

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

S U J E T

**BILANS ENERGETIQUES SUR LE TD 43 ET SIMULATION
DES PERFORMANCES DU MOTEUR A TAUX
DE COMPRESSION VARIABLE
(VERSION ESSENCE)**

Proposé par :

BENBRAIKA M.

Etudié par :

OUNAS C.

Dirigé par :

BENBRAIKA M.

Promotion : Juin 1989

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

S U J E T

**BILANS ENERGETIQUES SUR LE TD 43 ET SIMULATION
DES PERFORMANCES DU MOTEUR A TAUX
DE COMPRESSION VARIABLE
(VERSION ESSENCE)**

Proposé par :

BENBRAIKA M.

Etudié par :

OUNAS C.

Dirigé par :

BENBRAIKA M.

Promotion : Juin 1989

E.N.P. : 10, Avenue Hacen Badi - EL-HARRACH - ALGER

يا فاكه
يا فاكه

إلى والدي ووالدي

ربي ازحمتها كما ربياني

Ministère de l'enseignement supérieur

Ecole nationale Polytechnique

Département : génie mécanique

Promoteur : Mr. BENBRAIKA

Etudiante : OUNAS

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الميكانيكية
للموجه : محمد بن بريك
الطالبة : أوناس شفيقة

الموضوع : القيم الطاقوية ومحاكاة قدرات محرك بنزين أحادي الأسطوانة (TD43).

الملاحظ : إن العمل الذي قضا به يخص أساسا معرفة القدرات لمحرك أحادي
الأسطوانة ذو نسبة انضغاط متغيرة المحصر لمنطقة التجارب (TD43).
إن النموذج الرياضي الذي تبنيناه يعتمد على نتائج تجريبية
ولتكلفة عملنا قمنا بتقييم حراري وتحليل لغازات العنق
في الختام نضا بمحاولة تطبيق النموذج الرياضي على محركات
أخرى.

Sujet : Bilans énergétiques et simulation des performances du
moteur monocylindre (TD 43) - Version essence -

Résumé : Le travail que nous avons réalisé porte
essentiellement sur la prévision des performances du moteur
monocylindre à taux de compression variable équipant le banc
d'essai TD 43.

Le modèle mathématique adopté repose sur des résultats
expérimentaux. Afin de rendre notre travail plus complet on a
fait des bilans thermique et une analyse des gaz d'échappement.

Notre travail s'achèvera par un essai d'adaptation de
notre modèle mathématique à d'autres moteurs.

Subject : Balance sheet and simulation of engine TD 43
performances - Essence version -

Substract : Our work consists essentially about the prevision
of variable rate compression engine on a test bench TD 43.

The mathematical model taken place on experimental
results. In order to do a complete work, we make a thermic
balance sheet and analyses exhaust gas.

In the end, we try adopte our mathematical model for
others engines.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Mr BENBRAIKA mon promoteur qui m'a beaucoup aidé dans l'élaboration de ce mémoire.

Je remercie également tous les agents, techniciens, tourneurs, magasinier du département mécanique, je ne citerai pas de noms de crainte d'en oublier.

Liste des symboles :

ϵ	Taux de compression	
V_h	Cylindrée unitaire	cm^3
V_c	Chambre de combustion	
B	Course	mm
D	Diamètre du piston	mm
N	Vitesse du moteur	tr/min
C	Couple au frein	N M
P	Puissance au frein	k w
I	Intensité	A
U	Tension	V
Cf	Couple de friction	N M
Pf	Puissance de friction	kw
TPS1	Temps de consommation de 8 ml	s
TPS2	Temps de consommation de 16 ml	s
TPS3	Temps de consommation de 32 ml	s
DEBIMA	Débit massique d'air	kg/h
DEBIVW	Débit volumique de l'eau du calorimètre	l/min
DEBIMW	Débit massique de l'eau du calorimètre	kg/h
DEBIVF	Débit volumique de combustible	ml/s
DEBIMF	Débit massique de combustible	kg/h
⊛ DEBIVMOT	Débit volumique de l'eau du moteur	l/min
⊛ DEBIMMOT	Débit massique de l'eau du moteur	kg/min
S F C	Consommation spécifique du carburant	g/kwh
PA	Pression ambiante	Pa
TA	Température ambiante	k
T1	température des gaz d'échappement à la sortie du moteur	k
T3	température des gaz d'échappement à la entrée du moteur	k
T4	température de l'eau à l'entrée du calorimètre	k
T5	température de l'eau à la sortie du calorimètre	k

T7	température de l'eau dans le moteur entrée	
T8	température de l'eau dans le moteur sortie	k
L	rapport air/carburant	
DEBIMG	débit massique des gaz d'échappement	kg/h
QW	Chaleur extraite par le calorimètre	k w
QE	Chaleur emporter ar les gaz d'échappement	k w
QG	Chaleur contenue dans les gaz d'échappement	k w
QM	Chaleur prise par l'eau du moteur	k w
QF	Chaleur ccontenue dans le combustlible	k w
CPg	Chaleur spécifique des gaz d'échappement	kJ/kg k
QF°	QF qu'on multiplie par ξ	
ξ	pour l'essnce de 0.80 à 0.92, pour déterminer la quantité de carburant qui à brûler.	
% QW	Le rapport de QW/QF°	
% QM	Le rapport de QM/QF°	
% QE	Le rapport de QE/QF°	
% QG	Le rapport de QG/QF°	
% W	Le rapport de P/QF°	
% WF	Le rapport de Pf/QF°	
% QW	Le rapport de QW/QF°	
% LT	Le rapport des autres pertes, y compris les pertes par friction par QF°	
DENW	densité de l'eau	kg/m ³
F(x)	Fonction qu'on veut approximer	
Po(I)	Les coefficients qu'on veut approximer	
ri	Erreur au point i	
V	Volume	m ³

*coefficient d'utili-
 tion de la chaleur.
 $\xi = 0,82$*

2
 QW

LEN — ?
 $\frac{P_i}{C_p}$ — *Pouton calorifique inférieure -*
 $\frac{Q_{PW}}{C_p g}$ — *chaleur spécifique de GE -*
 P.M.H. — *Point mort haut*
 P.M.B. — *" " bas -*

INTRODUCTION :

L'industrie d'automobile s'adapte continuellement aux besoins du marché.

Afin de respecter les objectifs et les contraintes liés à :

- La réduction de la consommation de carburant
- Le respect des normes anti-pollution
- L'amélioration de performances, confort et fiabilité,

le constructeur compte sur la qualité du carburant et sur les solutions mécaniques et technologiques.

Tout constructeur avant de lancer toute production de moteur, doit s'assurer avec exactitude des performances réelles de ce moteur. D'où l'intérêt des bancs d'essai qui sont des prototypes de moteur.

Toutefois et en absence de bancs d'essai, les modèles mathématiques sont conseillés.

Souvent les modèles de simulation sont basés sur des approches théoriques et vérifiés parfois par des expériences.

Notre travail, par contre, consiste à établir des modèles à partir de résultats d'expériences pour des taux de compression entre 5 et 10.5 par pas de 0.5.

Les caractéristiques pour des taux de compression non expérimentés seront extrapolés à partir de valeurs très proches.

L'objectif de ce travail est de modéliser le banc d'essai TD 43 et surtout de trouver une corrélation entre les performances d'autres moteurs et celles du moteur monocylindre, équipant le TD 43, sur la base des rapports des cylindrées unitaires et totales.

Pour mieux situer les performances du moteur, nous avons fait

les différents bilans thermiques du banc d'essai TD 43.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PREMIERE PARTIE:

CHAPITRE 1 : LES DIFFERENTS ORGANES DU BANC D'ESSAI TD 43 :

Le banc d'essai TD 43 est construit à la base d'un moteur diesel marin refroidi par eau, le moteur est monocylindre à quatre temps, transformé par tequipement en vue de lui conférer une certaine universalité. On peut faire varier le taux de compression entre 5 et 18. Le moteur a un alésage de 95 mm et une course de 82 mm, ce qui nous donnera une cylindrée de 582 cm³.

En alimentation normale, le moteur fonctionne à l'essence, au gaz-oil, au propane et au gaz naturel. Il existe un surpresseur d'alimentation qui peut être utilisé avec la version diesel ou injection d'essence (suralimentation).

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

Modification du taux de compression :

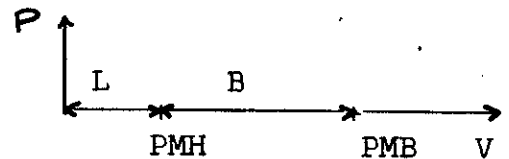
A l'aide de la manette à cliquet, on fait monter ou descendre l'ensemble complet culasse, cylindre et soupapes par rapport au carter moteur, ce qui permet le changement du volume mort soit donc le taux de compression.

La détermination du taux de compression se fait par le calcul suivant :

$$\epsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c}$$

mais $V_h = B \cdot A$
 $V_c = L \cdot A$

donc : $\epsilon = \frac{B}{L} + 1$



P: Pression.

d'après le manuel pour $\epsilon = 18 : x = 0$ ce qui nous donnera

$$L = 0.1$$

$$\text{et de là on a : } l_0 = \frac{B}{\epsilon - 1} = \frac{82}{17} = 4.83$$

Avec : x : réglage du micromètre en mm

L x A : chambre de combustion

A : $\pi D^2 / 4$

D : diamètre du piston

$$\text{donc : } x = \frac{C}{\epsilon - 1} = 4.83$$

la courbe donnant le taux de compression est représentée à l'annexe (courbe :1).

Allumage :

Le système d'allumage utilise une bobine 12 V, un rupteur commandé par une came. L'allumage peut être calé entre 30° avant P M H et 10° après P M H. Le réglage s'effectue en tournant à la main une vis se trouvant à droite du moteur .

Système de refroidissement :

L'eau est pompée dans le collecteur de tête vers le radiateur, puis elle passe dans la chemise où elle se charge de la chaleur dégagée par le moteur. Les températures d'eau sont mesurées à l'entrée et à la sortie, par des capteurs installés dans la chemise. Le débit d'eau est déterminé par la courbe d'étalonnage (voir annexe : coupe:2). Le débit est donné pour des hauteurs indiquées par le rotamètre.

Les températures :

Toutes les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples, et seront affichées directement sur les cadrans des thermomètres.

Consommation d'air :

L'air n'est aspiré dans le cylindre que pendant une course du piston sur quatre, car le moteur est un monocylindre.

Pour réduire la tendance à avoir un débit pulsant, un débitmètre visqueux est prévu pour éviter la nécessité d'un volume d'amortissement très important.

La mesure du débit s'effectue en relevant la chute de pression entre l'intérieur et l'extérieur du cylindre, et la courbe d'étalonnage nous donne la valeur du débit d'air admissible. (annexe : courbe 3).

CHAPITRE 2 : PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Les performances les plus intéressantes que le moteur puisse satisfaire sont les valeurs de puissance, de couple, de consommation spécifique et de rendements.

Deux types de critères sont utilisés pour caractériser les performances d'un moteur :

- la puissance qui permet l'adaptation de l'engin à l'application souhaitée, qui est le plus souvent la traction d'un véhicule;

- le rendement qui exprime l'efficacité de la conversion de l'énergie chimique de carburant en travail mécanique.

■ METHODE DE CALCUL :

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

$$P = \frac{\pi N C}{30} \quad (\text{KW})$$

En effectuant nos expériences, nous avons remarquer que le tachymètre indiquait de fausses valeurs, ce qui induisait des erreurs sur la puissance indiquée.

Pour pallier à ce problème, nous avons placé au bord de la dynamomètre un millivoltmètre et un ampèremètre pour relever la tension et le courant. A l'aide de ces deux valeurs et de la relation électrique :

$P = E I = (U + r I) I$, on a pu calculer la puissance et de là le couple, avec comme résistance interne de la dynamomètre $r = 0.2$ (Ohms).

Le couple : C (N .M)

Un bras d'étalonnage nous permet de l'étalonner, sachant que son rayon effectif est de : 0.25 m ,donc on peut écrire l'équation suivante :

$$C = 0.25 \times 9.81 \times M \quad (N M)$$

avec M les masses qu'on fait suspendre à son bras. Un exemple d'une courbe d'étalonnage est donné à l'annexe (courbe 4).

Les puissances :

Ø- La puissance indiquée : P_i (W)

Cette puissance est supérieure à celle disponible au vilebrequin puisqu'elle ne tiendra pas compte des pertes mécaniques

$$P_i = P_m i A L \frac{N}{2.60} \quad (W)$$

Ø- La puissance effective ou au frein : P (W)

C'est la puissance effectivement disponible au vilebrequin du moteur. Elle s'obtient en mesurant le couple du moteur alors qu'il travaille contre l'action du frein.

$$P = \frac{\Pi N C}{30} \quad (W)$$

Ce frein peut consister en une bande de friction agissant sur le volant :

§ - Un frein hydraulique

§ - Un frein électrique

Le banc d'essai TD 43 utilise un dynamomètre électrique qui dissipe de l'énergie par un réseau de résistances.

Ø- La puissance de friction : P_f (W)

C'est une perte d'énergie due aux frottements mécaniques

$$P_f = \frac{\pi N C_f}{30} \quad (W)$$

Consommation du carburant :

La consommation de carburant se détermine en mesurant le temps nécessaire pour consommer un volume de carburant. Dans notre cas les volumes sont v_i (8 - 16 - 32) ml .

Ø- Consommation volumique : DEBIVF (ml)

La consommation moyenne des trois volumes est :

$$DEBIVF = \left[\frac{8}{TPS_1} + \frac{16}{TPS_2} + \frac{32}{TPS_3} \right] \quad (ml)$$

Ø- Consommation massique : DEBIMF (kg/h)

$$DEBIMF = 2.6675 \cdot DEBIVF \quad (kg/h)$$

Ø- Consommation spécifique : S F C (g / kwh)

C'est la masse de combustible consommée par unité de travail.

$$S F C = 1000 \frac{DEBIMF}{P} \quad (g / kwh)$$

S F C = 300 (g / kwh) est une valeur type, plus cette valeur est faible, plus économique est le moteur pour une puissance de sortie.

consommation d'air : DEBIMA (Kg/h)

Elle est caractérisée par le débit massique d'air qui est donné par la courbe d'étalonnage du débitmètre visqueux. (annexe : courbe 3).

Rapport air/carburant : L

$$L = \frac{DEBIMA}{DEBIMF}$$

Une combustion est dite complète si le rapport du débit d'air massique par le débit massique du carburant est de l'ordre de 15:1

Ce rapport nous permet de prévoir la nature de la combustion.

Les rendements :



Ø- Rendement thermique : RENTH

C'est la proportion de chaleur dégagée par le combustible qui se transforme en travail utile

$$\text{RENTH} = \frac{\text{puissance effective}}{\text{puissance fournie}} = \frac{P}{\text{DEBIMF} \cdot P_{ci}} = \frac{3.6 \cdot 10^3}{\text{SFC} \cdot P_{ci}}$$

Ø- Rendement volumétrique : RENVO

le moteur n'aspire pas une pleine charge d'air à chaque course d'admission, et il convient de définir le rendement volumétrique comme suit :

$$\text{RENO} = \frac{\text{Charge d'air admise réellement}}{\text{Charge d'air idéale que peut contenir le cylindre}}$$

$$\text{RENO} = 16437.572 \frac{\text{DEBIMA} \cdot \text{TA}}{\text{PA} \cdot \text{N}}$$

Ø- Rendement mécanique : RENME

Les pertes mécaniques dues aux frottement dans les conduites, friction piston cylindre ... , font que la puissance recueillie sur l'arbre soit inférieure à la puissance indiquée d'où la notion de rendement mécanique.

$$\text{RENME} = \frac{\text{puissance effective}}{\text{puissance indiquée}} = \frac{\text{puissance effective}}{\text{Puissance au rein} + \text{pertes de friction}}$$

$$\text{RENME} = \frac{1}{1 + \frac{P}{P_f}}$$

■ TABLEAUX DES RESULTATS :

Les tableaux qui suivent, regroupent l'ensemble des valeurs expérimentales, effectuées sur le moteur du banc d'essai TD 43. Pour différents taux de compression et pour deux avances à l'allumage.

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 02/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 761 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 24.4° C Taux de compression : 5.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	11.07	10.97	10.57	10.49	10.29	9.81	8.78	8.61
	P(KW)	1.739	1.895	1.992	2.142	2.263	2.311	2.207	2.299
	DEBIVF (ml/s)	0.490	0.559	0.588	0.638	0.694	0.754	0.731	0.827
Carbu- -rant	DEBIMF (Kg/h)	1.307	1.491	1.569	1.702	1.851	2.011	1.950	2.206
	Sfc (g/KWh)	751.7	786.7	787.3	794.5	818.1	870.2	883.7	959.5
	DEBIMA (Kg/h)	20.86	22.60	23.91	25.50	27.03	27.56	28.40	28.05
AIR									
RAPPORT AIR/ CARBURANT L		15.96	15.16	15.24	14.98	14.60	13.70	14.56	12.72
Pertes de fri- -ction	C(Nm)	7.90	8.00	8.00	9.00	9.00			
	P(KW)	1.241	1.382	1.508	1.837	1.979			
Rende- -ment	Renth	0.114	0.109	0.109	0.108	0.105	0.099	0.097	0.089
	Renva	0.670	0.660	0.640	0.630	0.620	0.590	0.570	0.530
	Renmé	0.584	0.578	0.569	0.538	0.533			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR 1D 43

Date des essais : 05/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 759 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 26.2° C Taux de compression : 5.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	25.40	24.58	23.19	20.26	18.56	16.90	16.05	13.26
	P(KW)	3.990	4.247	4.371	4.137	4.082	3.982	4.034	3.541
	DEBIVE (m/s)	0.922	1.022	1.092	1.103	1.121	1.129	1.240	1.145
Carbu- -rant	DEBIMF (Kg/h)	2.460	2.726	2.913	2.942	2.990	3.012	3.308	3.054
	Sfc (g/KWh)	616.5	641.9	666.4	711.2	732.7	756.3	820.0	862.6
	DEBIMA (Kg/h)	24.39	26.49	28.52	30.50	32.42	34.26	36.05	36.21
AIR									
RAPPORT AIR/ CARDURANT L		9.92	9.72	9.79	10.37	10.84	11.38	10.90	11.85
Pertes de fri- -ction	C(Nm)	7.50	8.50	9.00	9.00	9.00			
	P(KW)	1.178	1.468	1.696	1.837	1.979			
Rende- -ment	Ren _{th}	0.139	0.134	0.129	0.121	0.117	0.113	0.105	0.099
	Ren _{vo}	0.790	0.780	0.770	0.760	0.750	0.740	0.730	0.690
	Ren _{mé}	0.772	0.743	0.720	0.692	0.673			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 4.5

Date des essais : 05/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 759 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 26.4° C Taux de compression : 5.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	24.21	22.95	22.55	20.89	19.40	18.46	16.95	15.35
	P(KW)	3.803	3.965	4.251	4.266	4.266	4.350	4.260	4.099
	DEBIVF (ml/s)	0.716	0.772	0.842	0.856	0.858	0.901	0.926	0.961
Carbu- -rant	DEBIME (Kg/h)	1.910	2.059	2.246	2.283	2.289	2.404	2.470	2.564
	Sfc (g/KWh)	502.2	519.3	528.4	535.3	536.5	552.6	579.9	625.4
	DEBIMA (Kg/h)	21.29	23.07	24.80	26.06	27.21	28.69	29.62	30.42
AIR									
RAPPORT AIR/ CARBURANT		11.15	11.20	11.04	11.41	11.89	11.94	11.99	11.87
Pertes de fri- -ction	C(Nm)	7.50	8.50	9.00	9.00	9.00	9.00		
	P(KW)	1.178	1.468	1.696	1.837	1.979	2.120		
Rende- -ment	Renth	0.171	0.165	0.162	0.160	0.160	0.155	0.148	0.137
	Renvo	0.690	0.680	0.670	0.650	0.630	0.620	0.600	0.580
	Renmé	0.764	0.730	0.715	0.699	0.683	0.672		

