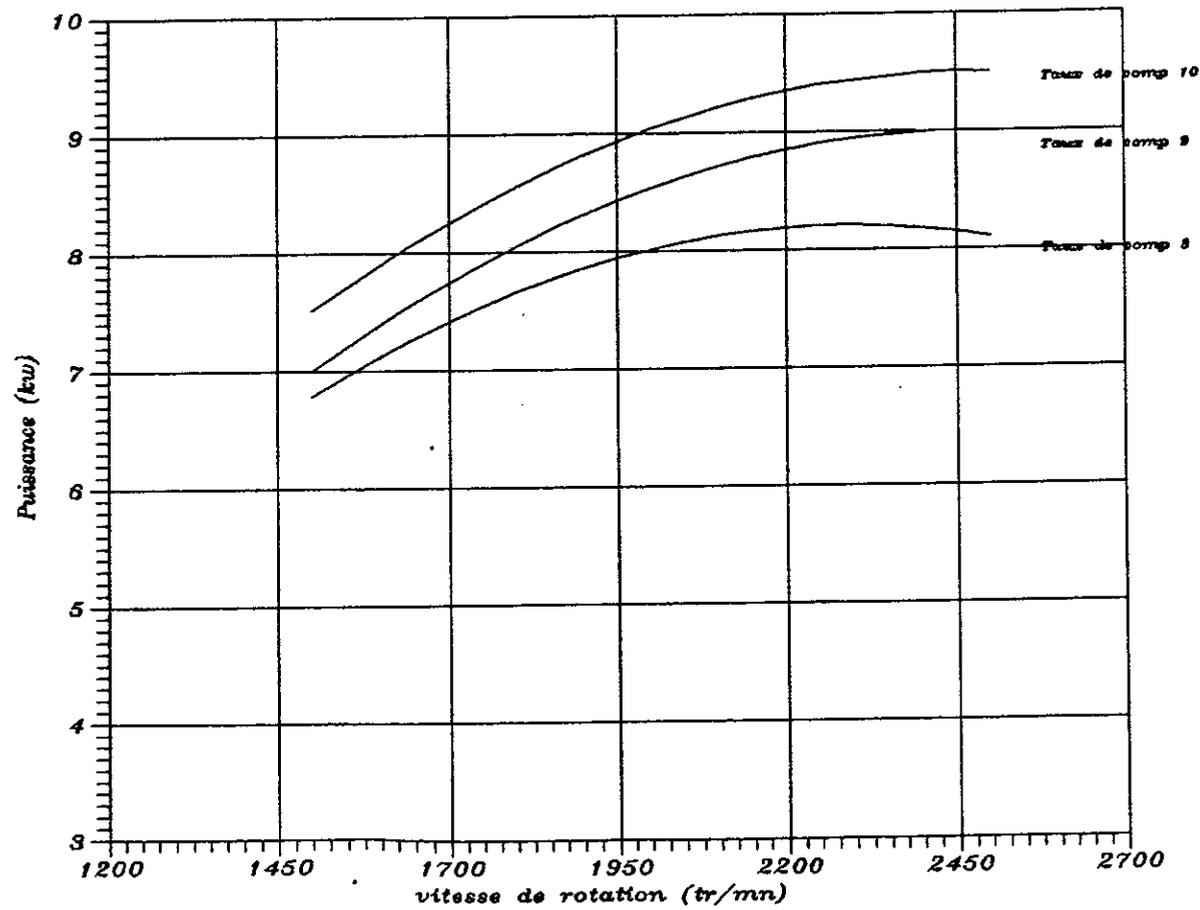


Fig VI-9 Variation de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

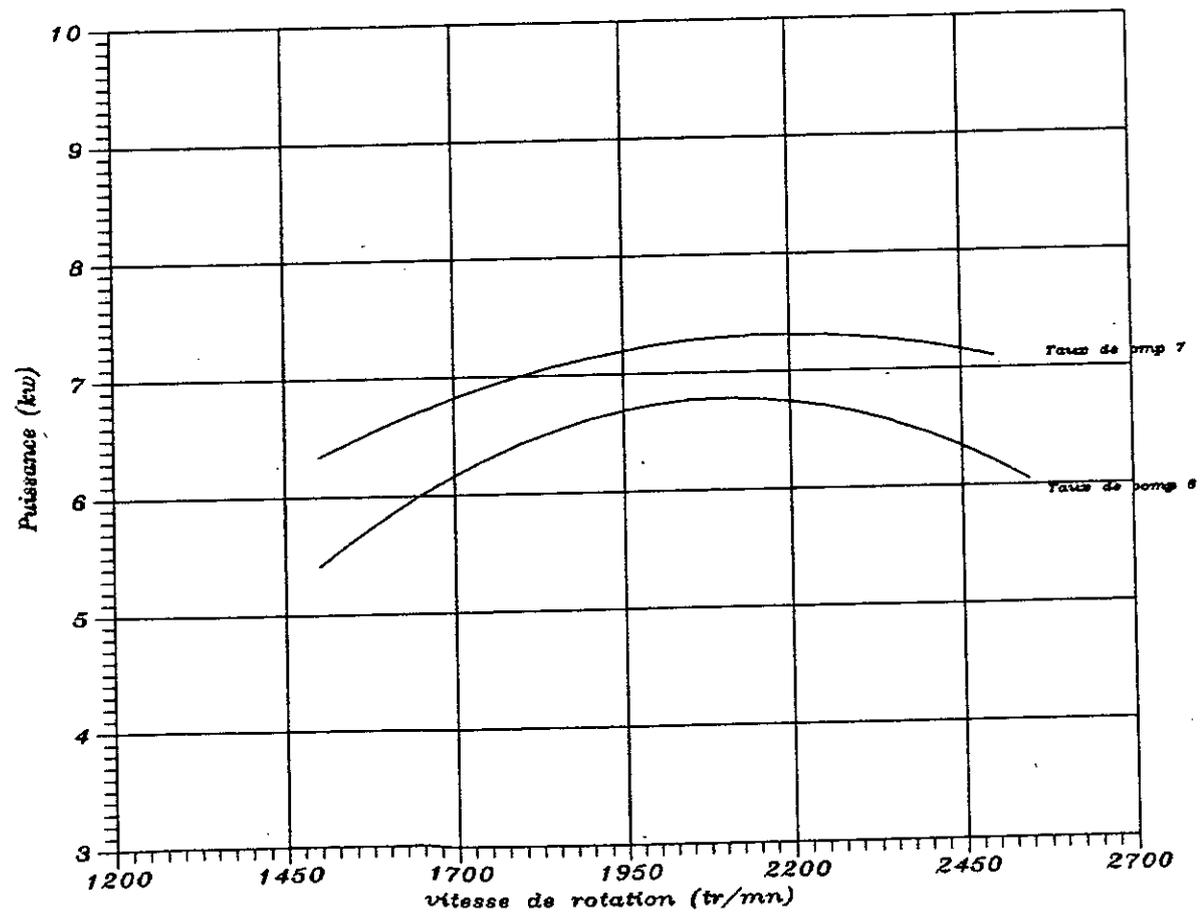


Fig VI.7 Variation de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

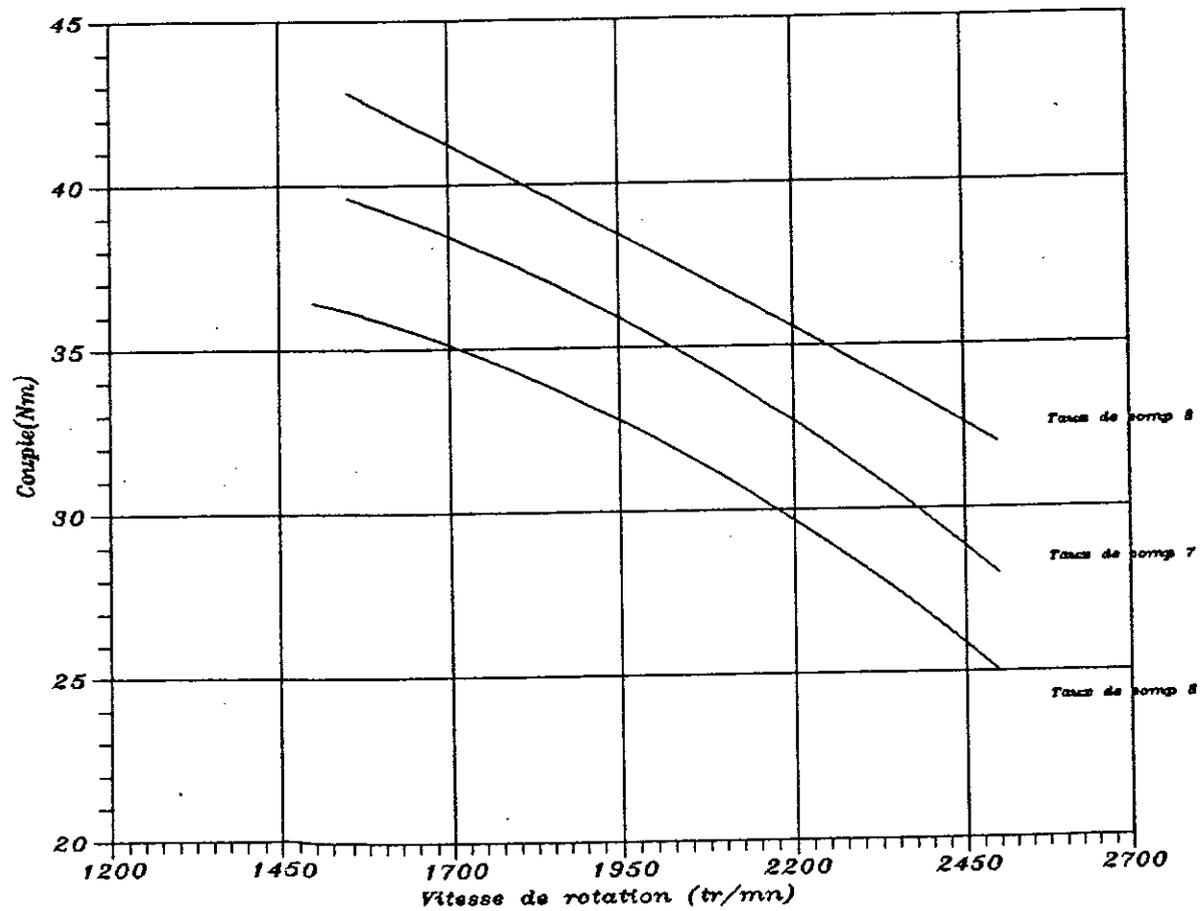


Fig VI-10 Variation du couple en fonction de la vitesse de rotation

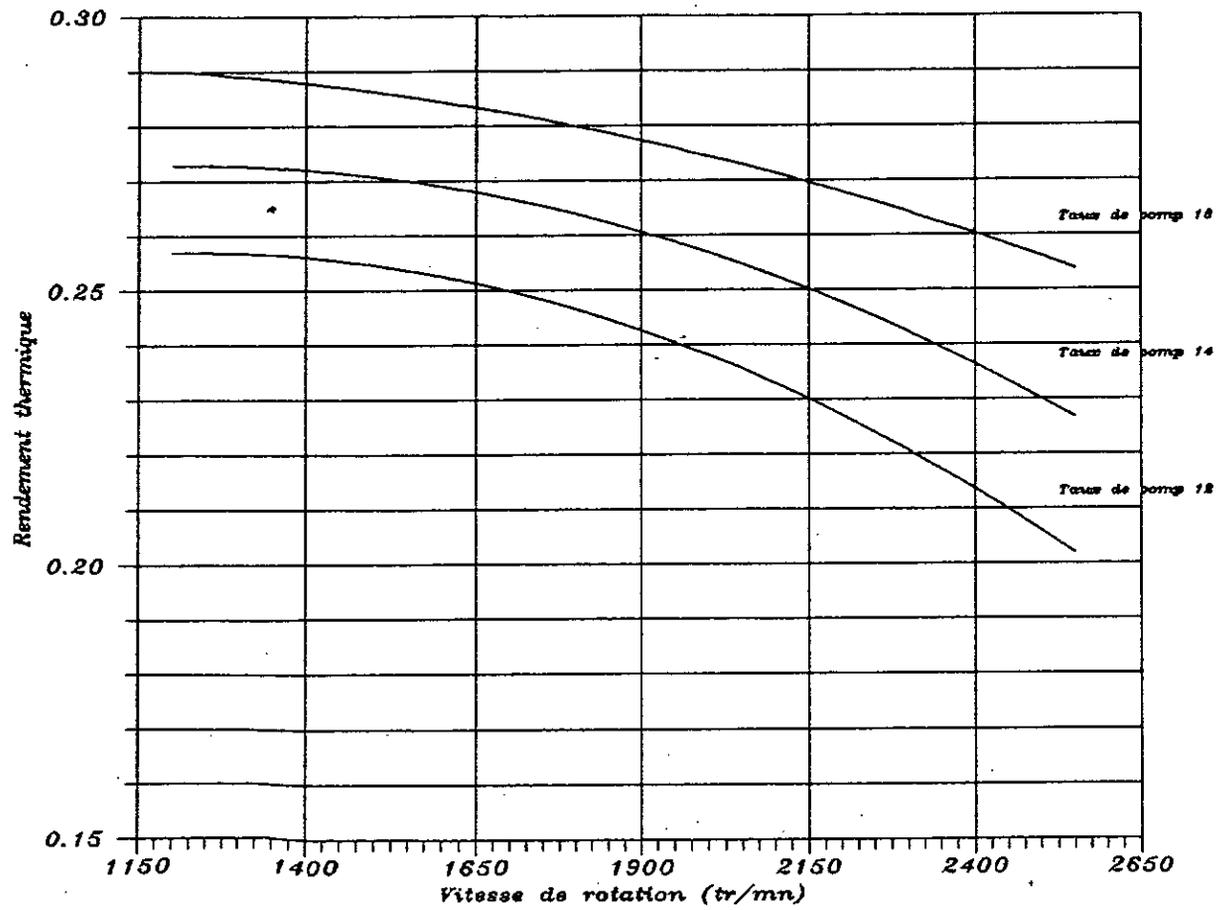


Fig VI - 5 Variation du rendement thermique en fonction de la vitesse (diesel)

CHAPITRE V

EXPLOITATION DES RESULTATS.

L'objectif de ce chapitre est de trouver une corrélation pour l'élaboration de notre modèle de simulation de performance, entre les différents types de performances développés par le moteur monocylindre équipant le banc d'essai TD 43, et ceux développés par d'autres moteurs selon les deux versions Essence et Diesel.

V-1 PUISSANCE

V-1-1 - CAS DE MOTEUR DIESEL.

Pour trouver une relation qui lie la puissance développée par le moteur monocylindre équipant le banc d'essai et celle de n'importe quel autre moteur, on doit au préalable définir la notion de la puissance spécifique, qui est le rapport entre la puissance effective en KW et le volume de la cylindrée en litres.