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 09/04/1989

Réglage carburateur : 2.5 tours

Pression barométrique : 758 mm Hg

Ouverture des gas: Pleine

Température ambiante : 28.2° C

Taux de compression : 6.0

Carburant : Essence

Réglage allumage 10° avant PMH

Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	25.60	23.70	23.05	21.26	19.68	16.49	15.19	12.64
	P(KW)	4.021	4.095	4.345	4.341	4.328	3.885	3.818	3.375
	DEBIVF (ml/s)	0.908	0.928	1.039	1.098	1.172	1.171	1.221	1.197
Carbu- -rant	DEBIMF (Kg/h)	2.422	2.476	2.772	2.929	3.126	3.124	3.257	3.193
	Sfc (g/KWh)	602.3	604.5	637.9	674.7	722.4	804.0	853.2	946.0
	AIR (Kg/h)	22.05	23.92	25.73	26.67	28.73	29.86	31.36	31.76
RAPPORT AIR/ CARBURANT L		9.10	9.66	9.28	9.11	9.19	9.56	9.63	9.94
Pertes de fri- -ction	C(Nm)	6.00	6.50	7.00	8.00	8.00			
	P(KW)	0.942	1.123	1.319	1.633	1.759			
Rende- -ment	Renth	0.142	0.142	0.134	0.127	0.119	0.107	0.100	0.091
	Renvo	0.720	0.710	0.700	0.670	0.670	0.650	0.640	0.610
	Renmé	0.810	0.785	0.767	0.727	0.711			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 29.5° C Taux de compression : 6.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C (NM)	23.93	22.95	22.80	21.39	20.15	19.05	17.20	16.63
	P (KW)	3.759	3.965	4.298	4.368	4.431	4.489	4.323	4.441
	DEBIVE (ml/s)	0.822	0.810	0.863	0.918	0.956	1.034	1.030	1.166
Carburant	DEBIME (Kg/h)	2.193	2.161	2.302	2.449	2.550	2.758	2.748	3.110
	Sfc (g/KWh)	583.4	544.9	535.7	560.6	575.5	614.5	635.6	700.4
	AIR (Kg/h)	22.87	25.15	27.08	29.34	30.73	32.01	31.71	31.62
RAPPORT AIR/ CARBURANT L		10.43	11.64	11.76	11.98	12.05	11.61	11.54	10.17
Pertes de friction	C (Nm)	6.00	6.50	7.00	8.00	8.00			
	P (KW)	0.942	1.123	1.319	1.633	1.759			
Rendement	Renth	0.147	0.157	0.160	0.153	0.149	0.139	0.135	0.122
	Renvo	0.750	0.750	0.740	0.740	0.720	0.700	0.650	0.610
	Renmé	0.800	0.779	0.765	0.728	0.716			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 27.4° C Taux de compression : 6.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	26.19	24.45	24.05	21.78	19.53	16.71	15.46	12.77
	P(KW)	4.114	4.225	4.533	4.448	4.295	3.937	3.886	3.410
	DEBIVF (m ³ /s)	0.887	0.972	1.112	1.178	1.173	1.115	1.222	1.128
Carburant	DEBIMF (Kg/h)	2.366	2.593	2.966	3.142	3.129	2.974	3.260	3.009
	Sfc (g/kWh)	575.2	613.8	654.3	706.6	728.6	755.5	839.0	882.4
AIR	DEBIMA (Kg/h)	24.25	26.34	28.38	29.54	31.38	33.62	33.90	34.45
RAPPORT AIR/ CARBURANT	L	10.25	10.16	9.57	9.40	10.03	11.30	10.40	11.45
Pertes de friction	C(Nm)	9.00	9.00	9.50	10.00	10.00			
	P(KW)	1.413	1.555	1.790	2.042	2.199			
Rendement	Renth	0.149	0.140	0.131	0.121	0.118	0.113	0.102	0.097
	Renvo	0.790	0.780	0.770	0.740	0.730	0.730	0.690	0.660
	Renmé	0.744	0.731	0.717	0.685	0.661			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur\ : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 28.2° C Taux de compression : 6.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	30.32	29.79	26.72	24.62	21.68	20.32	17.59	15.94
	P(KW)	4.763	5.147	5.037	5.027	4.768	4.788	4.421	4.257
Carbu- -rant	DEBIVF (ml/s)	0.845	0.933	0.929	0.918	0.910	0.953	0.910	1.073
	DEBIMF (Kg/h)	2.254	2.489	2.478	2.449	2.428	2.542	2.428	2.862
	Sfc (g/KWh)	473.3	483.5	492.0	487.1	509.2	531.0	549.1	672.5
AIR	DEBIMA (Kg/h)	24.20	25.93	27.56	29.46	31.30	32.15	32.33	33.84
RAPPORT AIR/ CARBURANT L		10.73	10.42	11.12	12.03	12.89	12.65	13.32	11.82
Pertes de fri- -ction	C(Nm)	9.00	9.00	9.50	10.00	10.00			
	P(KW)	1.413	1.555	1.790	2.042	2.199			
Rende- -ment	Renth	0.181	0.177	0.174	0.176	0.168	0.161	0.156	0.127
	Renvo	0.790	0.770	0.750	0.740	0.730	0.700	0.660	0.650
	Renmé	0.771	0.768	0.738	0.711	0.684			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 20.0° C Taux de compression : 7.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	31.64	31.71	30.93	29.01	26.74	24.95	22.94	20.30
	P(KW)	4.970	5.479	5.830	5.924	5.880	5.879	5.765	5.421
	DEBIVF (m ³ /s)	0.908	0.972	0.992	1.020	1.060	1.040	1.113	1.067
Carbu- -rant	DEBIHF (Kg/h)	2.422	2.593	2.646	2.721	2.828	2.774	2.969	2.846
	Sfc (g/KWh)	487.4	473.2	453.9	459.3	480.9	471.9	515.0	525.1
AIR	DEBIMA (Kg/h)	26.44	28.39	32.11	32.33	33.49	34.95	36.26	35.85
RAPPORT AIR/ CARBURANT	L	10.92	10.95	12.14	11.88	11.84	12.60	12.21	12.60
Pertes de fric- tion	C(Nm)	7.90	7.90	8.00	8.50	9.00			
	P(KW)	1.241	1.365	1.508	1.735	1.979			
Rende- ment	Renth	0.176	0.181	0.189	0.187	0.178	0.182	0.166	0.163
	Renvo	0.840	0.820	0.850	0.790	0.760	0.740	0.720	0.670
	Renmé	0.800	0.801	0.795	0.773	0.748			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR ID 43

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 température ambiante : 20.0° C Taux de compression : 7.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	34.90	33.23	31.40	29.92	28.39	26.63	25.13	23.63
	P(KW)	5.482	5.742	5.919	6.110	6.243	6.275	6.316	6.363
	DEBIVE (ml/s)	0.834	0.875	0.904	0.988	1.004	1.063	1.105	1.113
Carbu- rant	DEBIME (Kg/h)	2.225	2.334	2.412	2.636	2.678	2.836	2.948	2.969
	Sfc (g/KWh)	405.8	406.5	407.4	431.4	429.0	451.9	466.7	466.6
AIR	DEBIMA (Kg/h)	23.30	25.28	27.20	29.05	30.05	32.11	33.24	34.25
RAPPORT AIR/ CARRURANT L		10.47	10.83	11.28	11.02	11.22	11.33	11.28	11.54
Pertes de fri- ction	C(Nm)	7.90	7.90	8.00	8.50	9.00			
	P(KW)	1.241	1.365	1.508	1.735	1.979			
Rende- ment	Renth	0.211	0.211	0.210	0.199	0.200	0.190	0.184	0.184
	Renvo	0.740	0.730	0.720	0.710	0.682	0.680	0.660	0.640
	Renmé	0.815	0.808	0.797	0.779	0.759			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 756 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 22.1° C Taux de compression : 7.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	33.17	32.67	30.08	27.80	26.29	23.21	23.11	19.98
	P(KW)	5.210	5.645	5.670	5.677	5.781	5.469	5.808	5.335
	DEBIVF (ml/s)	0.909	1.018	1.042	1.097	1.091	1.115	1.217	1.142
Carbu- -rant	DEBIMF (Kg/h)	2.425	2.716	2.780	2.926	2.910	2.974	3.246	3.046
	Sfc (g/KWh)	465.4	481.1	490.2	515.5	503.4	543.9	558.9	571.0
AIR	DEBIMA (Kg/h)	26.88	29.23	30.38	32.10	32.82	33.76	34.51	34.00
RAPPORT AIR/ CARBURANT L		11.09	10.76	10.93	10.97	11.28	11.35	10.63	11.16
Pertes de fri- ction	C(Nm)	9.50	9.80	10.00	10.50	11.00			
	P(KW)	1.492	1.693	1.885	2.144	2.419			
Rende- ment	Renth	0.184	0.178	0.175	0.166	0.170	0.158	0.153	0.150
	Renvo	0.860	0.850	0.810	0.790	0.750	0.720	0.690	0.640
	Renmé	0.777	0.769	0.751	0.726	0.705			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 22.1° C Taux de compression : 7.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C (Nm)	34.45	33.70	32.49	29.50	27.91	26.19	24.38	22.67
	P (KW)	5.411	5.823	6.124	6.024	6.138	6.171	6.127	6.054
	DEBIVE (ml/s)	0.840	0.908	0.963	0.990	1.004	1.108	1.081	1.164
Carbu rant	DEBIMF (Kg/h)	2.241	2.422	2.569	2.641	2.678	2.956	2.884	3.105
	Sfc (g/KWh)	414.1	416.0	419.5	438.4	436.4	479.0	470.6	512.9
AIR	DEBIMA (Kg/h)	25.63	27.16	29.63	30.48	31.50	32.82	32.51	31.35
RAPOORT AIR		11.44	11.21	11.53	11.54	11.78	11.10	11.27	10.10
CARBURANT	L								
Pertes de f.i.	C (Nm)	9.50	9.80	10.00	10.50	11.00			
etron	P (KW)	1.492	1.693	1.895	2.144	2.419			
Rende ment	Renth	0.207	0.206	0.204	0.196	0.196	0.179	0.182	0.167
	Renvo	0.820	0.790	0.790	0.750	0.720	0.700	0.650	0.590
	Renmé	0.784	0.775	0.765	0.730	0.717			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR 10 43

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 22.1° C Taux de compression : 8.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N (tr/min)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C (Nm)	31.18	29.82	28.53	25.95	24.62	22.39	21.11	18.59
	P (KW)	14.098	15.153	15.378	15.279	15.414	15.278	15.386	14.964
	DEBIMF (m ³ /e)	0.834	0.886	0.933	0.918	0.974	0.962	1.010	0.959
Carburant	DEBIMF (kg/h)	2.225	2.363	2.489	2.449	2.598	2.566	2.694	2.558
	Qfc (g/KWh)	454.2	458.7	462.8	463.9	479.9	486.4	507.8	515.3
AIR	DEBIMA (kg/h)	26.88	29.23	30.38	31.69	33.26	34.23	35.51	35.07
RAPPORT AIR/ CARBURANT	L	12.08	12.37	12.21	12.94	12.80	13.34	13.18	13.71
Pertes de friction	C (Nm)	8.00	9.50	9.50	10.00	10.00			
	P (KW)	1.256	1.641	1.770	2.042	2.197			
Rendement	Renth	0.189	0.187	0.195	0.185	0.179	0.176	0.169	0.168
	Renve	0.860	0.850	0.810	0.730	0.759	0.730	0.710	0.660
	Renme	0.796	0.753	0.750	0.721	0.711			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 11/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 762 mm Hg Ouverture des gas: Plaine
 Température ambiante : 19.1° C Taux de compression : 8.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	N(tr/min)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	30.72	30.14	28.93	27.13	26.20	23.81	22.73	21.66
	P(KW)	4.825	5.208	5.453	5.540	5.762	5.610	5.713	5.704
	DEBIMF (m ³ /s)	0.757	0.827	0.878	0.959	0.951	0.952	1.085	1.145
Carburant	DEBIMF (kg/h)	2.025	2.211	2.342	2.550	2.537	2.540	2.874	3.054
	Sfc (g/kwh)	419.6	424.6	429.5	461.6	440.3	452.7	506.7	528.1
AIR	DEBIMA (kg/h)	26.66	28.29	30.48	32.20	34.22	36.19	36.56	36.70
RAPPORT AIR/		13.17	12.79	13.01	12.74	13.49	14.25	12.63	12.01
CARBURANT	L								
Pertes	C(Nm)	12.00	12.00	12.30	12.70	12.80			
de frottement	P(KW)	1.885	2.073	2.318	2.593	2.814			
	Renth	0.204	0.202	0.200	0.181	0.175	0.189	0.147	0.122
Rendement	Ren _{vs}	0.840	0.910	0.800	0.790	0.770	0.760	0.720	0.680
	Ren _{mé}	0.717	0.715	0.702	0.601	0.572			

CALCULS DES PERFORMANCES DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 11/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 762 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 19.1° C Taux de compression : 9.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 kg/m³

	N(t/min)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2250
Frein	C(NM)	31.55	31.35	30.44	29.89	27.55	26.35	23.60	22.32
	P(NW)	4.956	5.417	5.738	6.104	6.057	6.209	5.931	5.960
	DEBIVE (ml/s)	0.792	0.861	0.906	0.976	0.972	1.110	1.104	1.190
Carbu rant	DEBIME (g/h)	2.113	2.297	2.417	2.604	2.593	2.961	2.945	3.174
	SEC (g/kWh)	426.3	424.0	421.2	426.6	420.0	476.9	496.5	532.6
	DEBIMA (kg/h)	27.62	30.03	32.38	34.67	36.44	38.10	38.10	38.85
AIR									
RAFFORT AIR/ CARBURANT		13.07	13.08	13.40	13.22	14.05	12.87	12.94	12.24
Pertes de fri- ction	C(Na)	10.50	10.50	10.50	10.50	11.00	11.00		
	P(NW)	1.649	1.814	1.977	2.144	2.419	2.591		
Rende ment	Renth	0.201	0.202	0.203	0.201	0.200	0.180	0.173	0.161
	Rarve	0.870	0.860	0.850	0.840	0.820	0.800	0.750	0.720
	Rarve	0.750	0.749	0.744	0.740	0.715	0.706		

CHAPITRE 3 : BILANS THERMIQUES :

A- Dans le calorimètre des gaz d'échappement :

But du calorimètre des gaz d'échappement :

L'utilisation du calorimètre des gaz d'échappement a pour but d'évaluer les pertes de chaleur dans les gaz d'échappement et de déterminer la chaleur spécifique des gaz d'échappement.

Méthode de calcul dans le calorimètre des gaz d'échappement:

Ø-La chaleur contenue dans les gaz d'échappement est :

$$Q_g = \text{DEBIMG} \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_A) \text{ [kw]}$$

Sachant que le débit massique des gaz d'échappement à la sortie du moteur doit être égal à la somme du débit massique du carburant et d'air qui entrent dans le moteur (voir schéma du calorimètre).

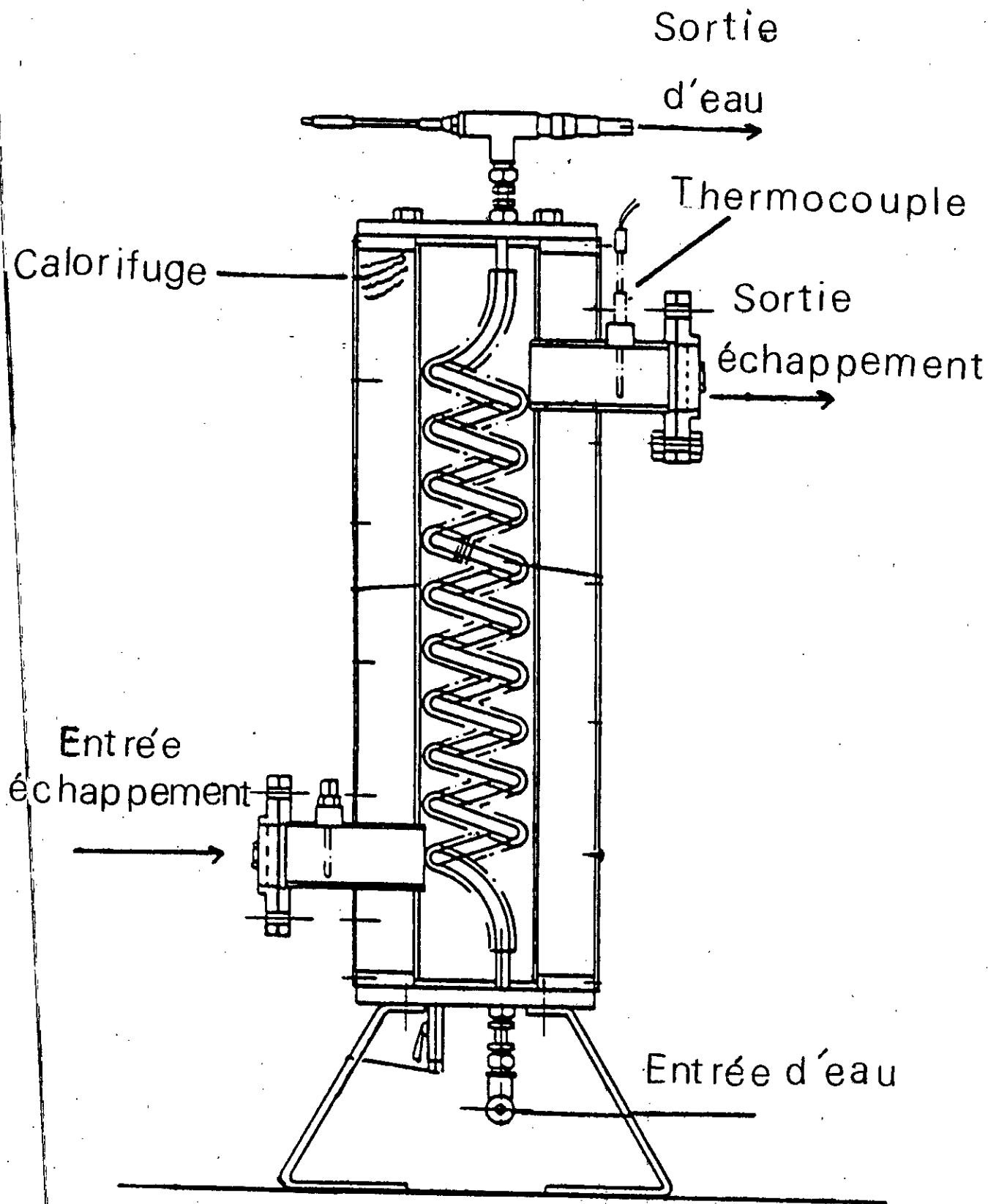
$$\text{DEBIMG} = \frac{\text{DEBIMF} + \text{DEBIMA}}{3600} \quad (\text{ kg / s })$$

Ce calorimètre utilise l'eau pour extraire la chaleur des gaz d'échappement. C'est une technique de calcul très exacte car la chaleur spécifique de l'eau est connue.

Ø-La chaleur extraite des gaz d'échappement par le calorimètre d'eau est :

$$Q_W = \text{DEBIMW} \cdot C_{pw} \cdot (T_5 - T_4) \text{ (kw)}$$

La chaleur contenue dans les gaz d'échappement ne peut être extraite complètement pour trois raisons :



CALORIMETRE TD 41

1- La température de l'eau ne peut pas augmenter au delà de son point d'ébullition.

2- La température ne peut pas être réduite au dessus de celle de la condensation de l'eau dans les gaz d'échappement.

3- Malgré que le tuyau d'échappement est calorifugé, il y 'a perte de chaleur entre la sortie du moteur et l'entrée du calorimètre des gaz d'échappement.

Ø- Débit massique d'eau du calorimètre :

$$DEBIMW = 1.67 \cdot 10^{-5} DEBIVW \cdot DENW \cdot (\text{kg} / \text{s})$$

(voir annexe : courbe 5)

Ø- L'énergie de chaleur contenue dans le carburant :

$$QF = \frac{DEBIMF \cdot Pci}{3.6 \cdot 10^6} \quad (\text{kw})$$

Ø- La chaleur spécifique moyenne des gaz d'échappement :

Si on considère que la perte de chaleur entre T1 et T2 comme négligeable, alors on peut remplacer T2 par T1.

Ø- La chaleur perdue entre la sortie du moteur et l'entrée du calorimètre est :

$$Q1 = DEBIMG \cdot Cpg \cdot (T1 - T2)$$

$$\text{mais } T1 = T2 \quad \text{====>} \quad Q1 \text{ négligeable.}$$

Ø- La chaleur extraite des gaz d'échappement par le calorimètre d'eau

$$QW = DEBIMG \cdot Cpg \cdot (T2 - T3) = DEBIMW \cdot Cpw \cdot (T5 - T4)$$

Ø- La chaleur contenue dans les gaz d'échappement après que ceux-ci ait quitté le calorimètre :

$$Q_E = \text{DEBIMG} \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_A)$$

Ø- La chaleur totale emporter par les gaz d'échappement :

$$Q_G = Q_1 + Q_W + Q_E$$

$$Q_G = Q_W + Q_E$$

Σdonc :

$$\text{DEBIMG} \cdot C_{pg} = \frac{\text{DEBIMW} \cdot (T_5 - T_4)}{T_2 - T_3} = \frac{Q_W}{T_2 - T_3}$$

$$Q_G = Q_W + \frac{Q_W}{T_2 - T_3} (T_3 - T_A)$$

$$Q_G = \frac{T_2 - T_A}{T_2 - T_3} Q_W$$

Donc :

$$Q_G = \frac{T_1 - T_A}{T_1 - T_3} Q_W \quad (\text{kw})$$

$$C_{pg} = \frac{Q_W}{(T_1 - T_3) \cdot \text{DEBIMG}} \quad (\text{kJ} / \text{kg} \text{ } ^\circ\text{k})$$

B-Dans le moteur :

Le système de refroidissement sert à évacuer la chaleur contenue dans les parties métalliques qui entoure la chambre de combustion. Dans le cas où cette chaleur n'est pas dissipée, les organes de moteur s'échauffent, en conséquence se dilatent et la température de l'huile de lubrification serait dépassée, ce qui entraîne l'usure rapide des cylindres.

Ø- Débit massique de l'eau de refroidissement du moteur :

(voir annexe : courbe 2)

$$\text{DEBIMMOT} = 1.67 \cdot 10^{-5} \cdot \text{DENW} \cdot \text{DEBIVMOT} \quad (\text{kg} / \text{s})$$

Ø- La chaleur prise par l'eau du moteur :

$$Q_M = \text{DEBIMMOT} \cdot C_{pw} \cdot (T_8 - T_7) \quad (\text{kw})$$

C-TABLEAUX DES RESULTATS :

Les tableaux qui suivent, regroupent l'ensemble des valeurs expérimentales, pour différents taux de compression.