Dans le tableau ci-dessous où les puissances du moteur équipant le banc d'essai, avec celle fournies par le moteur petter TE 16 (Cylindrée 1620 cm^3).

.../...

Vitesse tr/mm	PUISSANCE SPECIFIQUE (KW/L)		erreur relative
	Petter TE 16	TD 43	
1500	6,697	6,654	0,7 %
1650	7,901	7,455	5,8 %
1800	8,920	8,24	7,6 %
1950	9,568	9,00	5,9 %
2100	10,062	9,73	3,3 %
2550	10,309	10,41	1,0 %

On remarque que l'erreur moyenne est 4 % ce qui est tout a fait acceptable.

Ces resultats nous donne la possibilite de prevoir les performances de n'importe quel moteur ne connaissant que son taux de compression et la cylindrée. en supposant que les puissances specifiques sont égales (l'erreur etant acceptable). Cette supposition va nous permettre de definir la relation suivante :

$$P_e = P_e (TD 43) \times R \quad KW$$

P_e : Puissance du moteur considéré

$P_e (TD 43)$: Puissance effective developpée par le TD 43 pour le même taux de compression.

R : rapport de cylindrée.

Application de la corrélation pour le moteur général motors : qui est un moteur diesel 12 Cylindres, ses caractéristiques sont :

Cylindrée : 29,39 litres

Taux de compression : 16.

.../...

Les resultats sont presentés dans le tableau comparatif ci - dessous :

Vitesse tr/mm	PUISSANCE (KW)		Erreur
	reelle	prevue	
1200	195,9	165,5	15 %
1600	261,2	213,6	18 %
1800	284,5	259,9	8,6 %
1900	298,5	285,0	4,5 %

V-1-2 CAS DE MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE (ESSENCE).

Pour trouver une relation liant la puissance developpée par le moteur du banc d'essai TD 43 en version essence, avec celle d'autre moteur à allumage commandé, on va essayer de comparer les puissances spécifiques developpées par le moteur du TD 43 et avec celle d'un autre moteur, qui est le Humber Super snipe dont les caracterestiques techniques sont :

- Moteur 4 Cylindres
- Cylindrée totale 2965 cm³
- Taux de compression 8

Le rapport de cylindrée entre le moteur equipant le TD 43 et celui du Hss est égal

$$R = \frac{2965}{582} = 5,09$$

Le tableau ci - dessous presente une comparaison entre les puissances developpées par les deux moteurs :

.../...

Vitesse tr/mm	PUISSANCE EFFECTIVE (KW)		Rapport de puissance
	Hss	TD 43	
1500	47,5	4,90	9,7
1650	50,0	5,14	9,7
1800	53,1	5,32	9,8
1950	57,5	5,26	10,9
2100	60,6	5,42	11
2250	63,2	5,44	11,5
2500	65	6,14	12

On remarque le rapport moyen des puissances est égal à 10,6 c'est à dire presque 2 fois le rapport de cylindrée, donc pour les moteurs à allumage commandé la puissance effective sera calculée à partir de la corrélation.

$$P_e = P_e (TD 43) \cdot 2 R \quad KW$$

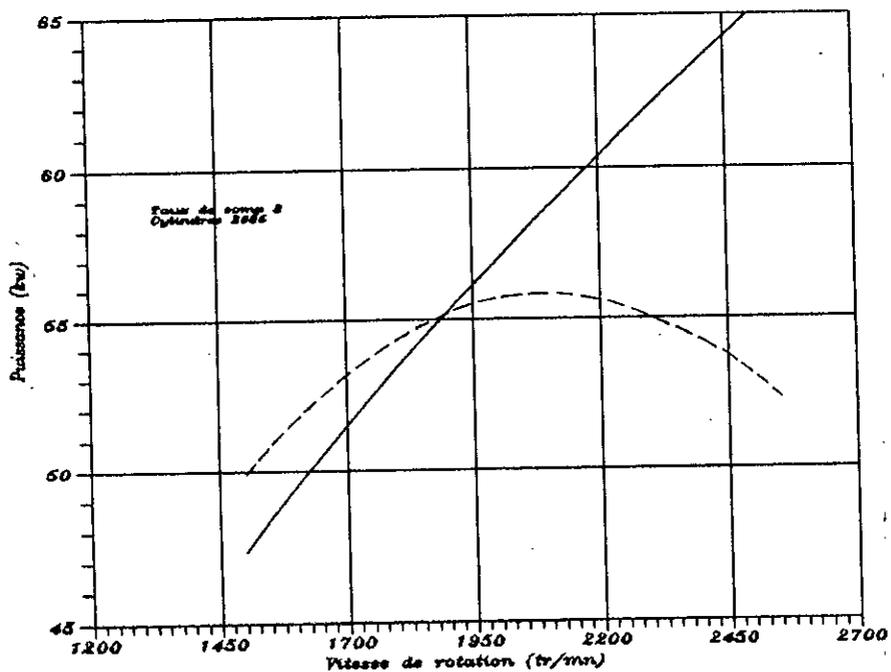
- P_e : Puissance du moteur considéré
- $P_e (TD 43)$: Puissance effective du moteur équipant le TD 43.
pour le même taux de compression à partir du modèle mathématique posé.
- R : rapport de cylindrée entre le moteur considéré et le moteur équipant le TD 43.

d'ou le tableau suivant :

.../...

Vitesse (tr/mm)	PUISSANCE EFFECTIVE (KW)		erreur relative
	reelle	prevue	
1500	47,5	51,94	9,3 %
1650	50,0	54,48	8,9 %
1800	53,1	57,02	7,4 %
1950	57,5	55,75	3,0 %
2100	60,6	57,45	5,2 %
2250	63,2	57,66	8,7 %
2500	65	54,48	16 %

/ _____ 'erreur moyennest égale à 8,35 %.

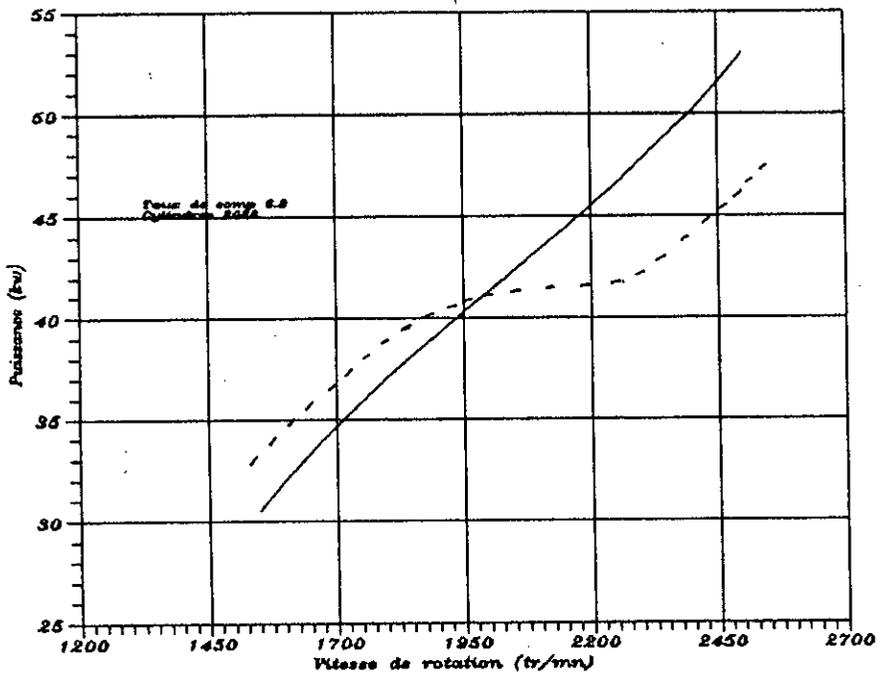


Application de la corrélation sur le moteur Standard vanguard dont les caractéristiques techniques sont les suivantes :

- Moteur 4 Cylindres.
- Cylindrée totale 2088 cm³
- Taux de compression 6,8

/ Les résultats sont présentés dans le tableau ci - dessous :

Vitesse tr/mm	PUISSANCE EFFECTIVE (KW)		erreur
	reelle	prevue	
1650	33,4	36,8	10,1 %
1950	40,0	41,4	3,5 %
2250	47,8	42,2	11 %
2550	54,4	46,4	14 %



Fig

V. 2) Couple

Etant donnée que la puissance est liée au couple de la relation

$$P = K . C . N .$$

K : Constante

N : Vitesse de rotation.

On peut prévoir les valeurs des couples développés par n'importe quel moteur Diesel par la formule suivante :

$$C_e = C_e (TD 43) \times R$$

C_e : Couple effectif du moteur considéré

$C_e (TD43)$: Couple effectif du moteur équipant le TD 43 pour le même taux de compression.

R : Rapport de cylindrée.

.../...

Application sur le detroit de General motors (caracteristiques techniques voir Paragraphe V.1.1).

Vitesse tr/m	Couple (N. m)		Erreur relative
	reelle	prevue	
1200	1542,6	1317,5	14 %
1500	1566,0	1359,4	13 %
1800	1518,7	1379,1	9 %
2000	1485,0	1376,0	7 %

* L'Application de la correlation sur un autre type de moteur de General motor qui le detroit 16 V dont les caracteristiques techniques sont :

- Moteur Diesel 16 Cylindres
- Cylindrée 39,18 litres
- Taux de compression 16

/ es résultats sont présentés dans le tableau ci - dessous.