BILAN THERMIQUE DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 02/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 761 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 24.4° C Taux de compression : 5.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
T1(K)	570	660	700	740	755	760	770	780
T3(K)	85	96	100	100	124	136	140	155
DEBIMG (Kg/h)	22.16	24.09	25.48	27.20	28.88	29.57	30.35	30.26
CPG (KJ/Kg°K)	1.378	1.136	1.030	1.064	1.040	1.014	1.033	1.211
DEBIVM (l/mn)	3.88	3.86	3.86	3.83	3.78	3.76	3.66	4.67
DEBIMM (Kg/h)	233.1	232.1	232.2	230.1	227.1	225.8	220.2	281.0
T7(K)	43.00	46.00	42.00	47.00	46.00	47.00	47.00	47.00
T8(K)	60.00	63.00	66.00	71.00	72.00	71.00	70.00	65.00
DEBIVW (l/mn)	3.102	3.072	3.132	3.072	3.143	3.102	3.143	3.143
DEBIMW (Kg/h)	186.5	184.7	188.3	184.7	188.9	186.5	188.9	188.9
T4(K)	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00
T5(K)	35.00	36.00	36.00	40.00	40.00	40.00	41.00	45.00
QW	4.115	4.289	4.373	5.147	5.265	5.198	5.484	6.362
QE	0.514	0.545	0.551	0.608	0.831	0.930	1.006	1.329
QG	4.629	4.834	4.924	5.755	6.096	6.127	6.490	7.691
QF	15.25	17.40	18.30	19.86	21.60	23.47	22.75	25.74
QM	4.601	4.580	6.471	6.411	6.855	6.292	5.881	5.874

BILAN THERMIQUE DU MOTEUR TD 43

Date des essais : 02/04/1989 **Réglage carburateur :** 2.5 tours
Pression barométrique : 761 mm Hg **Ouverture des gas:** Pleine
Température ambiante : 24.6° C **Taux de compression :** 5.0
Carburant : Essence **Réglage allumage** 20° avant PMH
Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
T1(K)	600	620	640	680	690	695	700	710
T3(K)	60	70	90	100	120	120	130	135
DEBIMG (Kg/h)	24.77	26.58	28.17	30.10	32.25	34.11	34.62	36.69
CPG KJ/Kg°K	1.079	0.956	0.923	0.897	0.857	0.772	0.693	0.730
Eau de refroidissement du moteur								
DEBIVM (l/mn)	4.29	4.46	4.47	4.48	4.48	4.45	4.31	4.29
DEBIMM (Kg/h)	258.1	268.4	268.5	269.1	269.2	267.3	259.0	258.2
T7(K)	40.00	40.00	44.00	46.00	46.00	50.00	50.00	51.00
T8(K)	60.00	59.00	60.00	69.00	70.00	70.00	74.00	61.00
DEBIVW (l/mn)	3.022	2.781	2.711	2.711	2.610	2.510	2.269	2.269
DEBIMW (Kg/h)	181.7	167.2	163.0	163.0	156.9	150.9	136.4	136.4
T4(K)	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00
T5(K)	35.00	36.00	37.00	39.00	40.00	40.00	40.00	43.00
Echange de Chaleur en (KW)								
QW	4.008	3.883	3.974	4.352	4.373	4.205	3.801	4.277
QE	0.263	0.321	0.473	0.566	0.732	0.698	0.703	0.821
QG	4.271	4.203	4.446	4.918	5.105	4.903	4.504	5.098
QF	24.03	26.58	28.13	30.31	30.56	33.05	32.12	39.18
QM	5.994	5.922	4.988	7.186	7.501	6.208	7.218	2.998

Date des essais : 05/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 759 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 26.2° C Taux de compression : 5.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
T° C des gaz	T1(K)	600	650	670	700	740	740	800
d'échappement	T3(K)	66	80	90	110	130	165	180
	DEBIMG (Kg/h)	26.85	29.22	31.43	33.44	35.41	37.28	39.26
	CPG (KJ/Kg°K)	0.761	0.575	0.849	0.706	0.751	0.744	0.649
Eau de refroidissement du moteur	DEBIVM (l/mn)	4.29	4.39	4.29	4.30	4.19	4.25	4.20
	DEBIMM (Kg/h)	258.1	263.9	258.1	258.4	252.1	255.7	252.6
	T7(K)	40.00	45.00	41.00	44.00	45.00	48.00	50.00
	T8(K)	60.00	65.00	60.00	65.00	62.00	70.00	75.00
refroidissement du calorimètre	DEBIVW (l/mn)	1.737	1.657	2.932	2.410	2.390	2.410	2.239
	DEBIMW (Kg/h)	104.4	99.6	176.3	144.9	143.7	144.9	134.6
	T4(K)	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00
	T5(K)	42.00	40.00	38.00	40.00	44.00	44.00	44.00
Echange de Chaleur en (KW)	QW	3.032	2.660	4.299	3.870	4.505	4.543	4.221
	QE	0.226	0.251	0.473	0.550	0.767	0.953	0.985
	QG	3.258	2.912	4.772	4.419	5.271	5.496	5.206
	QF	28.69	31.81	33.99	34.33	34.89	35.14	38.59
	QM	5.994	6.129	5.694	6.302	4.977	6.532	5.867

Date des essais : 05/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 759 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 26.4° C Taux de compression : 5.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
T1(K)	620	645	650	680	700	700	720	750
T3(K)	155	150	160	160	175	170	180	185
DEBIMG (Kg/h)	23.20	25.13	27.05	28.35	29.50	31.09	32.09	32.98
CPG KJ/Kg°K	1.369	1.187	1.114	1.181	1.158	0.905	1.065	0.997
DEBIVM (l/mn)	4.29	4.46	4.47	4.48	4.48	4.45	4.31	4.31
DEDIMM (Kg/h)	258.1	268.4	268.5	269.1	269.2	267.3	259.0	258.8
T7(K)	40.00	40.00	44.00	46.00	46.00	50.00	50.00	51.00
T8(K)	60.00	59.00	60.00	69.00	70.00	70.00	74.00	71.00
DEBIVW (l/mn)	2.099	2.099	2.099	2.099	2.099	2.119	2.099	2.239
DEBIMW (Kg/h)	126.2	126.2	126.2	126.2	126.2	127.4	126.2	134.6
T4(K)	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00
T5(K)	45.00	45.00	45.00	50.00	51.00	45.00	52.00	50.00
QW	4.102	4.102	4.102	4.835	4.981	4.142	5.128	5.159
QE	1.135	1.024	1.119	1.242	1.410	1.122	1.459	1.448
QG	5.237	5.127	5.221	6.077	6.391	5.264	6.587	6.607
QF	22.28	24.03	26.20	26.64	26.70	28.04	28.82	29.91
GM	5.994	5.922	4.988	7.186	7.501	6.208	7.218	6.010

BILAN THERMIQUE DU MOTEUR 10 43

Date des essais : 09/04/1989

Réglage carburateur : 2.5 tours

Pression barométrique : 758 mm Hg

Ouverture des gas: Pleine

Température ambiante : 28.2° C

Taux de compression : 6.0

Carburant : Essence

Réglage allumage 10° avant PMH

Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
T1(K)	620	650	670	700	720	730	750	780
T°C des gaz d'échappement								
T3(K)	75	82	95	110	130	145	155	170
DEBIMG (Kg/h)	24.47	26.40	28.50	29.60	31.85	32.98	34.61	34.95
CPG (KJ/Kg°K)	1.042	0.979	0.895	0.973	0.902	0.879	0.787	0.833
Eau de refroidissement du moteur								
DEBIVM (l/mn)	4.07	4.07	3.86	3.91	4.07	4.08	4.08	3.92
DEBIMM (Kg/h)	244.7	244.7	232.0	235.0	244.9	245.0	245.0	235.8
T7(K)	45.00	40.00	41.00	40.00	40.00	41.00	40.00	50.00
T8(K)	60.00	60.00	62.00	62.00	63.00	65.00	65.00	75.00
refroidissement du calorimètre								
DEBIVW (l/mn)	3.073	3.073	3.073	3.073	2.932	2.932	3.073	3.073
DEBIMW (Kg/h)	184.7	184.7	184.7	184.7	176.3	176.3	184.7	184.7
T4(K)	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00
T5(K)	35.00	36.00	36.00	39.00	40.00	40.00	38.00	40.00
Echange de Chaleur en (KW)								
QW	3.861	4.076	4.076	4.719	4.708	4.708	4.505	4.934
QE	0.332	0.386	0.473	0.654	0.812	0.940	0.960	1.147
QG	4.193	4.462	4.549	5.374	5.520	5.648	5.465	6.081
QF	28.26	28.88	32.34	34.17	36.47	36.44	38.00	37.25
QM	4.262	5.682	5.657	6.004	6.540	6.827	7.112	6.845

CHAPITRE 4 : ANALYSE DE GAZ D'ECHAPPEMENT :

But de l'analyse des gaz d'échappement :

La nature de la combustion influe sur les performances du moteur. Afin de prévoir la qualité de cette combustion, on effectue une analyse des gaz d'échappement.

A-LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS A EXPLOSION :

Grâce au fait que la combustion est réalisée dans le fluide moteur, les machines à combustion interne se trouvent particulièrement aptes à la réalisation de hautes puissances spécifiques mais, en contrepartie, elles exigent des combustibles aptes à une combustion rapide et complète et surtout exempte de résidus solides.

Pratiquement, les moteurs à combustion interne utilisent comme combustibles des liquides combustibles (la plupart du temps dérivés du pétrole : essence, gas-oil, ...) et comme comburant l'air

La réaction de combustion a lieu instantanément. Après il y a dégagement de la chaleur; donc c'est une réaction exothermique.

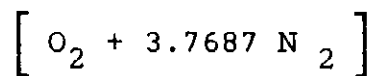
La réaction de combustion ne dégage pas toute la chaleur qu'il serait théoriquement possible de tirer du combustible utilisé. En outre, une partie de cette chaleur se perd en général par les parois de la chambre de combustion et n'est par conséquent pas réellement utilisée à chauffer le fluide moteur.

La perte par imbrulés est inévitable si la concentration en combustible est supérieure à celle qui correspondrait au mélange stœchiométrique, et suivant les conditions technique de la combustion, on réalise un excès d'air plus ou moins grand, c'est-à-dire un défaut de combustible plus ou moins important pour que toute la chaleur qui peut théoriquement être dégagée le soit effectivement. Si en particulier, on appelle richesse et si on désigne par r le rapport existant entre la quantité de combustible

réellement associée à une certaine masse d'air pour sa combustion, et la quantité de combustible qui se trouverait associée à la même masse d'air dans le mélange stoechiométrique (la richesse du mélange stoechiométrique : $r = 1$),

Le comburant :

Le comburant est de l'air de composition volumique de 20.97 % d'oxygène et de 79.03 % d'azote. On représentera l'air par la formule :



Le combustible :

L'essence, d'autre part, est un produit complexe. C'est un mélange d'hydrocarbures, comprenant l'hexane (C_6H_{14}), l'heptane (C_7H_{16}), l'octane (C_8H_{18}), le nonane (C_9H_{18}), etc., mais on domine l'heptane.

On prendra comme type standard d'essence, une essence de pouvoir calorifique de 42 300 [KJ/KG °K] et de masse spécifique (ρ) égal à 741 [Kg/m³].

Mélange stoechiométrique et equation de combustion :

Le mélange stoechiométrique est un mélange combustible contenant exactement la proportion de comburant voulue, pour que l'oxygène de ce comburant puisse oxyder totalement le carbone et l'hydrogène, contenue dans le combustible.

En fonction de cette définition, il est évident que les produits de combustion de formule $C_x H_y$ doivent contenir uniquement :

- * du gaz carbonique CO₂
- * de l'eau H₂O
- * de l'azote atmosphérique N₂

Il suffit alors d'exprimer la conservation des différents éléments C, H, O et N pour constater que l'équation théorique de combustion d'un mélange stoechiométrique s'effectue selon la formule :



Dans la combustion réelle, il peut se former bien d'autres composés que dans la combustion théorique, mais pour prévoir exactement les proportions de chacun de ces composés, il faut faire une analyse des gaz brûlés.

L'analyse des gaz brûlés est réalisée dans des appareils qui nécessitent la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les gaz (analyseurs d'orsat, chromatographe ou analyseurs continue à absorption par rayonnement infrarouge, avec dessiccation des gaz).

B-Analyseur d'orsat portatif :

Ø- Principe d'analyse :

On mesure les variations de volume, consécutives aux absorptions sélectives des constituants des gaz au moyen de réactives appropriés.

Ø Description de l'appareil :

L'analyseur d'orsat simple, comprend une rampe en tube de verre, x laboratoires (dans notre cas on 3 laboratoires) d'absorption et une burette de mesure B de 100 cm³, entourée d'une chemise d'eau. La burette est reliée par un tuyau en caoutchouc à un flacon moteur F de 150 cm³.

Ø- Mode opératoire :

Après avoir rempli la burette de gaz à analyser, on ferme le robinet A. En baissant le flacon moteur F , on rejette les gaz

vers l'atmosphère. On répète l'opération 3 à 4 fois, à la dernière on remplit la burette B de 100 cm^3 de gaz.

On élève ensuite le flacon moteur F à un niveau supérieur à la burette B et on ouvre le robinnet de l'absorbant de CO_2 .

Lorsque l'absorbant est rempli de gaz on ferme le robinnet, on baisse le flacon moteur et on reprend le gaz dans la burette B.

On répète cette opération jusqu'à refus et on effectue une lecture du volume restant, sur la règle graduée de la burette de mesure, par équilibre des niveaux du liquide de garde. On passe alors à l'absorbant suivant et ainsi de suite.

Ø- Préparation des réactifs :

■ Liquide de garde :

Une solution aqueuse à 37 % en poids de chlorure de calcium, rendue acide par addition de quelques gouttes d'acide chlorydrique, colorée par l'héliantine.

■ Réactif absorbant le gaz carbonique : CO_2

Une solution de soude composé de 200 g de NaOH et de 1 l d'eau distillée.

■ Réactif absorbant l'oxygène : O_2

L'absorption se fait dans de l'eau contenant de l'hydrosulfite, composé de deux solutions :

1°- 30 g d'hydrosulfite de soude $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_4$ additionné à 250 cm^3 d'eau distillée.

2°- 80 g de potasse KOH additionné à 50 cm^3 d'eau distillée.

Après refroidissement on réunit les deux solutions.

■ Réactif absorbant l'oxyde de carbone :

A une solution de 66 g de chlorure cuivreux et 500 cm^3 d'eau distillée, on ajoute 500 cm^3 d'acide chlorydrique et on la

mettera dans un laboratoire qui contient des spirale en cuivre.

* Ordre d'absorption :

Pour avoir de bon résultats, il est important de suivre cet ordre d'absorption :

- CO₂
- O₂
- CO

(voir figure 1)

Ø- Les résultats expérimentaux :

Bien que les mesures aient été prélevées dans des conditions difficiles (fuite dans la conduite d'échappement), les renseignements fournis ont gardé leurs importances.

Σ	<i>bonne</i> Pleine ouverture			<i>mauvaise</i> Mauvaise ouverture		
	CO ₂	O ₂	CO	CO ₂	O ₂	CO
6	6	1,5	1	6,5	1,5	3
7,5	9	2	2	6,5	1,5	3
8	8	1	1	7	1	2
9	9,5	1	1,5	8,5	0,5	4
9,5	9,5	1	1,5	7,5	1	1,5
10,5	10,5	0,5	1	3	0,5	3

Ø- Interprétation des résultats :

⊕ Pour deux ^{ouverture} avance à l'allumage différents avec un taux de compression et une vitesse de rotation fixées, la quantité d'oxygène et de dioxyde de carbone diminue, par contre celle de

l'oxyde de carbone augmente

Pour une avance à l'allumage et une vitesse de rotation fixées, une augmentation du taux de compression, entraîne une augmentation de la quantité du dioxyde de carbone et une diminution de la quantité d'oxygène et l'oxyde de carbone.

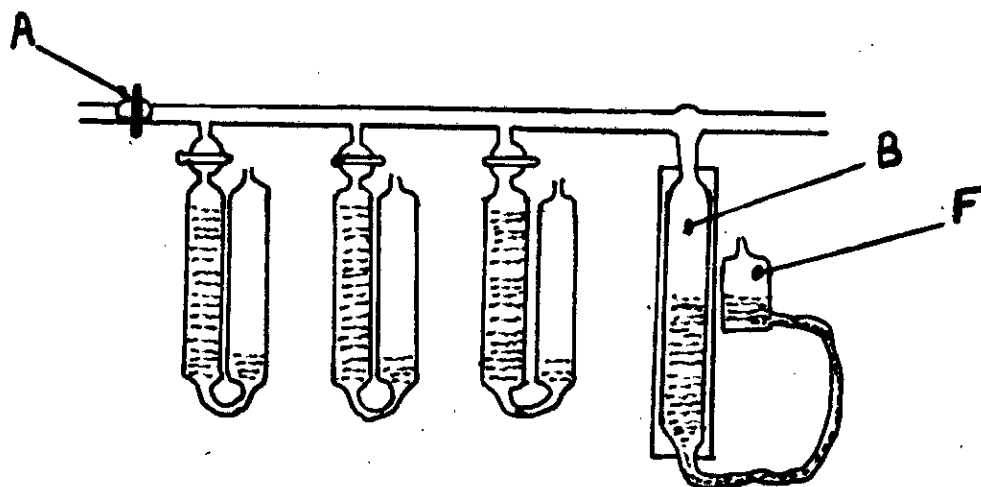


Fig 1: Appareil d'ORSAT



CHAPITRE 5 : BILAN ENERGETIQUE :

Le bilan énergétique exprime simplement le fait que, conformément au premier principe, l'énergie potentielle contenue dans le combustible effectivement brûlé doit se retrouver sous les différentes formes mentionnées ci-dessous :

- a- travail mécanique transmis à l'extérieur,
- b- chaleur transmise à l'extérieur par le système de refroidissement du moteur,
- c- énergie contenue dans les gaz brûlés évacués, sous forme de chaleur à l'extérieur ou sous forme d'énergie potentielle chimique due à la présence d'éléments incomplètement oxydés ou combinés,
- d- pertes diverses par radiation, convection et conduction.

On sait donc que toute la chaleur fournie par le combustible n'est pas utilisée en travail utile. La plus grande partie de cette énergie est perdue. Les pertes de chaleur les plus considérables s'effectuent par refroidissement du moteur et par échappement. Ces pertes absorbent à elles seules 68 à 70 % des calories fournies au moteur. Les autres pertes sont dues aux frottements mécaniques et au freinage dans les tuyauteries.

#-TABLEAUX DES RESULTATS:

Les tableaux qui suivent, regroupent l'ensemble des valeurs calculées pour différents taux de compression et différentes avances à allumage

$$\begin{array}{l}
 QF^0 = \dots \cdot QF \\
 \% QW = \frac{QW}{QF^0} \times 100 \\
 \% QE = \dots
 \end{array}
 \left|
 \begin{array}{l}
 \% LT = 100 - (\% QW + \dots \\
 + QM + W)
 \end{array}
 \right.$$

- Interprétation des résultats :

↳ suite de l'autre page

Il est évident que, si la combustion abouti à un mélange brûlé qui contient encore des élément oxydables comme l'oxyde de

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 02/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 761 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 24.4° C Taux de compression : 5.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	12.50	14.27	15.01	16.28	17.71	19.24	18.66	21.11
% QW	32.90	30.07	29.14	31.61	29.73	27.01	29.40	30.14
% QE	4.11	3.82	3.67	3.73	4.69	4.83	5.39	6.30
% QG	37.02	33.88	32.82	35.35	34.42	31.84	34.79	36.44
% QM	36.80	32.11	43.13	39.38	38.70	32.70	31.53	27.83
% W	13.91	13.29	13.28	13.16	12.78	12.01	11.83	10.89
% WF	9.92	9.69	10.05	11.29	11.17			
% LT	12.28	20.72	10.78	12.12	14.10	23.45	21.85	24.83

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 02/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 761 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 24.6° C Taux de compression : 5.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	19.70	21.79	23.07	24.86	25.06	27.10	26.34	32.13
% QW	20.34	17.82	17.23	17.51	17.45	15.52	14.43	13.31
% QE	1.33	1.47	2.05	2.28	2.92	2.57	2.67	2.56
% QG	21.68	19.29	19.27	19.79	20.37	18.09	17.10	15.87
% QM	30.42	27.17	21.62	28.91	29.93	22.91	27.41	9.33
% W	18.84	18.63	17.44	17.39	16.80	16.07	15.72	12.35
% WF	6.30	6.34	6.54	7.39	7.90			
% LT	29.06	34.91	41.66	33.91	32.89	42.93	39.77	62.45

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 28.2° C Taux de compression : 6.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	23.17	23.68	26.52	28.02	29.91	29.88	31.16	30.55
% QW	16.66	17.21	15.37	16.84	15.74	15.75	14.46	16.15
% QE	1.43	1.63	1.79	2.34	2.72	3.15	3.08	3.75
% QG	18.09	18.84	17.16	19.18	18.46	18.90	17.54	19.91
% QM	18.39	23.99	21.33	21.43	21.86	22.85	22.82	22.41
% W	17.35	17.29	16.39	15.49	14.47	13.00	12.25	11.05
% WF	4.07	4.74	4.98	5.83	5.88			
% LT	46.16	39.87	45.12	43.90	45.21	45.25	47.39	46.64

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 29.5° C Taux de compression : 6.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	20.98	20.67	22.02	23.43	24.40	26.39	26.29	29.76
% QW	19.12	21.79	20.45	20.10	18.08	18.09	19.07	15.82
% QE	3.84	4.74	4.87	5.10	4.54	4.61	5.06	3.90
% QG	22.96	26.52	25.32	25.19	22.62	22.69	24.12	19.72
% QM	25.73	26.12	24.53	23.07	23.27	21.51	21.59	20.89
% W	17.92	19.18	19.51	18.64	18.16	17.01	16.45	14.92
% WF	4.49	5.43	5.99	6.97	7.21			
% LT	33.39	28.17	30.63	33.09	35.95	38.79	37.84	44.47

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 09/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 20.0° C Taux de compression : 7.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	23.17	24.81	25.32	26.03	27.05	26.54	28.40	27.23
% QW	10.89	12.21	12.15	14.87	14.30	15.25	17.67	17.80
% QE	0.43	0.55	0.93	2.35	2.91	3.68	4.65	5.11
% QG	11.32	12.76	13.09	17.21	17.22	18.93	22.32	22.90
% QN	22.19	18.33	19.21	26.23	27.08	23.70	24.78	27.14
% W	21.45	22.09	23.03	22.76	21.74	22.15	20.30	19.91
% WF	5.35	5.50	5.96	6.67	7.32			
% LI	45.04	46.82	44.67	33.80	33.96	35.22	32.60	30.05

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 20.0° C Taux de compression : 7.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 20° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	21.28	22.33	23.07	25.21	25.62	27.13	28.20	28.40
% QW	20.52	17.67	17.71	17.32	18.87	18.33	17.64	15.92
% QE	3.33	5.41	5.04	5.29	6.03	5.86	5.67	5.10
% QG	23.85	23.08	22.75	22.61	24.90	24.19	23.31	21.02
% QM	19.25	25.39	23.37	25.95	26.34	24.87	25.21	24.09
% W	25.76	25.71	25.66	24.23	24.37	23.13	22.40	22.40
% WF	5.83	6.11	6.54	6.88	7.72			
% LT	31.14	25.82	28.22	27.21	24.40	27.80	29.08	32.49

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 10/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 758 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 22.1° C Taux de compression : 8.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	21.28	22.61	23.81	23.43	24.86	24.55	25.78	24.47
% QW	12.33	12.09	11.48	15.40	14.96	17.37	18.66	20.10
% QE	1.93	2.12	2.34	3.56	3.86	4.60	4.99	5.67
% QG	14.26	14.21	13.82	18.96	18.81	21.97	23.65	25.77
% QM	22.70	27.41	28.37	20.76	18.36	29.86	36.51	29.09
% W	23.01	22.79	22.59	22.53	21.78	21.49	20.58	20.28
% WF	5.90	7.26	7.52	8.71	8.85			
% LT	40.03	35.58	35.22	37.74	41.05	26.67	19.26	24.85

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 11/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 762 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 19.1° C Taux de compression : 9.0
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	20.21	21.97	23.12	24.91	24.81	28.33	28.17	30.37
% QW	23.70	21.80	21.32	18.66	17.18	15.51	14.41	12.11
% QE	6.89	6.43	6.49	5.82	5.40	4.59	4.33	3.27
% QG	30.59	28.23	27.82	24.48	22.58	20.10	18.74	15.39
% QM	22.33	31.40	28.73	30.69	20.59	27.03	22.30	29.09
% W	24.52	24.65	24.82	24.51	24.42	21.92	21.05	19.63
% WF	8.159	8.255	8.559	8.607	9.750			
% LT	22.56	15.72	18.64	20.33	32.40	30.95	37.91	35.90

BILAN ENERGETIQUE

Date des essais : 12/04/1989 Réglage carburateur : 2.5 tours
 Pression barométrique : 762 mm Hg Ouverture des gas: Pleine
 Température ambiante : 20.0° C Taux de compression : 10.5
 Carburant : Essence Réglage allumage 10° avant PMH
 Poids spécifique : 0.741 Kg/m³

	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
N(tr/mn)	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550
QF°	23.43	24.35	26.39	26.62	27.33	31.13	27.87	31.54
% QW	7.60	11.00	11.03	11.91	12.39	14.35	16.30	15.02
% QE	0.49	0.75	1.23	2.73	3.46	3.93	4.95	4.87
% QG	8.10	11.75	12.26	14.65	15.85	18.27	21.25	19.89
% QM	24.36	23.28	23.25	24.17	24.62	22.15	24.74	23.78
% W	27.52	28.90	28.94	30.14	29.75	28.27	27.74	26.60
% WF	6.03	7.10	7.14	7.67	8.45			
% LT	40.02	36.07	35.55	31.04	29.78	31.32	26.27	29.73

carbone, les carbures d'hydrogène, l'hydrogène proprement dit, la quantité de chaleur dégagée par la réaction chimique pendant la dite combustion se trouve réduite. Ceci est facilement interpréter par ces tableaux de bilan .

Pour un taux de compression et un allumage constant on a :

- $\%_{\text{tr}}$ # La quantité de chaleur convertie en travail *de l'ordre 24%* diminue
- $\%_{\text{M}}$ # La chaleur perdue par refroidissement du moteur *de l'ordre 30%* diminue
- $\%_{\text{G}}$ # Les pertes au niveau de l'échappement diminue aussi 23%
- $\%_{\text{NF}}$ # les pertes de frottements augmente 10%
- $\%_{\text{LI}}$ # Par contre les autres pertes diminue 13%

Pour un allumage et une vitesse de rotation constants, on a :

- # La quantité de chaleur convertie en travail augmente 16%
- # La chaleur perdue par refroidissement du moteur diminue 25%
- # Les pertes au niveau de l'échappement diminue aussi 19%
- # les pertes de frottements augmente 8%
- # Par contre les autres pertes diminue 29%

Tous ces résultats, peuvent facilement s'expliquer si on regarde l'allure des courbe de performances. (Deuxième partie Chapitre 2)

DEUXIEME PARTIE

CHAPITRE 1 : THEORIE DE LISSAGE DE COURBES ET MODELISATION :

L'analyse numérique (qui englobe les techniques pratiques de calcul) n'a pas réussi à mettre au point une théorie complète de l'approximation des fonctions et se contente de posséder un catalogue de méthodes parmi lesquelles le " bon " mathématicien, physicien ou ingénieur saura trouver celle qui lui conviendra le mieux [1].

L'idée de plusieurs grands mathématiciens tels que LAGRANGE, NEWTON, LEGENDRE,... fut à partir de quelques points seulement, d'essayer de recomposer une fonction donnée, sur un intervalle fermé tout en essayant de majoret l'erreur commise [1].

Par exemple, une expérience fournit une suite de valeurs y_i en des points x_i , $i = 1, \dots, n$ et que l'expérimentateur ait l'intuition de la fonction f telle que :

$$y_i = f(x_i) \quad i=1, \dots, n \text{ (aux erreurs expérimentales près)}$$

Par exemple :

$$1- F(x) = a x + b$$

$$2- F(x) = a_0 + a_1 x + \dots + a_p x^p$$

$$3- F(x) = \frac{a x + b}{x + b}$$

$$4- F(x) = a e^{-2x} + b e^{-x}$$

$$5- F(x) = a e^{-b x} + c e^{d x}$$

$$6- F(x) = a_1 e^{b_1 x} + \dots + a_p e^{b_p x}$$

On cherchera alors à ajuster cet ensemble de points afin de déterminer " au mieux " les coefficients (a, b, c, d, \dots) pour retrouver les résultats expérimentaux et aussi pour tracer la courbe (C) "aussi proche que possible " de l'ensemble de points $M_i(x_i, y_i)$. [2]

L'approximation d'une fonction F^* au sens des moindres carrés est basée sur la minimisation de l'erreur :

$$\sum_{i=1}^n \left[y_i - F(x_i) \right]^2 \quad (1)$$

En choisissant convenablement les paramètres (ai, bi, ci, ...) qui, au nombre fini, détermine F .

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 :

$$F^*(x_i) = \sum_{k=0}^m P_k f^k(x_i) \quad \begin{matrix} i=1, \dots, n \\ k=1, \dots, m \end{matrix}$$

n : nombre de points d'expérience

k : nombre d'inconnus ou degré d'interpolation

$$F(x_i) = P_0 f(x_i) + P_1 f^2(x_i) + \dots + P_m f^m(x_i) \quad (3)$$

P_1, \dots, P_m sont des inconnues.

La meilleure approximation discrète, au sens des moindres carrés si :

$$\sum_{i=1}^n \left[y_i - F(x_i) \right]^2 < \sum_{i=1}^n \left[y_i - F^*(x) \right]^2 \quad (4)$$

On prendra pour $f^k(x_i)$ le cas particulier des polynomes de la forme :

$$f^k(x_i) = x_i^k \quad (5)$$

Donc

$$F(x_i) = \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \quad (6)$$

On veut donc minimiser :

$$S = \sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n \left[y_i - F(x_i) \right]^2 \quad (7)$$

$$S = \sum_{i=1}^n r_i^2 = \sum_{i=1}^n \left[y_i - \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \right]^2 \quad (8)$$

Du point de vue géométrique, les résidus r_i sont les distances entre les points expérimentaux et la courbe approximée tracé à partir de

$$F(x) = \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \quad (9)$$

Comme condition nécessaire de la minimisation de la somme (1-3) par rapport à P_k , $k=0, \dots, m$

S est donc une fonction de paramètres P_0, P_1, \dots, P_m .

Pour rendre minimum cette fonction, il faut que les dérivées partielles de $S(P_0, P_1, \dots, P_m)$ suivant P_k soient simultanément nulles.

$$S = \sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n \left[y_i - \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \right]^2 \quad (10)$$

$$S = \sum_{i=1}^n \left[y_i - \left[P_0 + P_1 x + P_2 x^2 + \dots + P_m x^m \right] \right] \quad (11)$$

et alors : $\frac{\partial S}{\partial P_j} = 0 \implies 2 \sum r_i \frac{\partial r_i}{\partial P_j} = 0 \quad (12)$

$$k = 0, \dots, m$$

Cela se traduit par le système linéaire de $m+1$ dont les inconnus sont P_0, P_1, \dots, P_m .

Calculons les coefficients de la matrice associée au système :

Sachant que : $r_i = y_i - \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \quad (13)$

$$\frac{\partial r_i}{\partial P_j} = \frac{\partial}{\partial P_j} \left[\sum_{k=0}^m P_k x_i^k \right] = x_i^j \quad (14)$$

donc de (12) : $2 \sum_{i=1}^n r_i \frac{\partial r_i}{\partial P_j} = 0 \quad (15)$

$$2 \sum_{i=1}^n r_i x_i^j = 0 \quad (16)$$

C'est-à-dire :

$$\sum_{i=1}^n \left[y_i - \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \right] x_i^j = 0 \quad (17)$$

$$\sum_{i=1}^n \left[\sum_{k=0}^m P_k x_i^k \right] x_j = \sum_{i=1}^n y_i \cdot x_j \quad (18)$$

Donc :

$$\sum_{i=1}^n \left[P_0 + P_1 x_i + P_2 x_i^2 + \dots + P_m x_i^m \right] = \sum_{i=1}^n y_i x_i^j \quad (19)$$

que je peux écrire :

$$\begin{bmatrix} n P_0 + \sum_{k=0}^m P_k x_i & + \sum_{k=0}^m P_2 x_i^2 & + \dots + \sum_{k=0}^m P_m x_i^m \\ \sum_{k=0}^m P_0 x_i & + \sum_{k=0}^m P_1 x_i^2 & + \sum_{k=0}^m P_2 x_i^3 & + \dots + \sum_{k=0}^m P_m x_i \\ \sum_{k=0}^m P_0 x_i^2 & + \sum_{k=0}^m P_1 x_i^3 & + \sum_{k=0}^m P_2 x_i^4 & + \dots + \sum_{k=0}^m P_m x_i \\ \vdots & & & \\ \sum_{k=0}^m P_0 x_i^m & + \sum_{k=0}^m P_1 x_i^{m+1} & + \sum_{k=0}^m P_2 x_i^{m+2} & + \dots + \sum_{k=0}^m P_m x_i^{2m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^m y_i \\ \sum_{k=0}^m y_i x \\ \sum_{k=0}^m y_i x^2 \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^m y_i x^m \end{bmatrix} \quad (20)$$

on remarque que :

$$a_{ik} = a_{ki} \quad (21)$$

c'est-à-dire c'est une matrice

symétrique .Donc de (7) revient à écrire le système :

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1,m+1} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & & a_{2,m+1} \\ \vdots & & & & \vdots \\ a_{m+1,1} & a_{m+1,2} & a_{m+1,3} & & a_{m+1,m+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ P_1 \\ \vdots \\ P_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^m P_k x_i \\ \sum_{k=0}^m P_k x_i \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^m P_k x_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_m \end{bmatrix}$$

Donc :

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1,m+1} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & & a_{2,m+1} \\ \vdots & & & & \vdots \\ a_{m+1,1} & a_{m+1,2} & a_{m+1,3} & & a_{m+1,m+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ P \\ \vdots \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b \\ b \\ \vdots \\ b \end{bmatrix} \quad (23)$$

L'équation :

$$F(x_i) = \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \quad i=1, \dots, n \quad (24)$$

$$r_i = y_i - \sum_{k=0}^m P_k x_i^k \quad (25)$$

$$\text{Donc : } y_i = \sum_{k=0}^m P_k x_i^k + r_i \quad (26)$$

Sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & x_1^2 & \dots & x_1^m \\ 1 & x_2 & x_2^2 & & x_2^m \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_m & x_m^2 & & x_m^m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ P_1 \\ \vdots \\ P_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} r_0 \\ r_1 \\ \vdots \\ r_m \end{bmatrix} \quad (27)$$

$Y = W \cdot Z + r$

$$Y = W \cdot Z + r \quad (28)$$

Avec W : matrice carrée de $(m+1, m+1)$ éléments

Z : matrice de $(1, m+1)$ éléments

r : matrice de $(1, m+1)$ éléments

Y : matrice de $(1, m+1)$ éléments

et selon $S = \sum_{i=1}^n r_i^2$

on a : $S = r^T r = (y - WZ)^T (y - WZ)$ (29)

on remarque que :

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & & a_{2m} \\ \vdots & & & & \\ a_{m+1,1} & a_{m+1,2} & a_{m+1,3} & & a_{m+1,m} \end{bmatrix} = W^T W \quad (30)$$

et que :

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_m \end{bmatrix} = W^T Y \quad (31)$$

et que $S = r^T r$ (32)

donc, toutes ces constatations nous permettent d'écrire le système (23) sous la forme de :

$$W^T W \cdot Z = W^T Y \quad (33)$$

$$Z = (W^T W)^{-1} \cdot W^T Y \quad (35)$$

Si la matrice $(W^T W)^{-1}$ existe .

Et à partir de là on a plusieurs méthodes de résolutions de ce système :

- ⊗ LA METHODE DE CHOLESKI
- ⊗ LA METHODE GASS-JORDAN
- ⊗ LA METHODE GRAM-SCHMIDT

La matrice $(W^T W)$ ou $\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & & a_{2m} \\ \vdots & & & & \\ a_{m+1,1} & a_{m+1,2} & a_{m+1,3} & & a_{m+1,m} \end{bmatrix}$ est donc

symétrique et on remarque que le déterminant est souvent proche de

zéro, ce qui signifie que la matrice du système est mal conditionnée, autrement dit la solution (c'est-à-dire les coefficients D_j), varie fortement à la moindre variation des coefficients de la matrice.

$$\text{Donc l'équation } Z = (W^T W) W^T Y \quad (34)$$

peut être résolue par quelques procédures de pivotation (GAUSS, GAUSS-JORDAN, CHOLESKI,....) et chacun des résultats finaux réduit les équations à un système triangulaire supérieur, et ainsi différentes méthodes peuvent être utilisées pour produire cette matrice triangulaire supérieure et déterminer les solutions Z .

ELIMINATION DE GAUSS :

$$\text{De } (W^T W) Z = W^T Y \quad (35)$$

$$\text{on peut écrire } A Z = C \quad (36)$$

$$\text{avec } A = W^T W \quad (37)$$

$$C = W^T Y \quad (38)$$

Avec A : matrice carrée de $(m+1, m+1)$ éléments
 C : matrice de $(1, m+1)$ éléments

La matrice A est réduite à une matrice triangulaire supérieure par une série d'opérations pivotables qui consiste à des permutations des lignes et des colonnes des deux matrices A et C :

$$E^{(11)}; E^{(21)}; E^{(31)}; \dots; E^{(k1)}; \dots; E^{(kk)}$$

jusqu'à l'obtention d'une matrice triangulaire supérieure (GAUSS), et de là on réduit A à une triangulaire avec des éléments seulement sur la diagonale (JORDAN).

DECOMPOSITION DE CHOLESKI :

cette méthode enveloppe la solution de la matrice triangulaire réduite L , tel que :

$$W^T W = L L^T \quad (39)$$

L : matrice triangulaire supérieure de $(m+1, m+1)$ éléments

MODIFICATION DE GRAM-SCHMIDT :

7

Puisque les procédures de GAUSS et de CHOLESKI opèrent sur la matrice triangulaire, les modifications de GRAM-SCHMIDT opèrent directement sur W (voir annexe 2).

l'algorithme est :

$$L_{ij} = \frac{X_i^{(i)T} X_j^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} \quad \begin{matrix} j = 2, \dots, m \\ i = 1, \dots, k \end{matrix} \quad (40)$$

$$R_i = \frac{X_i^{(i)T} Y^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}}$$

$$X_j^{(i+1)} = X_j^{(i)} - L_{ij} X_i^{(i)} \quad (41)$$

$j = i+1, \dots, k$

$$Y^{(i+1)} = Y^{(i)} - R_i X_i^{(i)} \quad (42)$$

Les relations (41), (42) nous permettent d'écrire le système :

$$L Z = R$$

qu'on peut résoudre par rapport à Z .

Pour plus de détail voir annexe 2 .

ORGANIGRAMME :

CHAPITRE 2 : APPLICATION DU MODELE AU TD 43 :

Les courbes et les tableaux de polynômes dans les pages suivantes, sont tracés en tenant compte du modèle établi ci-dessus.

Le grand nombre de résultats obtenus, ne nous a pas permis de les tracer et de les tabuler tous, on a préféré mettre quelques-uns seulement.

P(kw)

10

8

6

4

2

0

Δ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

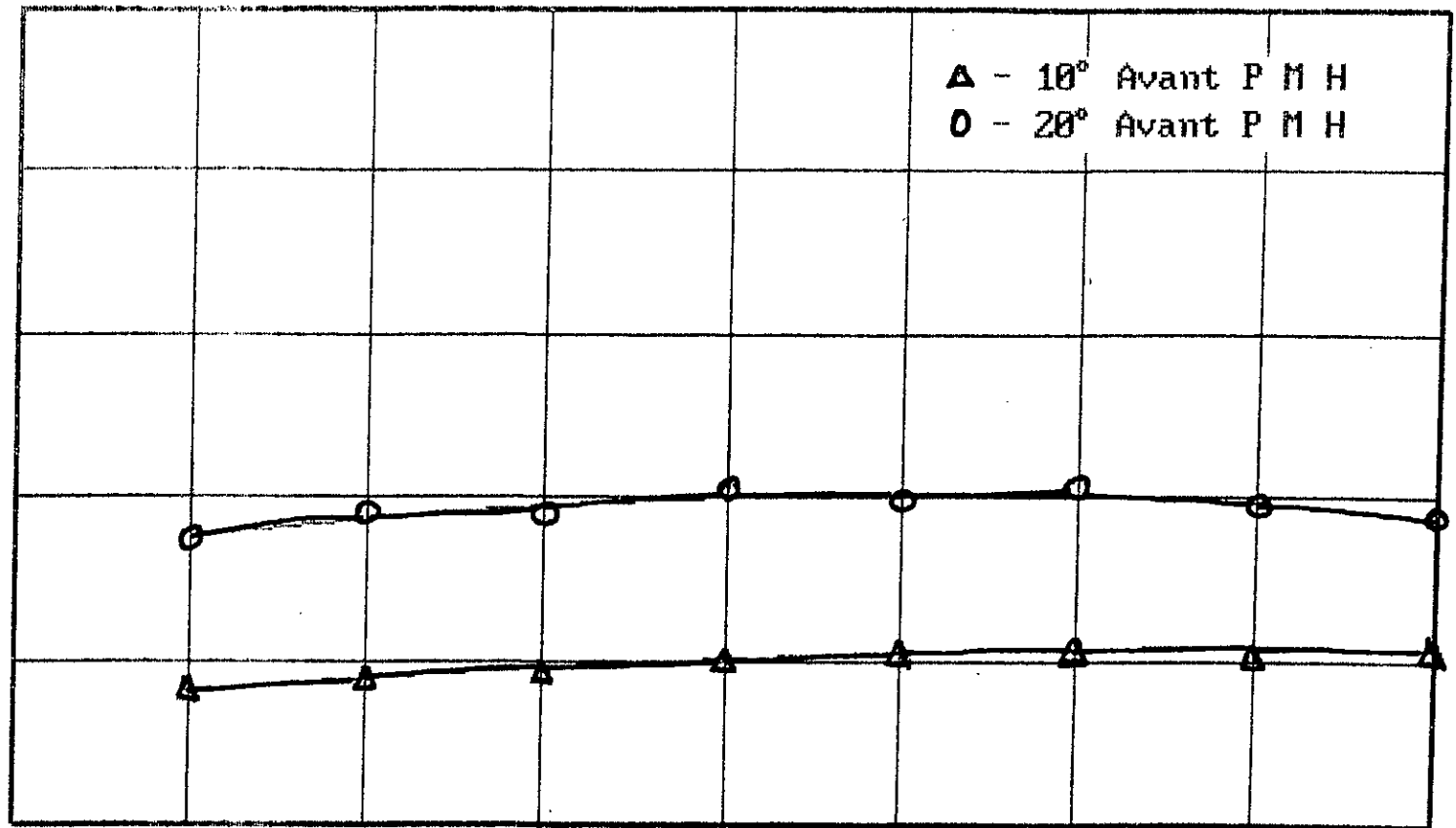
1900

2250

2550

N(tr/min)

$P = F(N)$ et $E = 5.0$



P(kw)