Vitesse tr/m	Couple (N. m)		Erreur relative
	reelle	prevue	
1200	2067,6	1756,4	15 %
1500	2088,0	1812,2	13 %
1800	2033,8	1838,5	9,6 %
1900	1979,5	1836,5	7,2 %

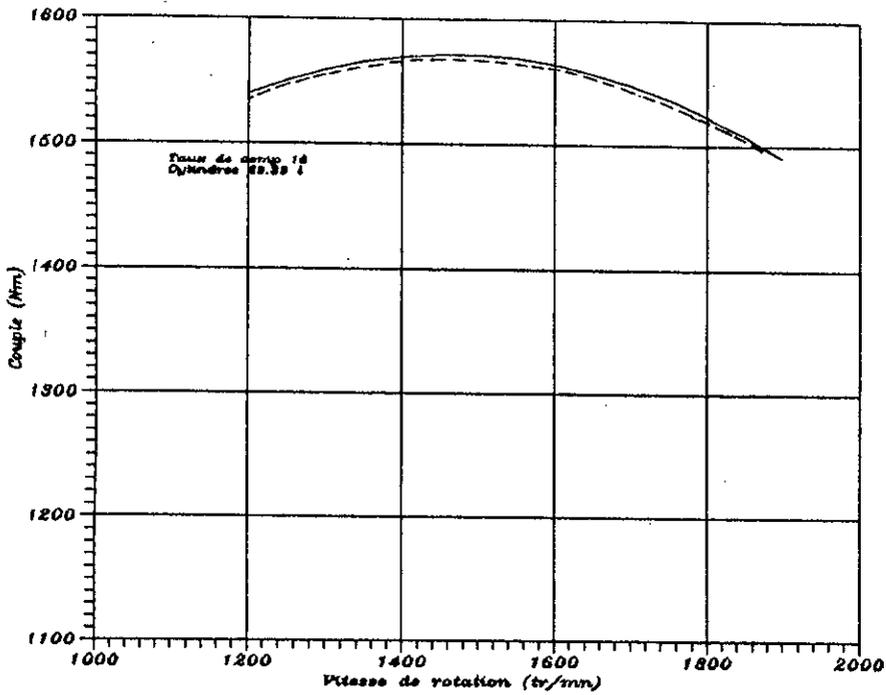


Fig Couple du moteur detroit (C M)

V. 3) Consommation d'energie.

(/u l'importance de la consommation d'energie dans l'economie de notre Pays, onajugé utile d'essayer de trouver de correlation pour l'estimation de la consommation d'energie à partir des modèles mathématiques et des consommations d'un certain nombre de moteurs.

/ e tableau ci - dessous compare les consommation du moteur standard Venguord (voir paragraphe V- 1 - 2) et du moteur équipant le banc d'essai pour le même taux de compressio

.../...

Vitesse (tr/mn)	Consommation (Kg/l.n)		Erreur relative.
	S.V	TD 43	
1500	4,61	4,16	9 %
1650	5,08	4,45	12 %
1800	5,56	4,9	11 %
1950	5,74	5,23	8 %
2250	6,78	5,33	17 %
2550	7,52	6,38	15 %

L'erreur moyenne est égal à 12 %.

Ce résultat nous donne la possibilité de prévoir avec une précision moyenne de 12 % la consommation de n'importe quel moteur à partir de la relation :

$$C_n = C_n (\text{TD 43}) \times R \quad (\text{Kg/h})$$

C_n : Consommation massique du moteur considéré

$C_n (\text{TD 43})$: Consommation du moteur équipant le banc d'essai pour le même taux de compression.

R : Rapport de cylindrée.

Application de la corrélation sur le moteur BMC dont les caractéristiques sont :

- Moteur 4 Cylindres
- Cylindrée : 848 cm³
- Taux de compression 8,3.

d'où les résultats :

.../...

Vitesse (tr/mn)	consommation (Kg/h)		Erreur relative
	reelle	prevue	
1500	3,16	3,22	1,8 %
1800	3,55	3,61	1,6 %
2250	4,69	3,66	22 %
2550	5,03	3,91	22 %

Application sur un autre moteur qui est le ROVER 2000 dont les caractéristiques sont

- Moteur 4 Cylindres
- Cylindrée 1980 cm³
- Taux de compression 9

Vitesse (tr/mn)	Consommation (Kg/h)		Erreur relative
	reelle	prevue	
1500	7,07	7,55	6,7 %
1650	7,41	7,80	5,2 %
1800	8,29	8,21	0,9 %
1950	8,81	8,85	0,4 %
2250	10,06	10,07	0,09 %
2550	10,93	10,79	1,2 %

Conclusion

Cette étude nous a été bénéfique dans la mesure où elle nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine en général et plus particulièrement tout ce qui concerne de près ou de loin les moteurs à combustion interne.

Ce qu'on a acquis, c'est l'établissement d'un modèle mathématique de simulation de performances à partir des résultats expérimentaux réalisés sur le banc d'essai, ce qui a abouti à l'obtention des corrélations pour l'estimation des différentes performances, dont la précision est plus ou moins appréciable, mais qui pourraient être d'une modeste contribution quant à la conjoncture économique actuelle vécue dans le Pays c'est à dire le contrôle de la consommation d'énergie.

---7---oute fois il faut signaler enfin qu'on a rencontré pas mal de problèmes dûs à l'utilisation du banc d'essai et un manque des données caractéristiques de moteurs.

Bibliographie

 IBLIOGRAPHIE.

- (1): Technique de l'Ingénieur
en cyclopedie 8370
- (2): Travaux pratiques de l'école National Supérieur du Petrole et des
moteurs sur les essais de moteurs.
I F P N° 1862 - 2131.
- (3): Méthode de Calcule Numérique.
C. NOWAKOWSKI
- (4): Motor Vehicle Mechanic
K. NEWTON
- (5): Bulletin Technique du banc d'essai TD 43
Catalogue.
- (6): Memoire de Fin d'Etude (OUNAS - 1989)
Promoteur Mr. BENBRATKA
- (7): Memoire de Fin d'Etude (MUZALI - 1989)
Promoteur Mr. BENBRATKA.
- (8): Revue Technique automobile.

17 ==) N N E X E

INFLUENCES DES CONDITIONS ATMOSPHERIQUES SUR LE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR.

Influence de la pression atmospherique sur la puissance pour une richesse de fonctionnement invariable.

Soient :

H_0 la pression atmospherique de reference ($H_0 = 760$ mm Hg)

H (mm Hg) la pression atmospherique lors de l'essai de mesure de puissance.

La puissance indiquée P_i developpée par le moteur peut s'ecrire :

$$P_i = M_{air} \times R_x \quad (C/A) \text{ Stoech} \times P_{ci} \times M_i$$

M_{air} = debit de masse d'air

R = Richesse du melange carburé

(C/A) = rapport massique $\frac{\text{combustible}}{\text{air}}$ à la stoechiometrie

P_{ci} = Pouvoir calorifique inferieur du combustible

n_i = rendement indiqué

Pour une richesse invariable et en admettant que n_i reste constant P_i est directement proportionnel à M_{air} .

Si le debit volumique d'air admis reste constant (cas de pleine admission) on a :

$$\frac{P_i(H)}{P_i(H^0)} = \frac{M_{air}(H)}{M_{air}(H^0)} = \frac{H}{H^0} = \lambda$$

La puissance effective est donnée par :

$$P_e = P_i - P_f \quad \text{et} \quad n_m = \frac{P_e}{P_i} = \lambda - \frac{P_f}{P_i}$$

Les pertes par friction P_f peuvent être considérées comme constantes quel que soit H , donc :

$$\frac{P_e(H)}{P_e(H_0)} = \frac{\lambda P_i(H_0) - P_f}{P_i(H_0) - P_f} = \frac{\lambda - \frac{P_f}{P_i(H_0)}}{1 - \frac{P_f}{P_i(H_0)}} = \frac{\lambda - 1 + \eta_m(H_0)}{\eta_m(H_0)}$$

finalement :

$$\frac{P_e(H)}{P_e(H_0)} = 1 - \frac{1 - \eta_m(H_0)}{\eta_m(H_0)}$$

où η_m est le rendement mécanique

exemple :

$$\eta_m(H_0) = 0,75 \quad H = 722 \text{ mm Hg}$$

$$= \frac{H}{H_0} = \frac{722}{760} = 0,950$$

$$\frac{P_e(722)}{P_e(760)} = 1 - \frac{1 - 0,95}{0,75}$$

La variation de la puissance effective est donc relativement plus importante que la variation de pression atmosphérique.

Influence de la pression atmosphérique sur la consommation spécifique pour une richesse de fonctionnement invariable.

$$\frac{C_s(H)}{C_s(H_0)} = \frac{\eta_m(H_0)}{\eta_m(H)} = \frac{(P_e/P_i)(H_0)}{(P_e/P_i)(H)}$$

$$= \frac{P_i(H)}{P_i(H_0)} \cdot \frac{P_e(H_0)}{P_e(H)} = \lambda \frac{1}{1 - \frac{1 - \lambda}{\eta_m(H_0)}}$$

.../...

$$\frac{C_s (H)}{C_s (H_0)} = \frac{\lambda}{1 - \frac{1 - \lambda}{m (H_0)}}$$

Exemple : Pour les mêmes données que dans l'exemple précédent () on obtient :

$$\frac{C_s (722)}{C_s (760)} = \frac{0,95}{0,933} = 1,018$$

donc en valeurs relatives les variations de consommations spécifiques sont plus faibles que les variations de puissance correspondantes.

Influences de la température ambiante sur la puissance et la consommation spécifique pour une richesse de fonctionnement invariable

En raisonnant d'une manière analogue au cas précédent de variation de la pression atmosphérique, avec

$$\frac{T_0}{T} = \lambda'$$

T_0 : Température absolue de référence

T : Température absolue ambiante lors de l'essai

On a :

$$\frac{P_i (T)}{P_i (T_0)} = \frac{M_{air} (T)}{M_{air} (T_0)} = \frac{T_0}{T} = \lambda'$$

et on obtient :

$$\frac{P_e (T)}{P_e (T_0)} = 1 - \frac{1 - \lambda'}{m (T_0)}$$

$$\frac{C_s (T)}{C_s (T_0)} = \frac{\lambda'}{1 - \frac{1 - \lambda'}{m (T_0)}}$$

Influence des conditions ambiantes sur la richesse de fonctionnement du moteur.