10

8

6

4

2

0

△ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

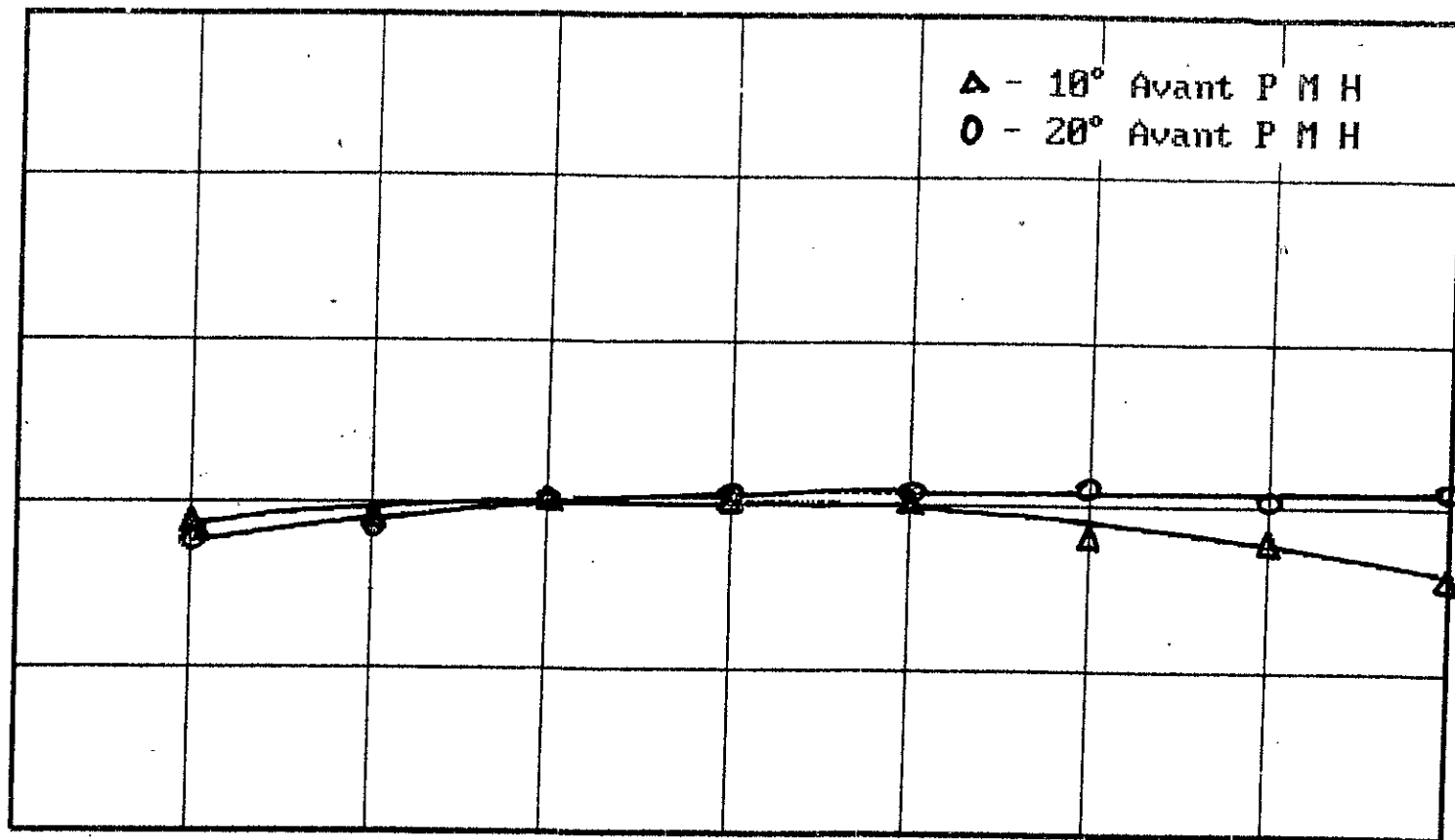
1900

2250

2550

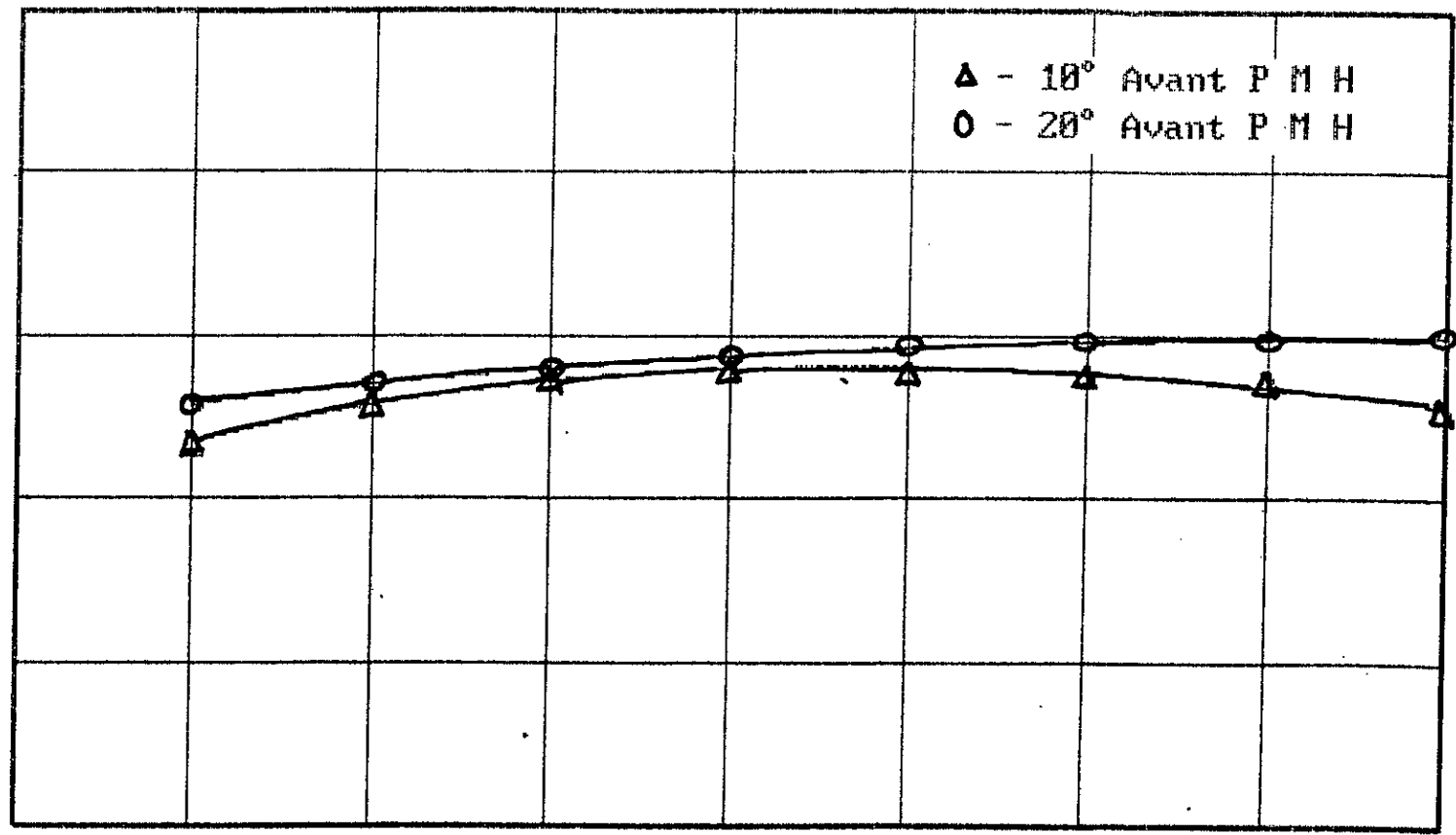
N(tr/min)

P = F(N) et E = 6.0



P(kw)

10
8
6
4
2
0



Δ - 10° Avant P M H
O - 20° Avant P M H

1350

1650

1900

2250

2550

Ntr/min)

P = F(N) et E = 7.0

P(kw)

10

8

6

4

2

0

▲ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

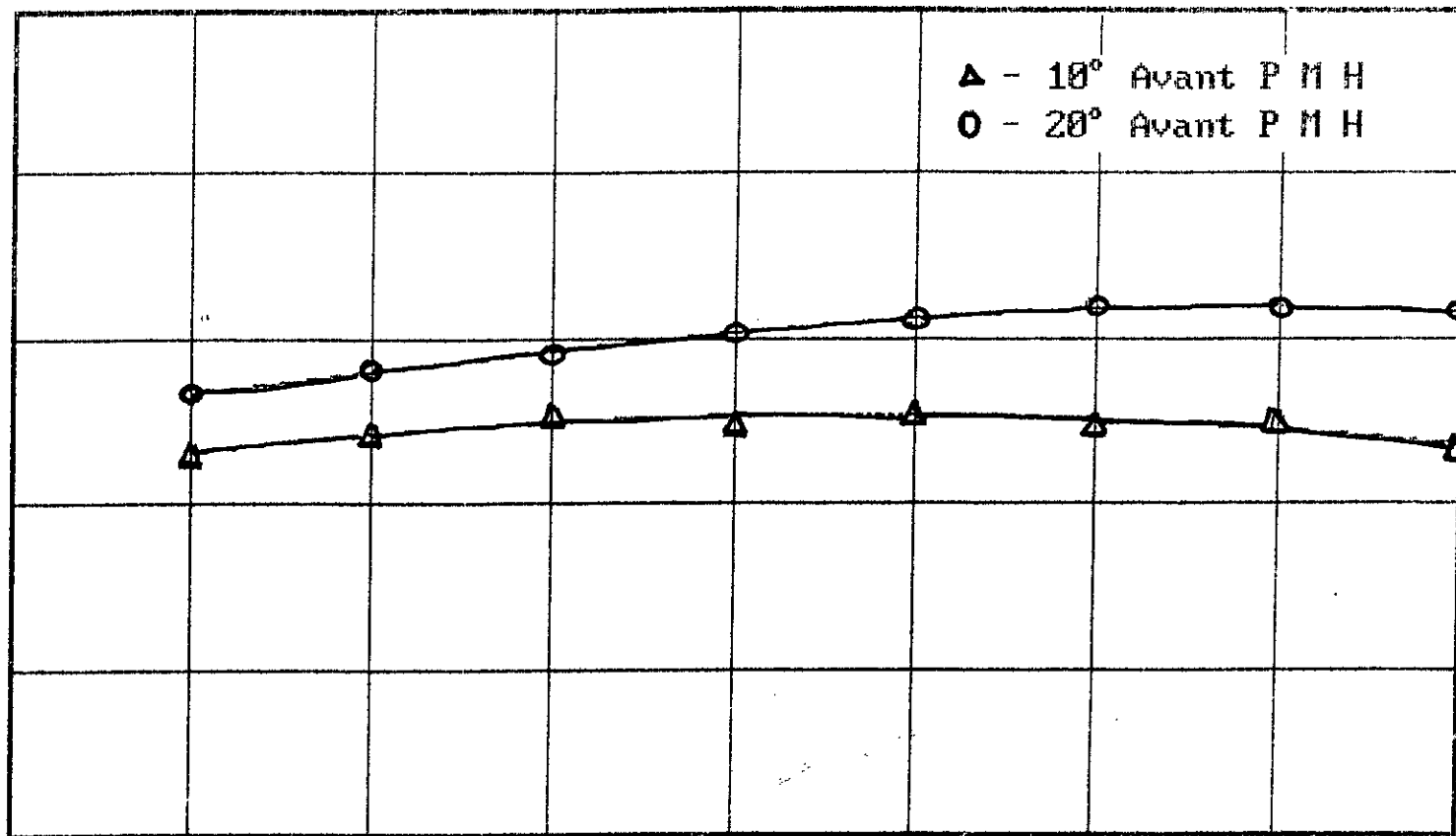
1900

2250

2550

Ntr/min)

P = F(N) et E = 8.0



P(kw)

10

8

6

4

2

0

Δ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

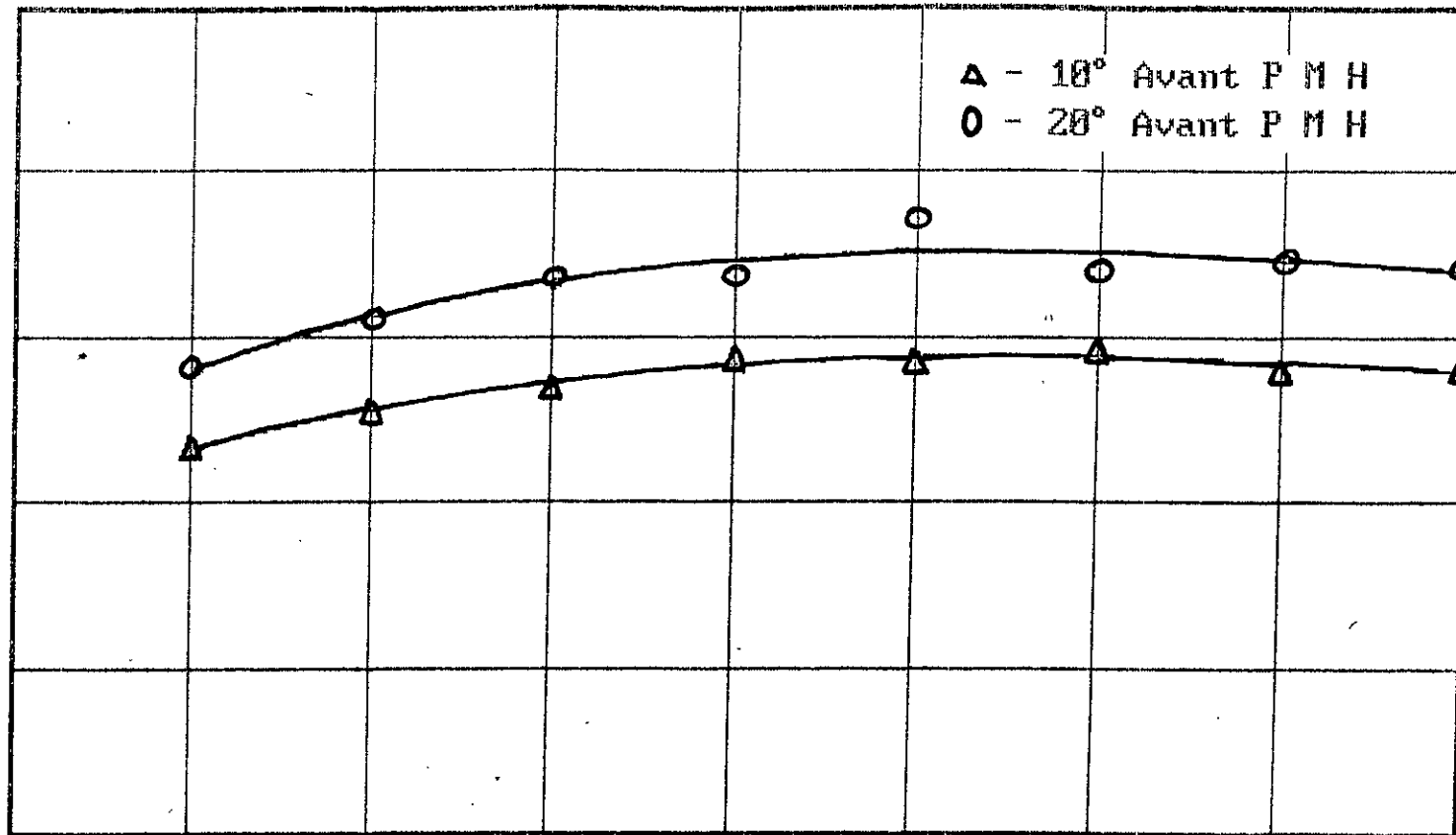
1900

2250

2550

N(tr/min)

P = F(N) et E = 9.0



P(kw)

10

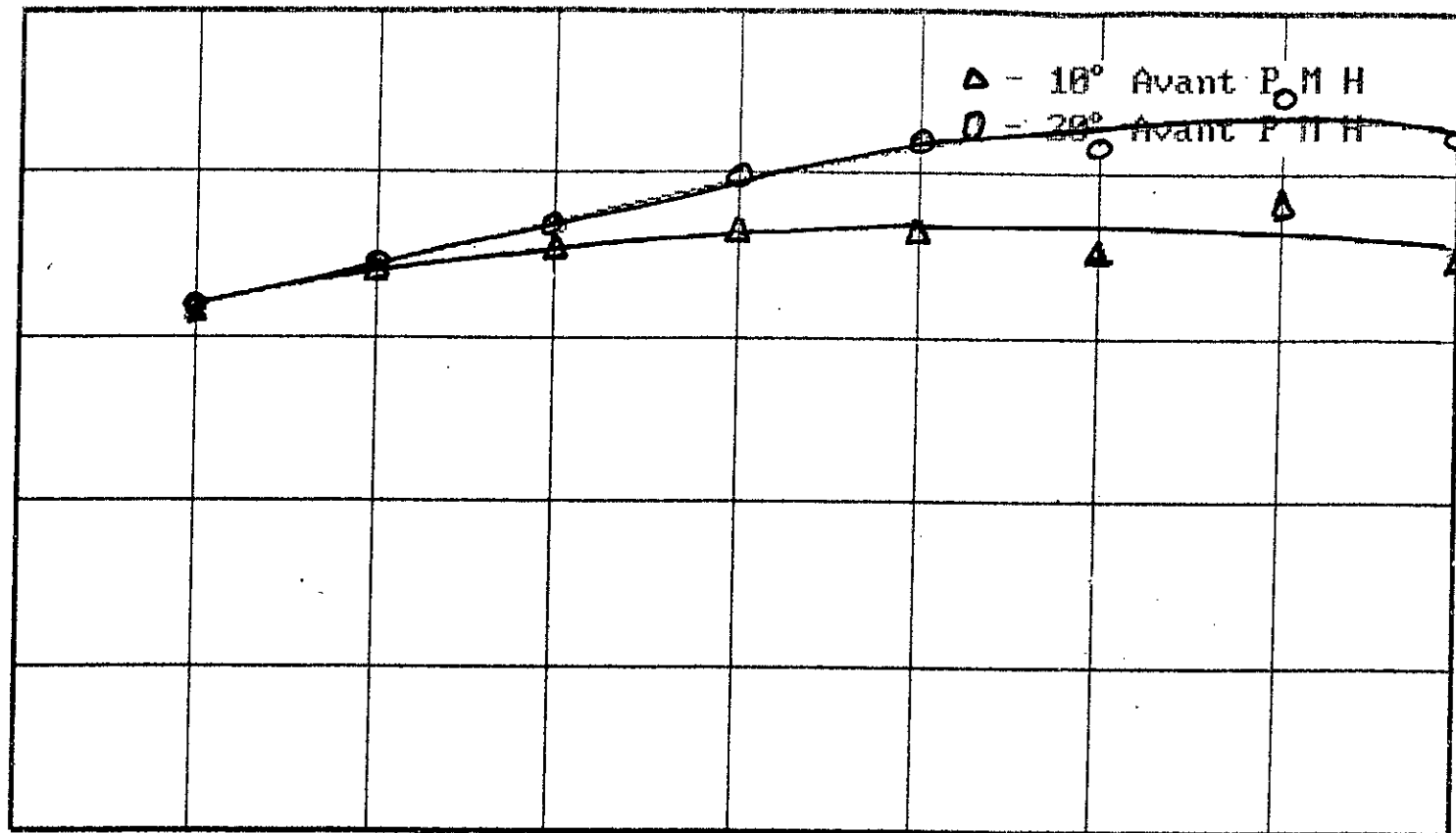
8

6

4

2

0



1350

1650

1900

2250

2550

N(tr/min)

$P = F(N)$ et $E = 10.0$

P(ku)