L'influence des conditions atmosphériques sur la puissance et la consommation spécifique a été examinée précédemment dans le cas d'une richesse du mélange carburé constante, mais en général, les organes de dosage du mélange air - carburant n'assurent pas la constance de la richesse quelles que soient les conditions ambiantes.

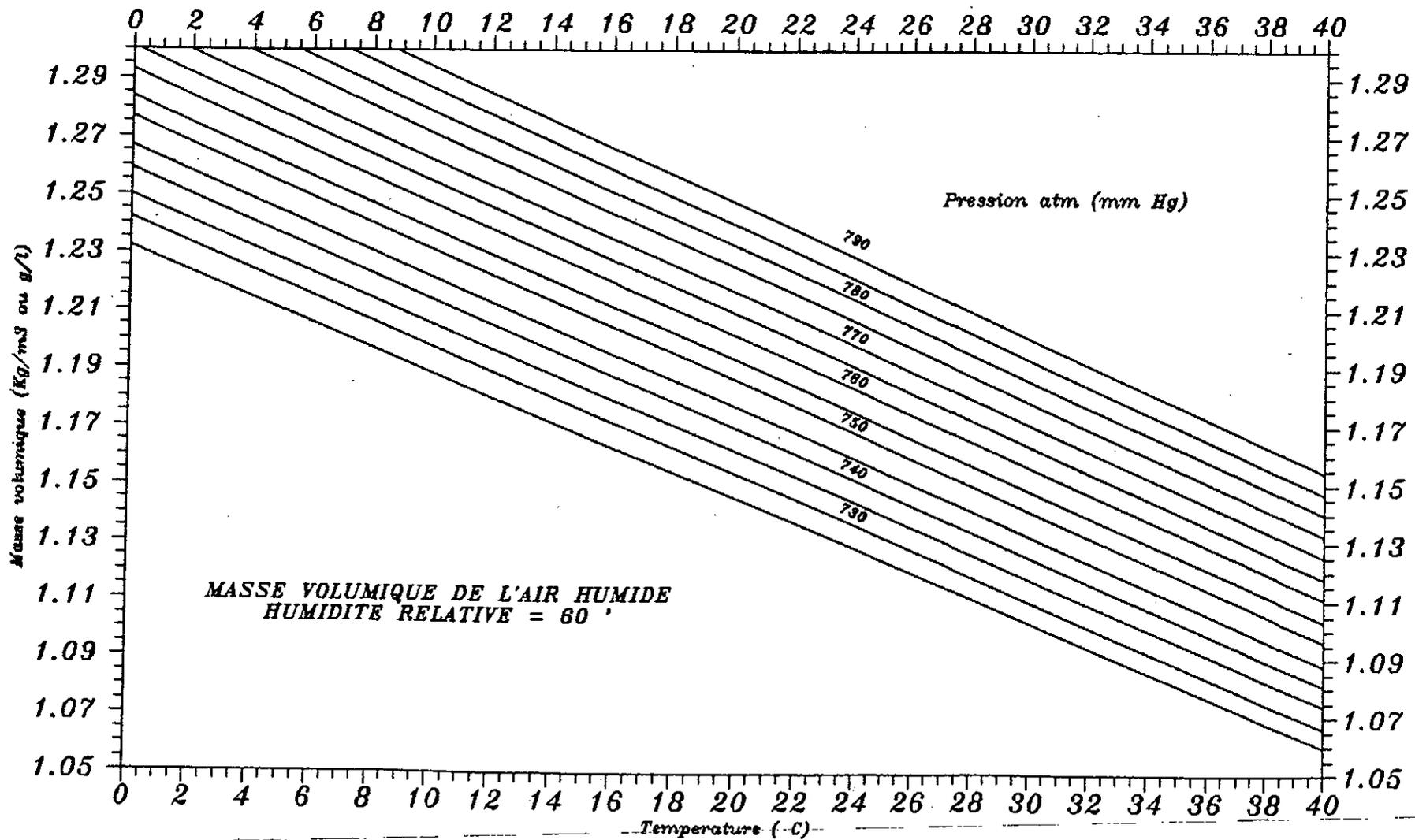
Dans le cas des carburateurs clastiques à buse fixe, on peut montrer que la richesse du mélange varie approximativement suivant la loi

$$\frac{R^*}{R} = \left(\frac{\rho}{\rho^*} \right)^{\frac{1}{2}}$$

où ρ = masse spécifique de l'air admis dans les conditions de références.

ρ^* = masse spécifique de l'air admis dans les conditions de l'essai

Reprenons l'expression de la richesse délivré par le circuit principal d'un carburateur.



-INTRODUCTION

Ligne 17 il faut lire :
experimentaux eus suite

- Page 27

Ligne 15 il faut lire :
pour n'importe

- Page 47

Ligne 12 il faut lire :
derriere la console est monte un debimetre
visqueux mesurant la consommation d'air
du moteur .

- Page 29

Ligne 3 il faut lire :
une correlation

- Page 28

Ligne 4 il faut lire :
qui est le detroit I6V