10

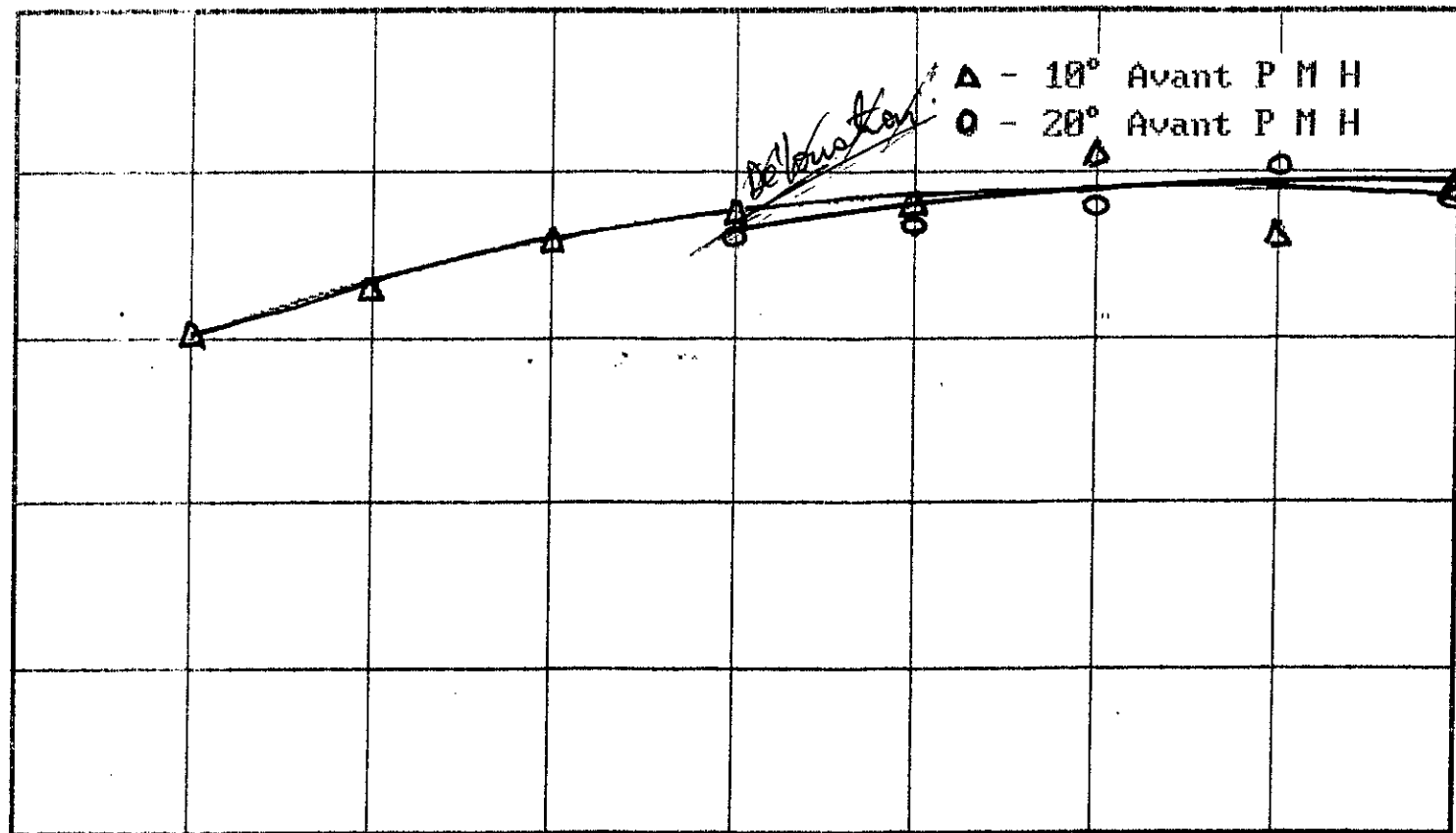
8

6

4

2

0



1350

1650

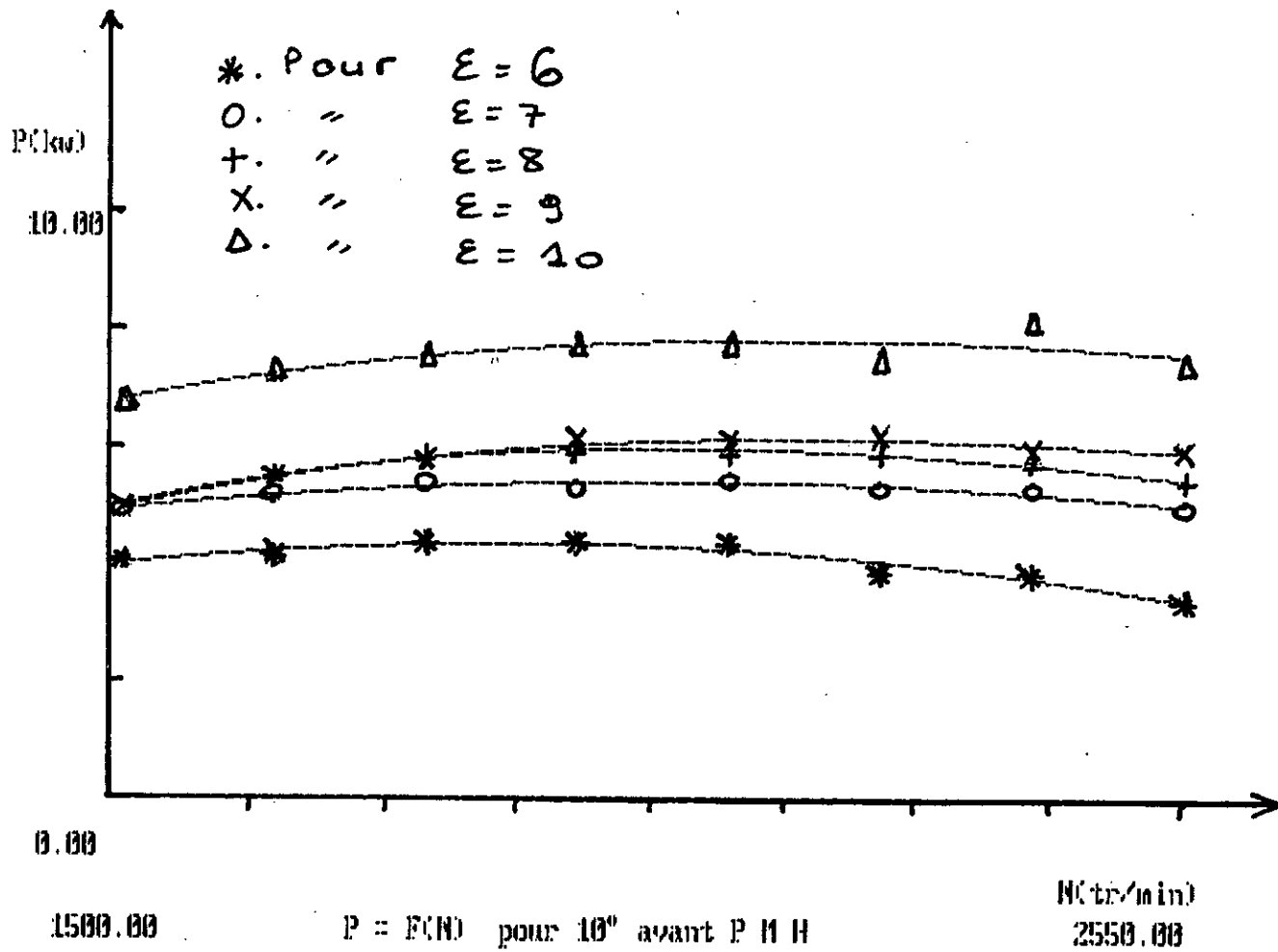
1900

2250

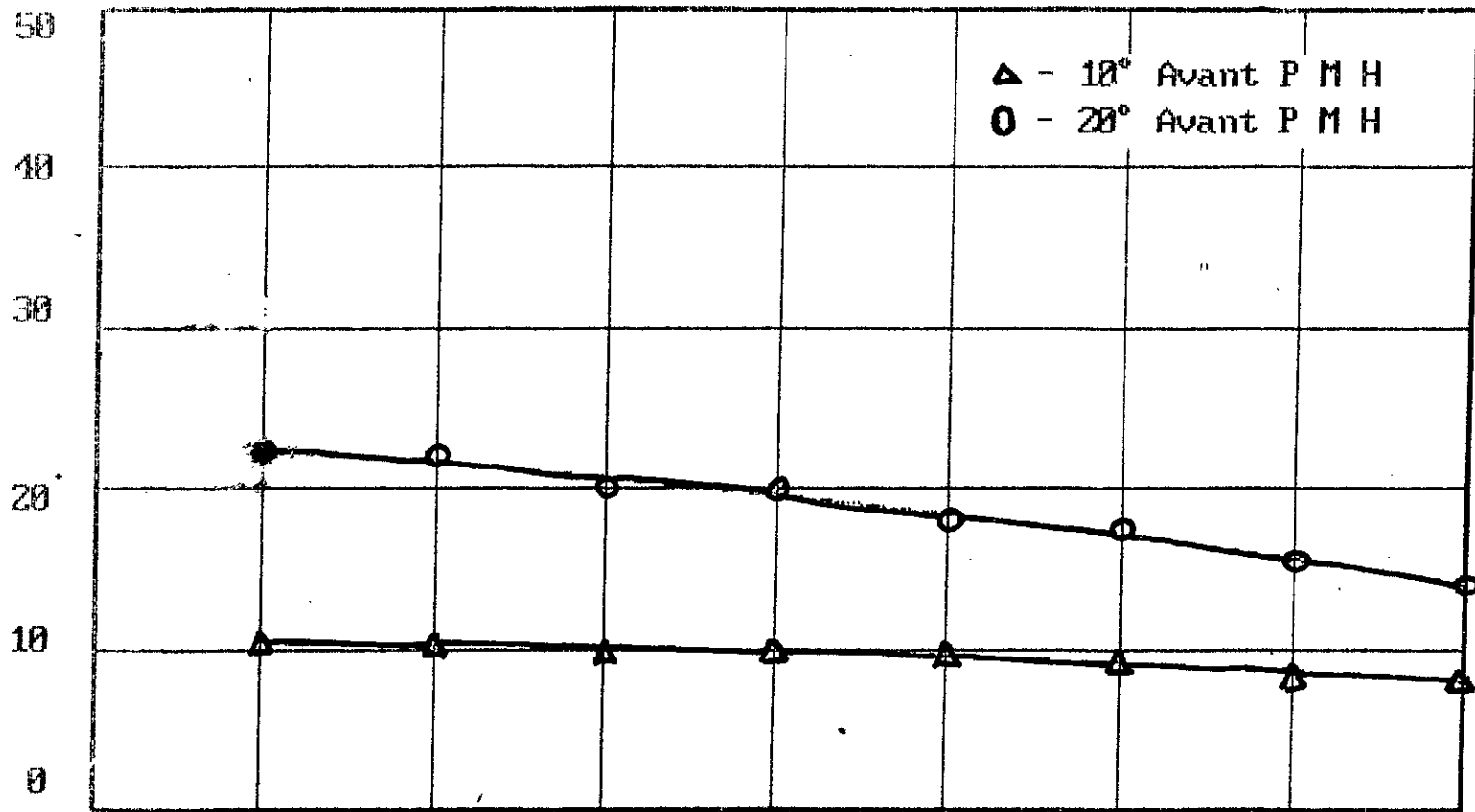
2550

N(tr/min)

P = F(N) et E = 10.5



C(NM)



1350

1650

1900

2250

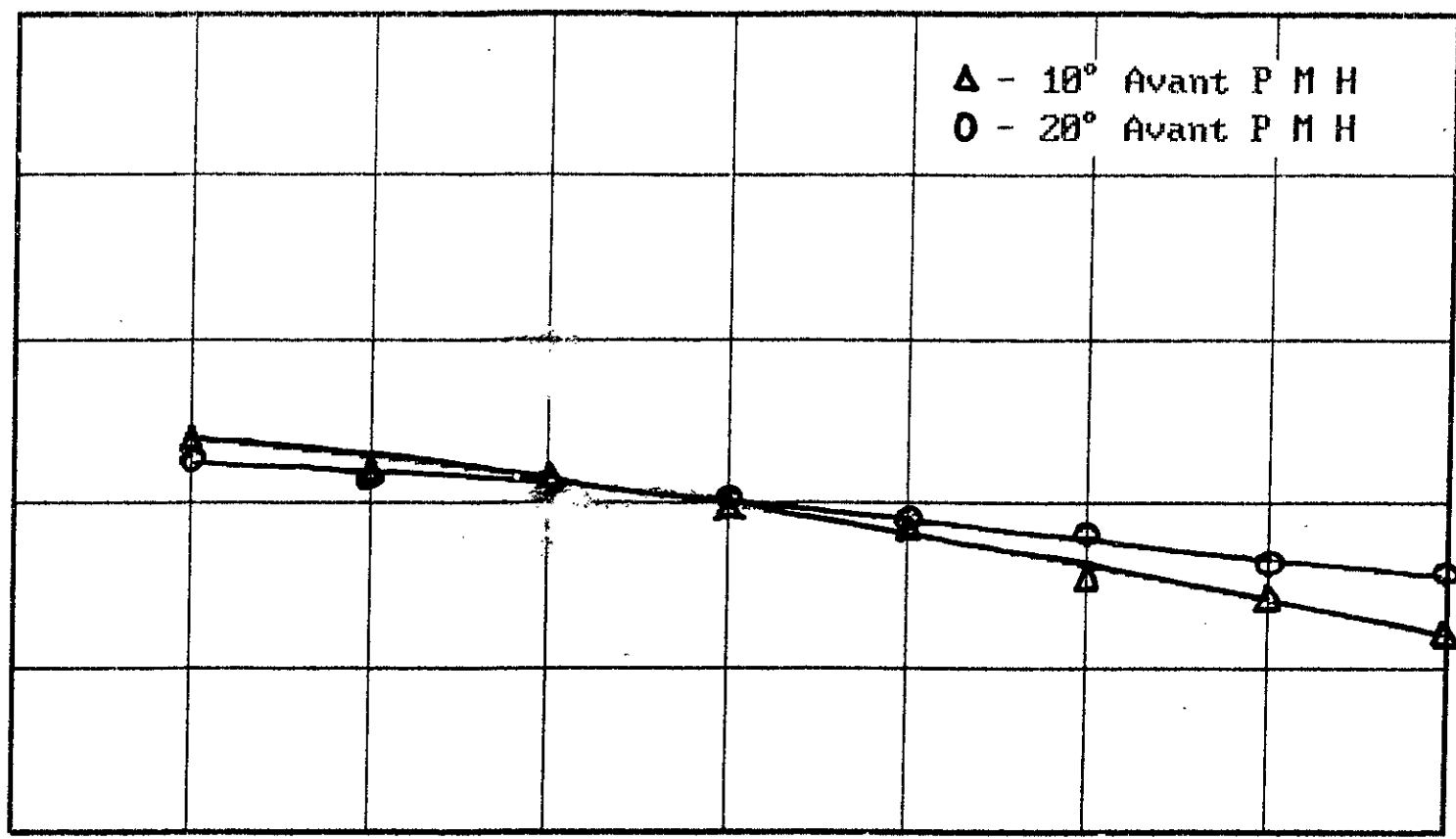
2550

N(tr/min)

$C = F(N) \text{ et } E = 5$

C(NM)

50
40
30
20
10
0



1350 1650 1900 2250 2550

N(tr/min)

$C = F(N) \text{ et } E = 6$

C(NM)

50

40

30

20

10

0

▲ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

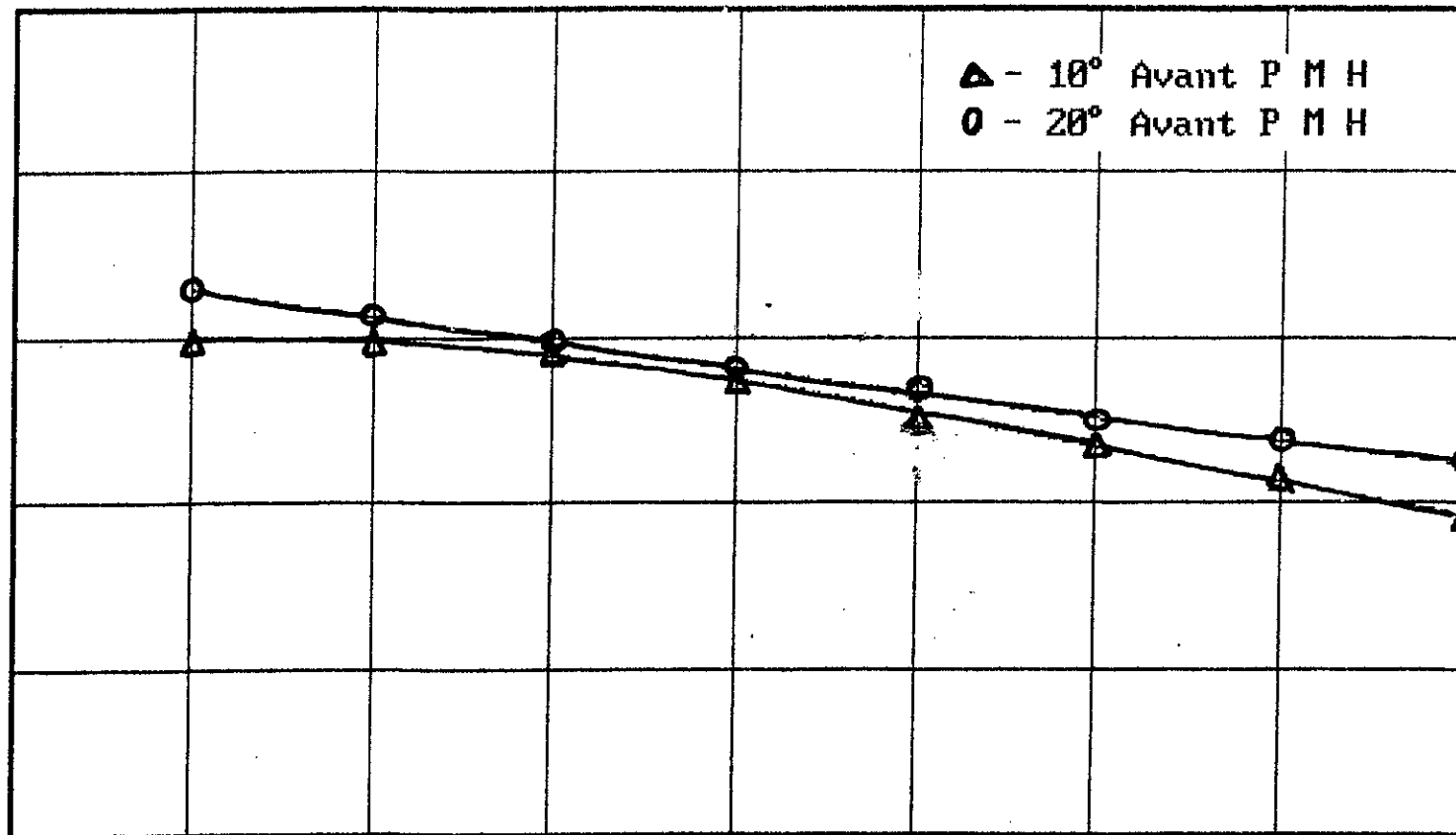
1900

2250

2550

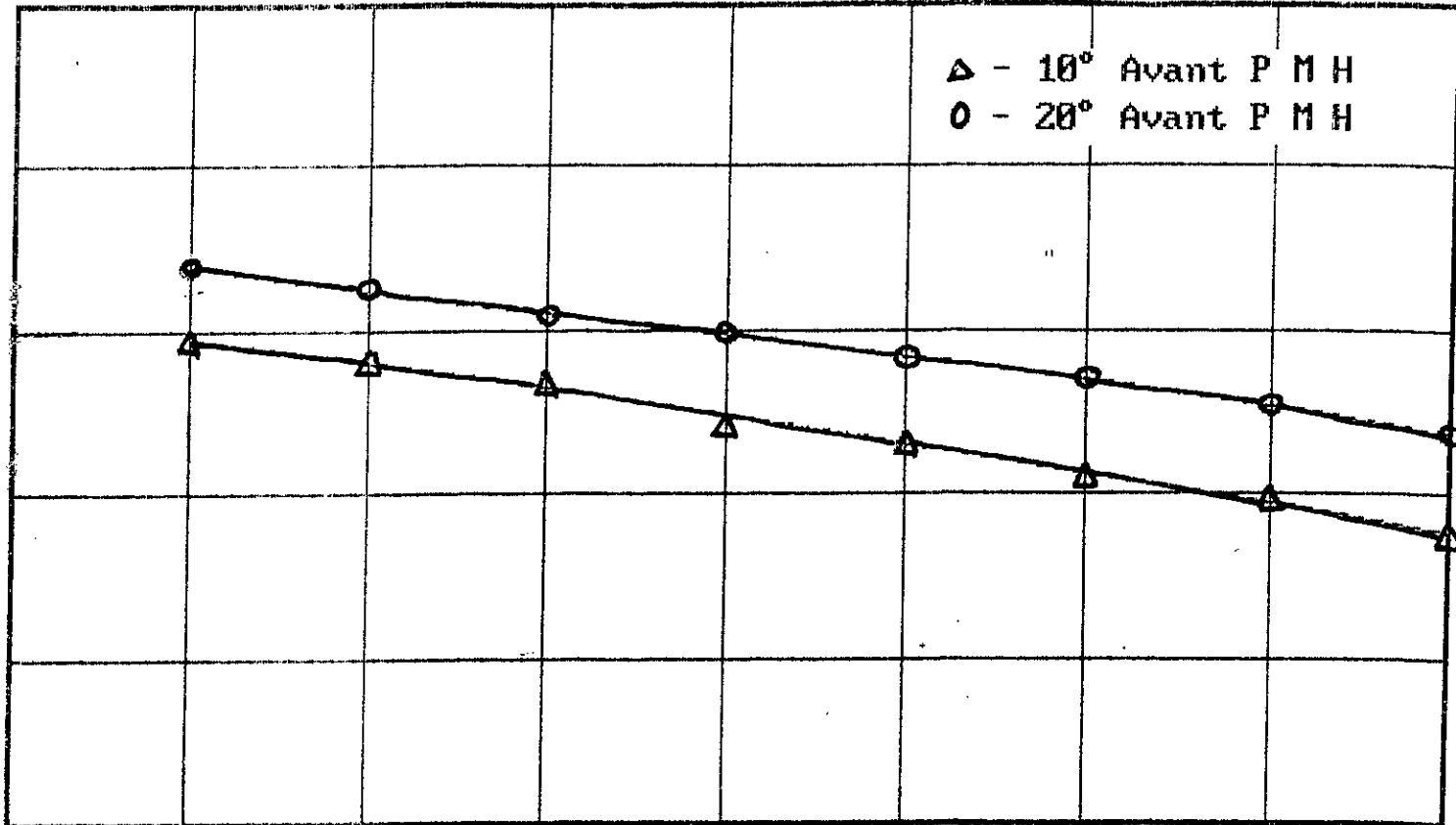
N(tr/min)

C = F(N) et E = 7.0



C(N)

50
40
30
20
10
0



△ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H

1350

1650

1900

2250

2550

N(tr/min)

$C = F(N) \text{ et } E = 8$

C(NM)

50

40

30

20

10

0

△ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

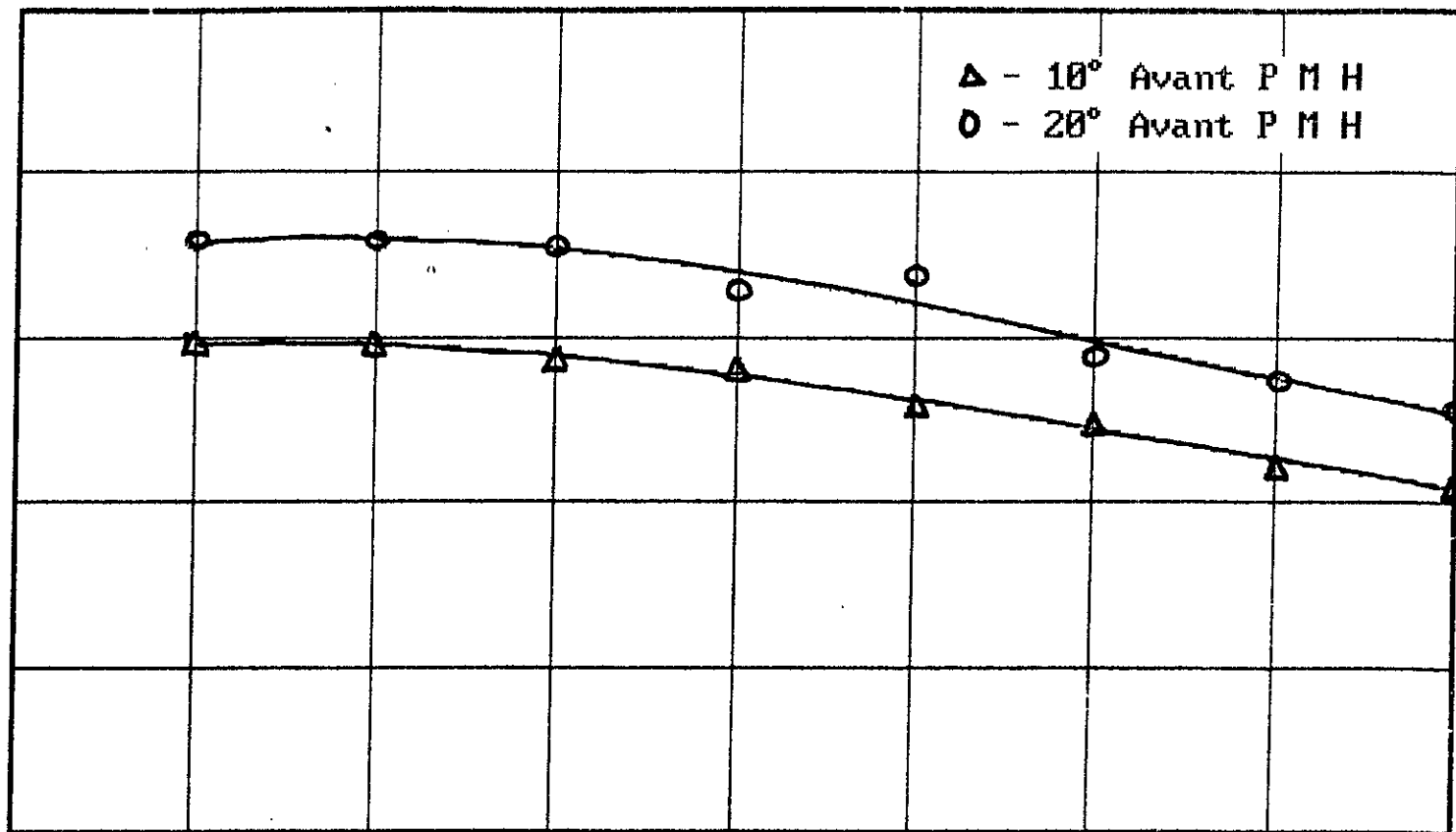
1900

2250

2550

N(tr/min)

C = F(N) et E = 9.0



C(NM)

50

40

30

20

10

0

▲ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H

1350

1650

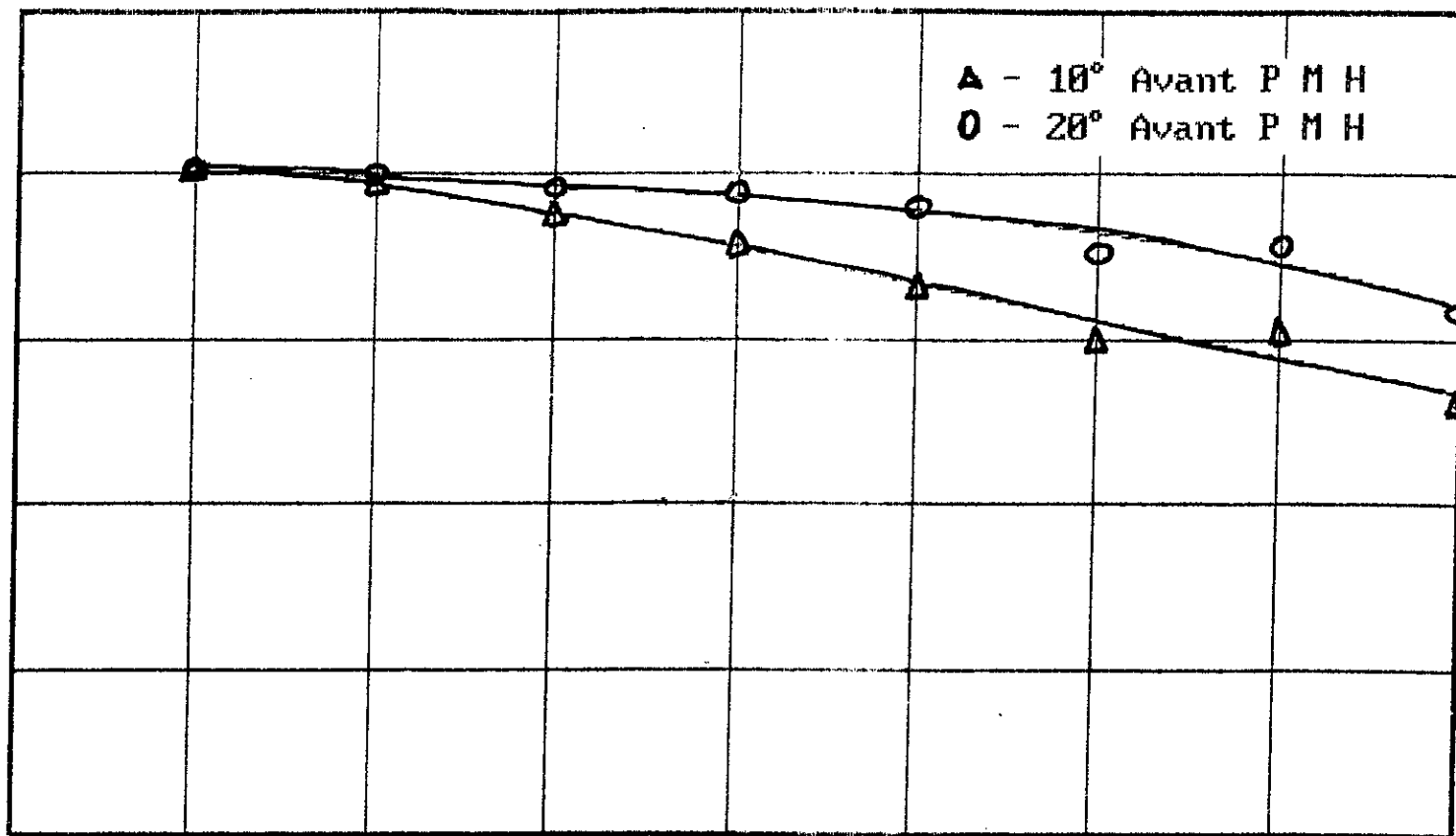
1900

2250

2550

N(tr/min)

C = F(N) et E = 10.0



C(NM)

50

40

30

20

10

0

1350

1650

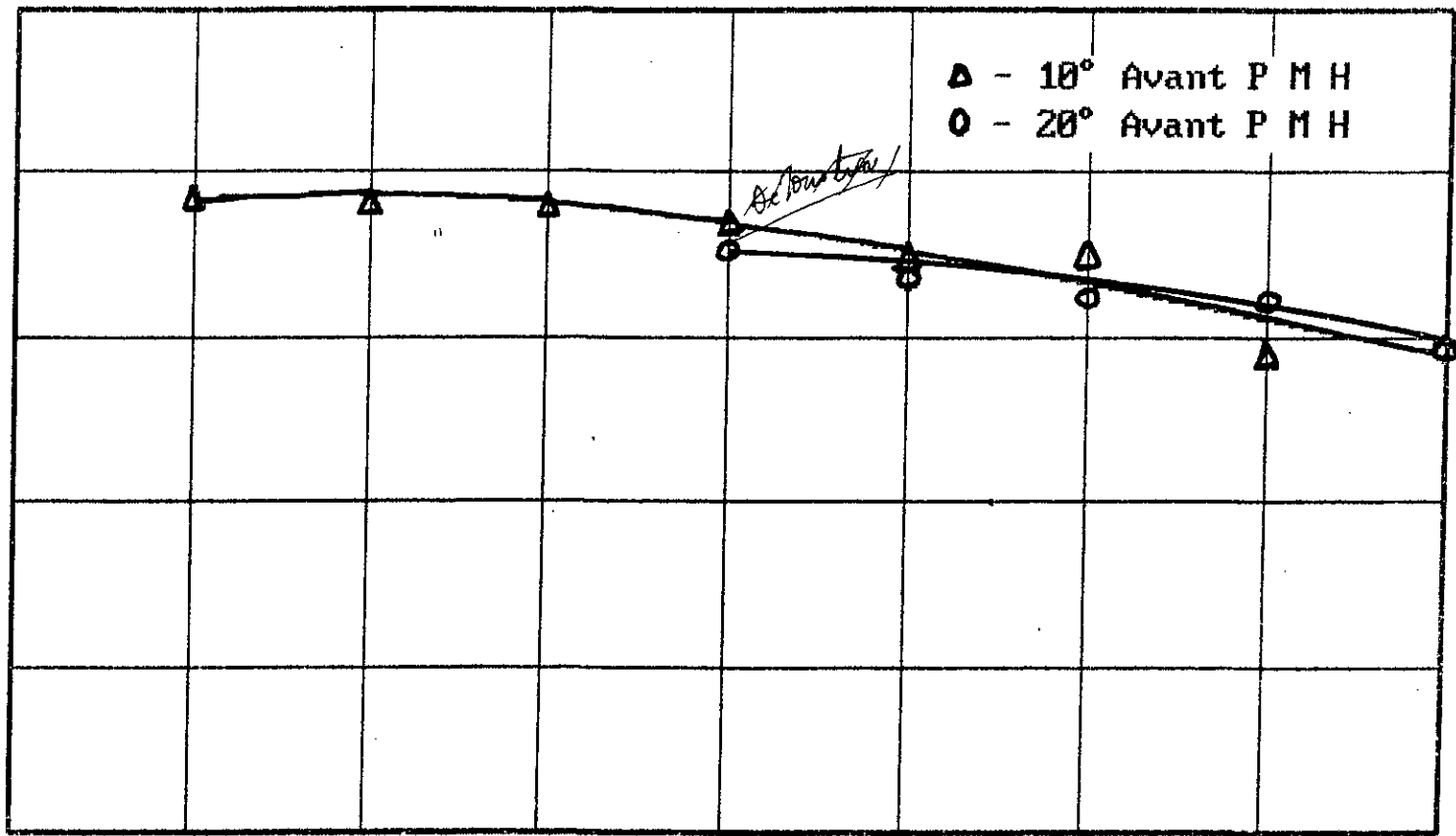
1900

2250

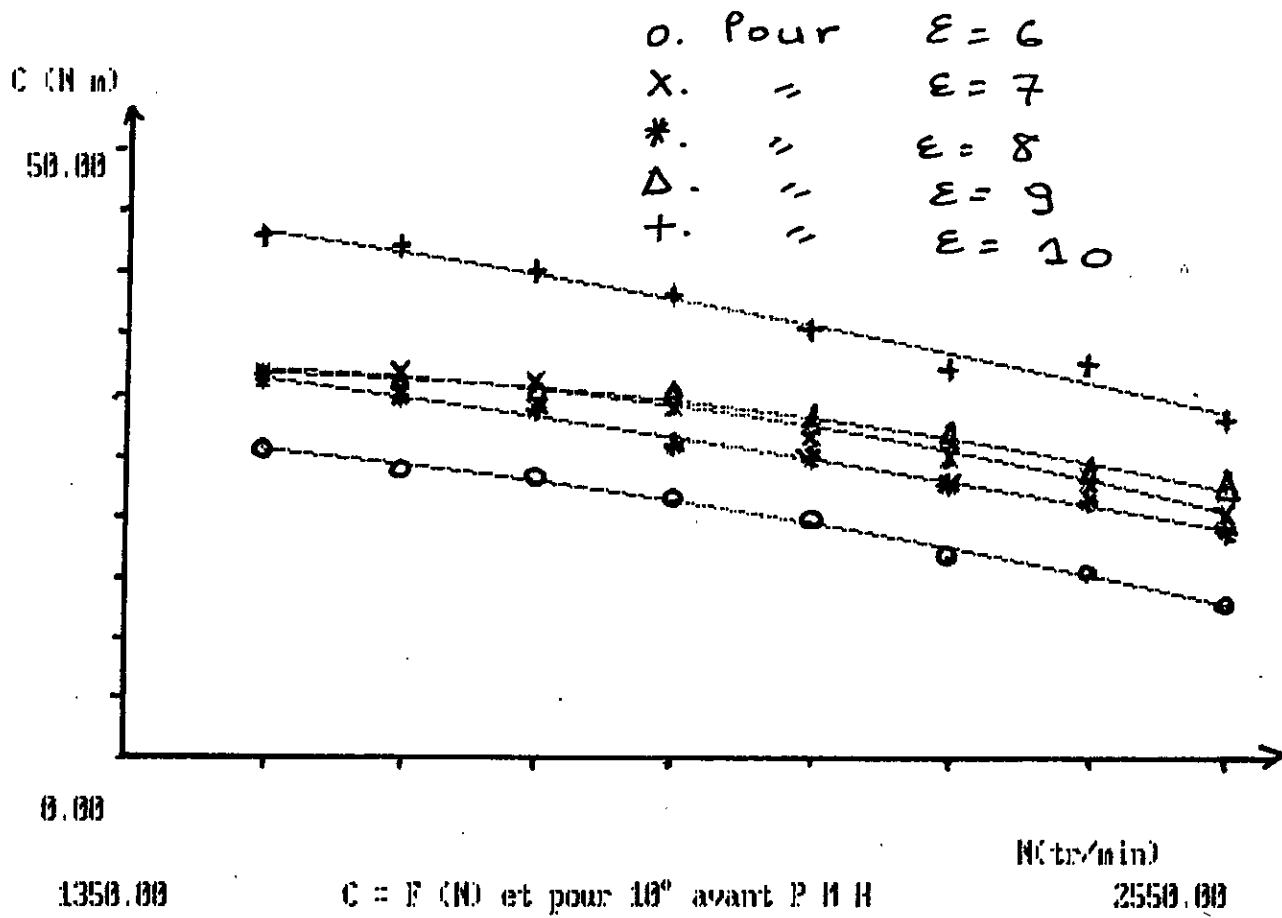
2550

N(tr/min)

△ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H



C = F(N) et E = 10.5



SFC (g/kwh)

1000

800

600

400

200

0

1350

1650

1900

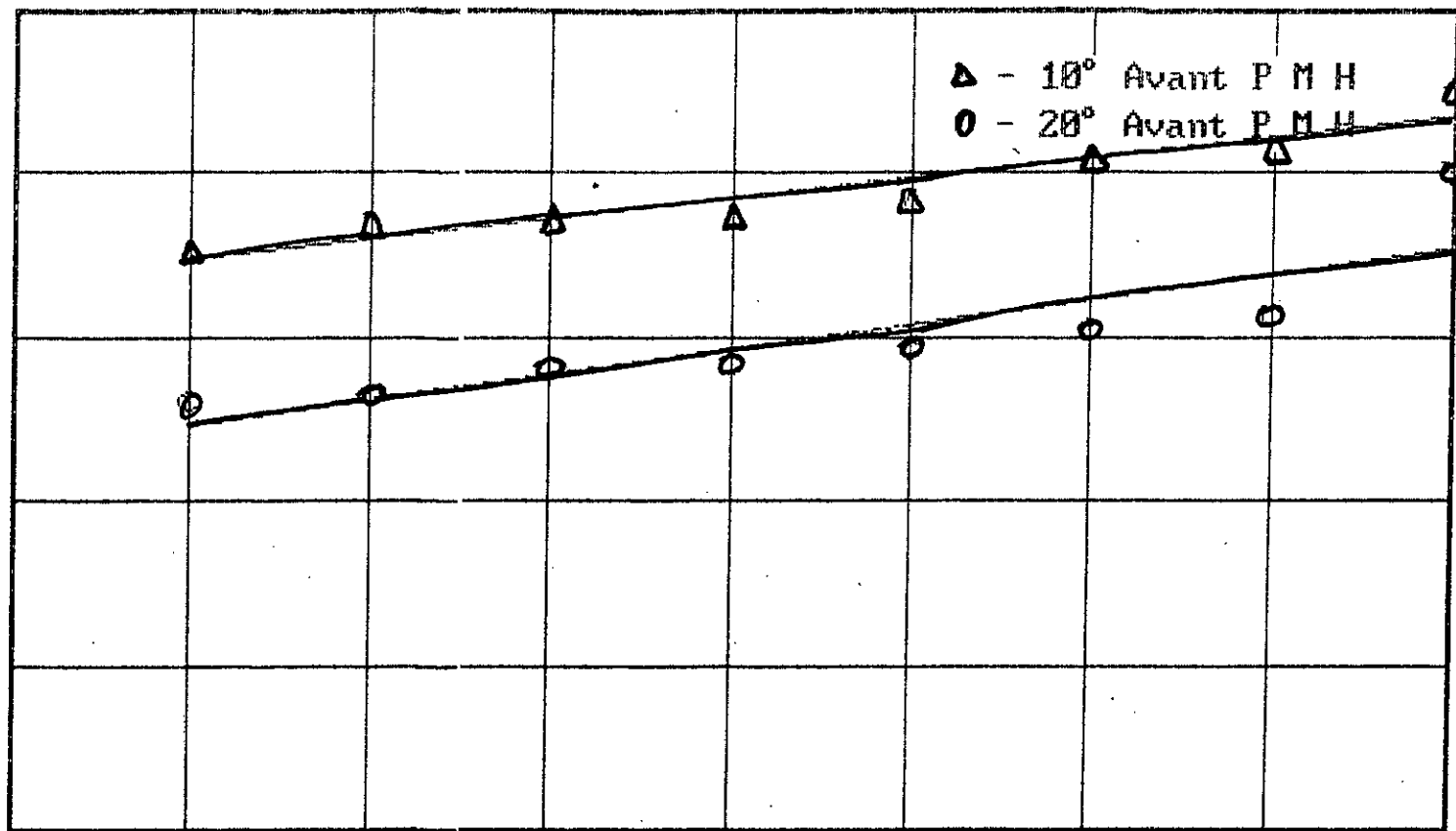
2250

2550

N(tr/min)

△ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H



SFC = F(N) et E = 5.0

SFC(g/kwh)

1000

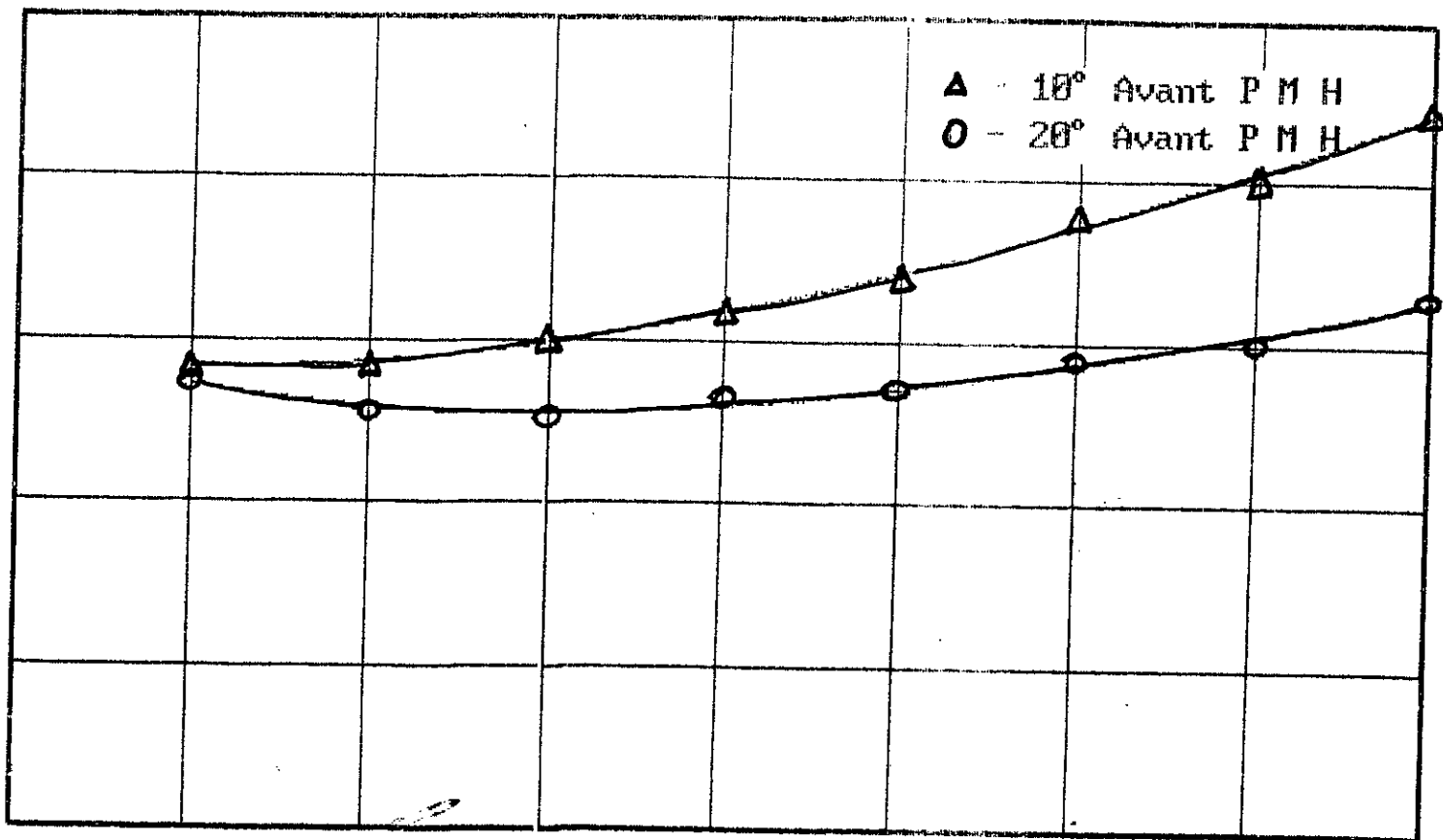
800

600

400

200

0



△ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H

1350

1650

1900

2250

2550

N(tr/min)

SFC = F(N) et E = 6.0

SFC(g/kwh)

1000

800

600

400

200

0

▲ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

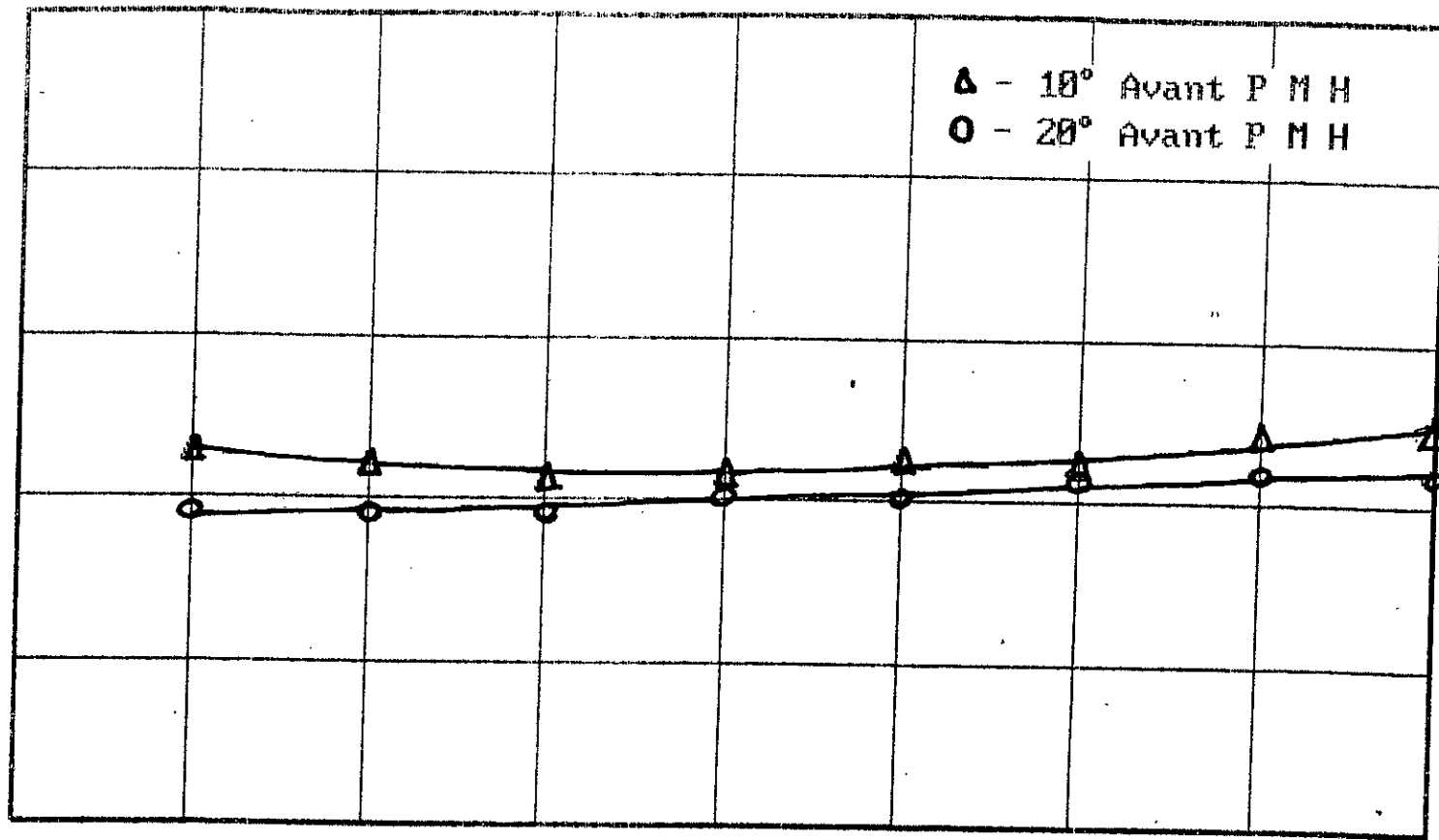
1900

2250

2550

N(tr/min)

SFC = F(N) et E = 7.0



SFC(g/kwh)

1000

800

600

400

200

0

△ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

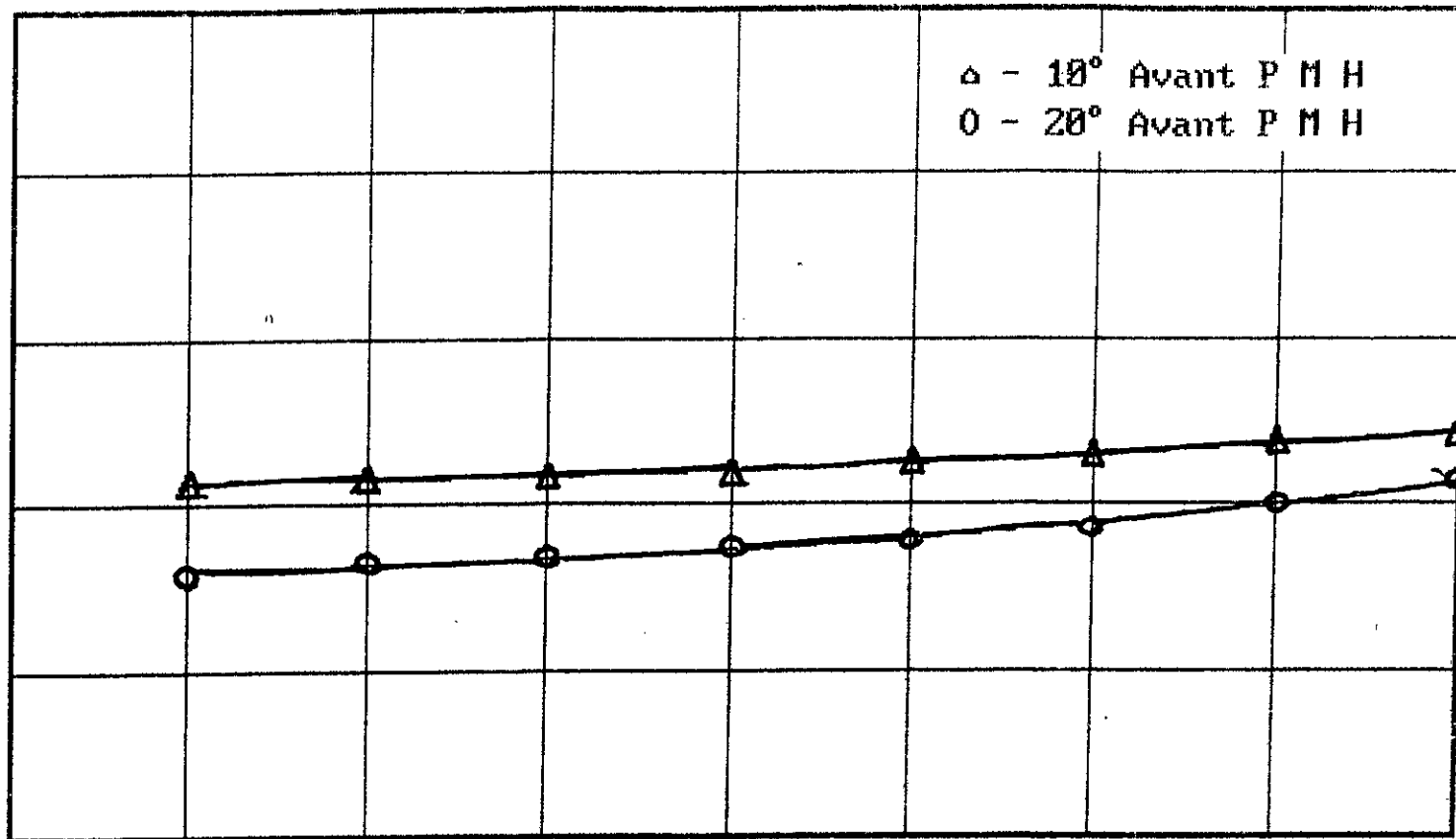
1900

2250

2550

N(tr/min)

SFC = F(N° et E = 8.0



SFC(g/kwh)

1000

800

600

400

200

0

Δ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

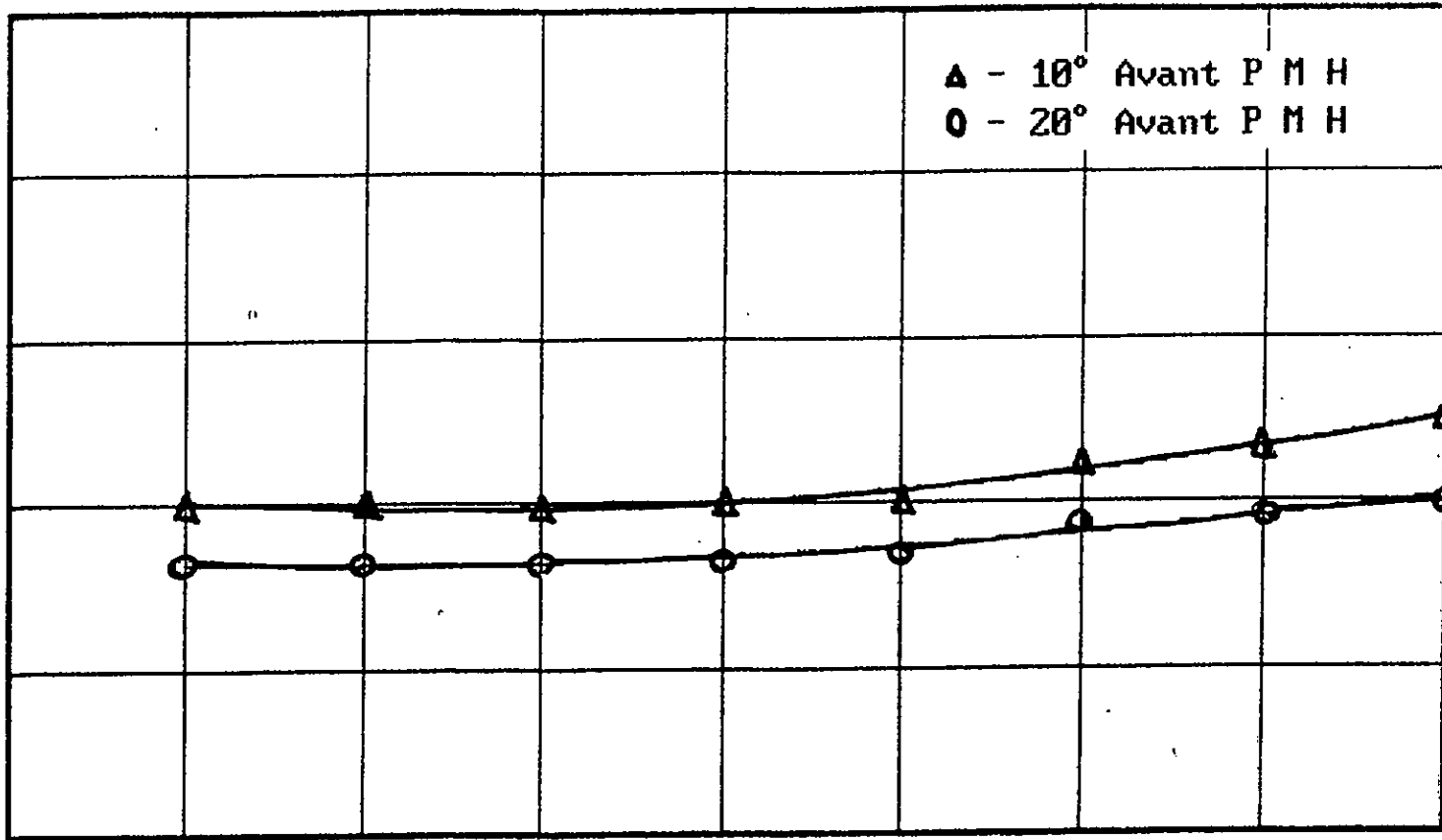
1900

2250

2550

N(tr/min)

SFC = F(N) et E = 9.0



SFC(g/kwh)

1000

800

600

400

200

0

Δ - 10° Avant P M H

○ - 20° Avant P M H

1350

1650

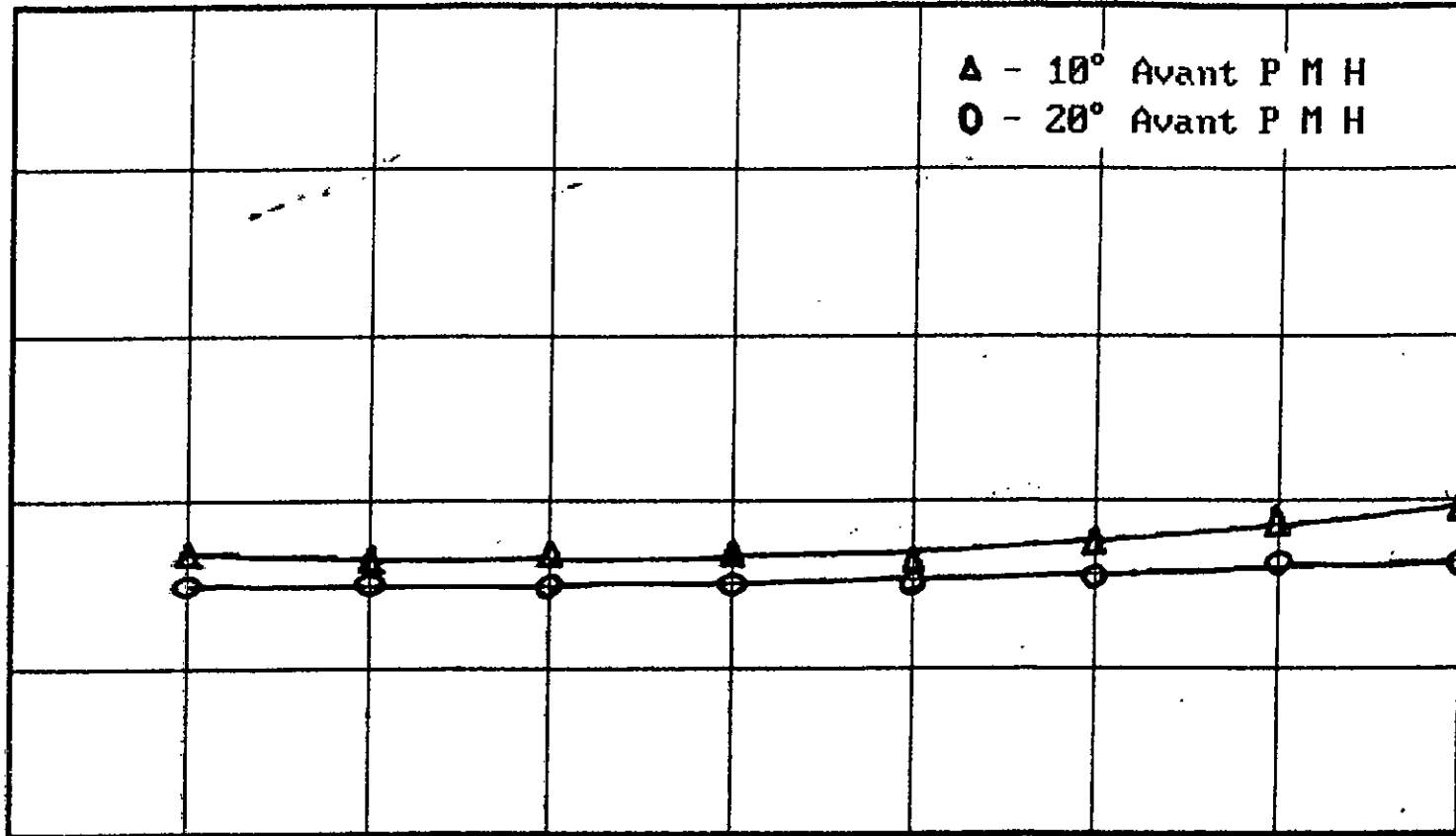
1900

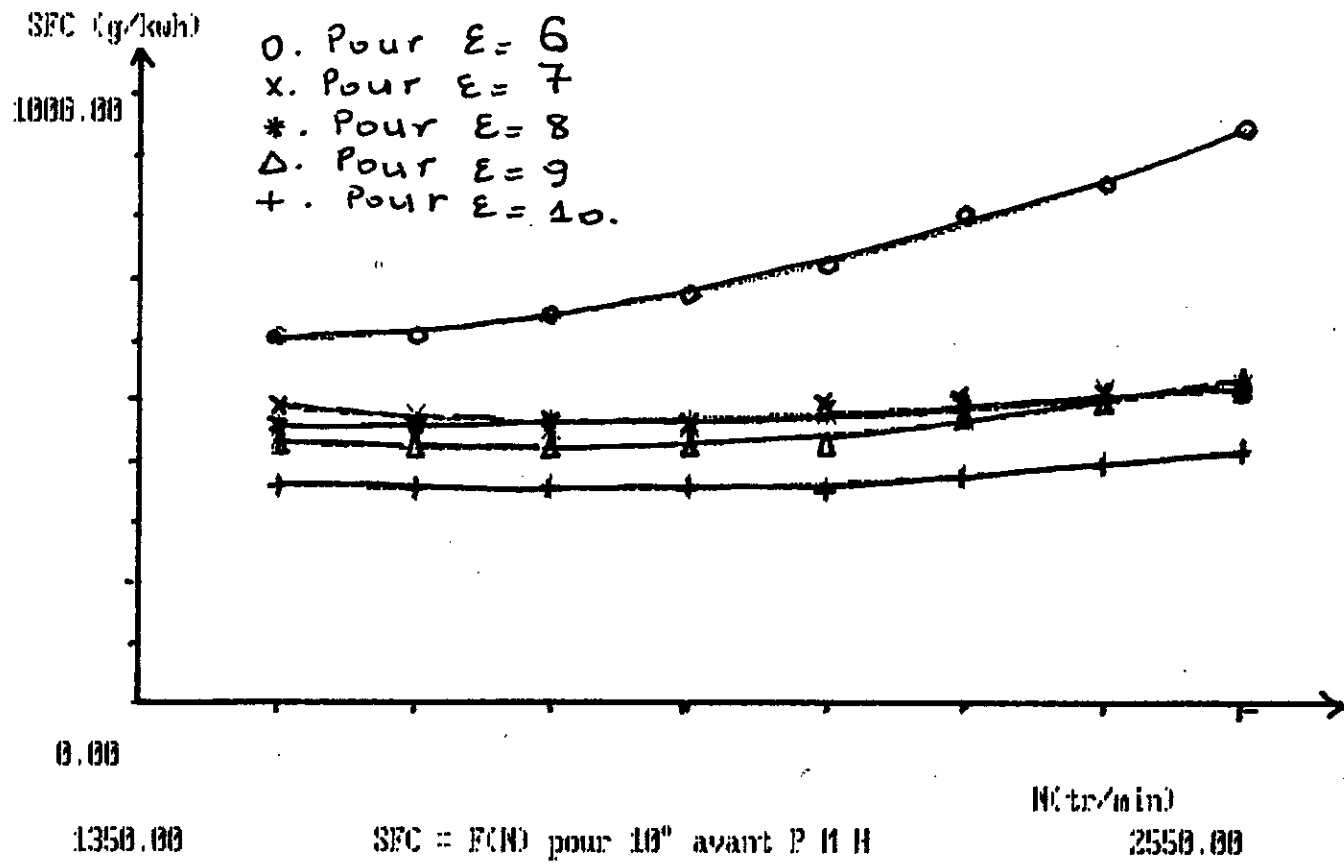
2250

2550

N(tr/min)

SFC = F(N) et E = 10.0





RenVb

1.00
0.80
0.60
0.40
0.20
0.00

△ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H

1350

1650

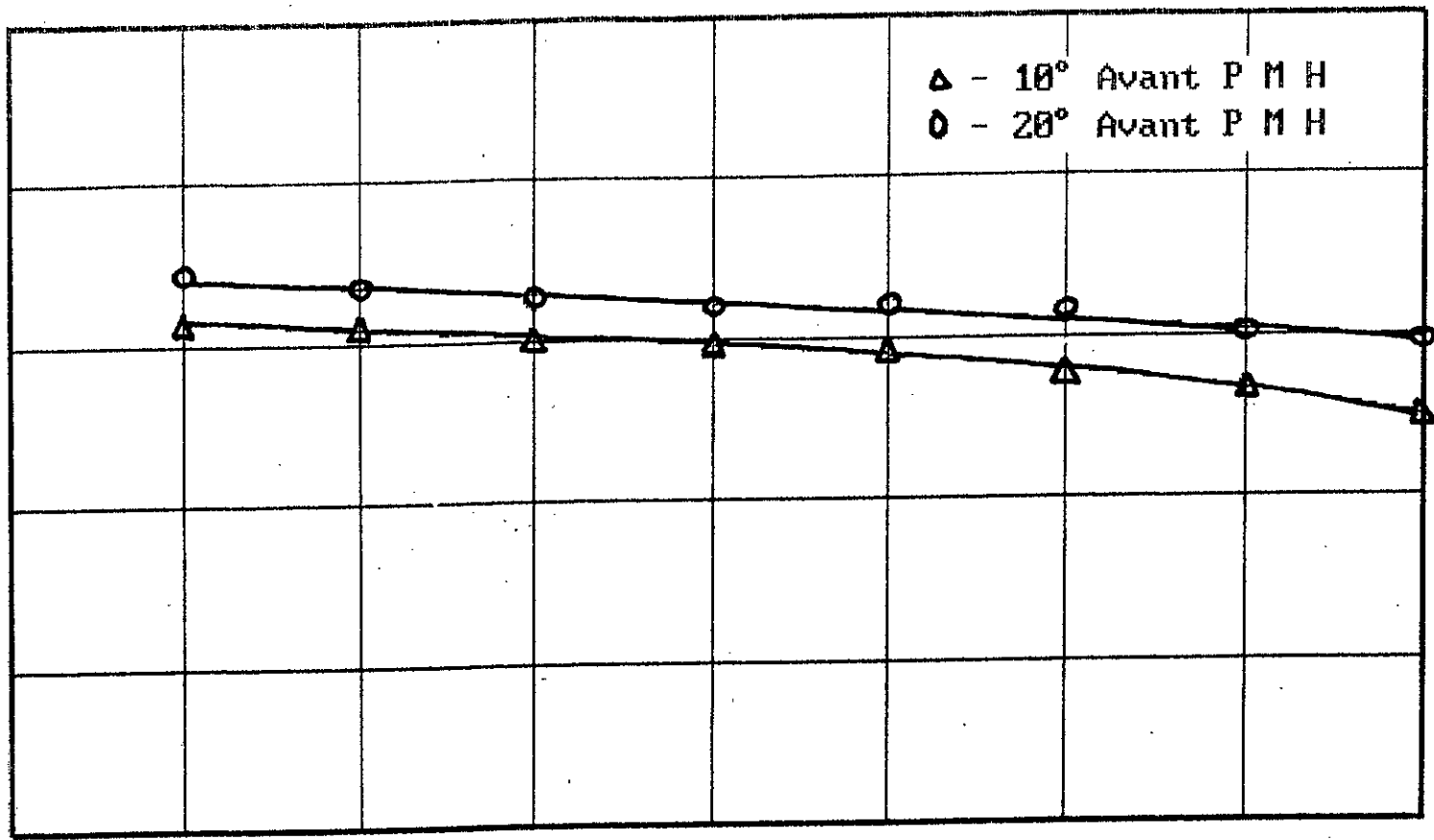
1900

2250

2550

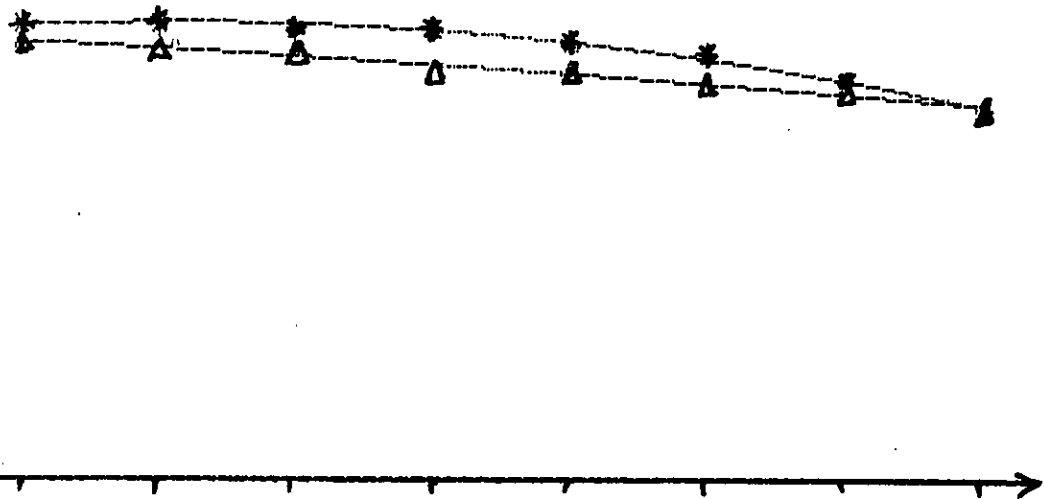
N(tr/min)

RenVb = F(N) et E = 5.0



RENUO
1.00
0.00

Δ . pour 10° avant P.M.H
* " 20° " P.M.H.



1350.00

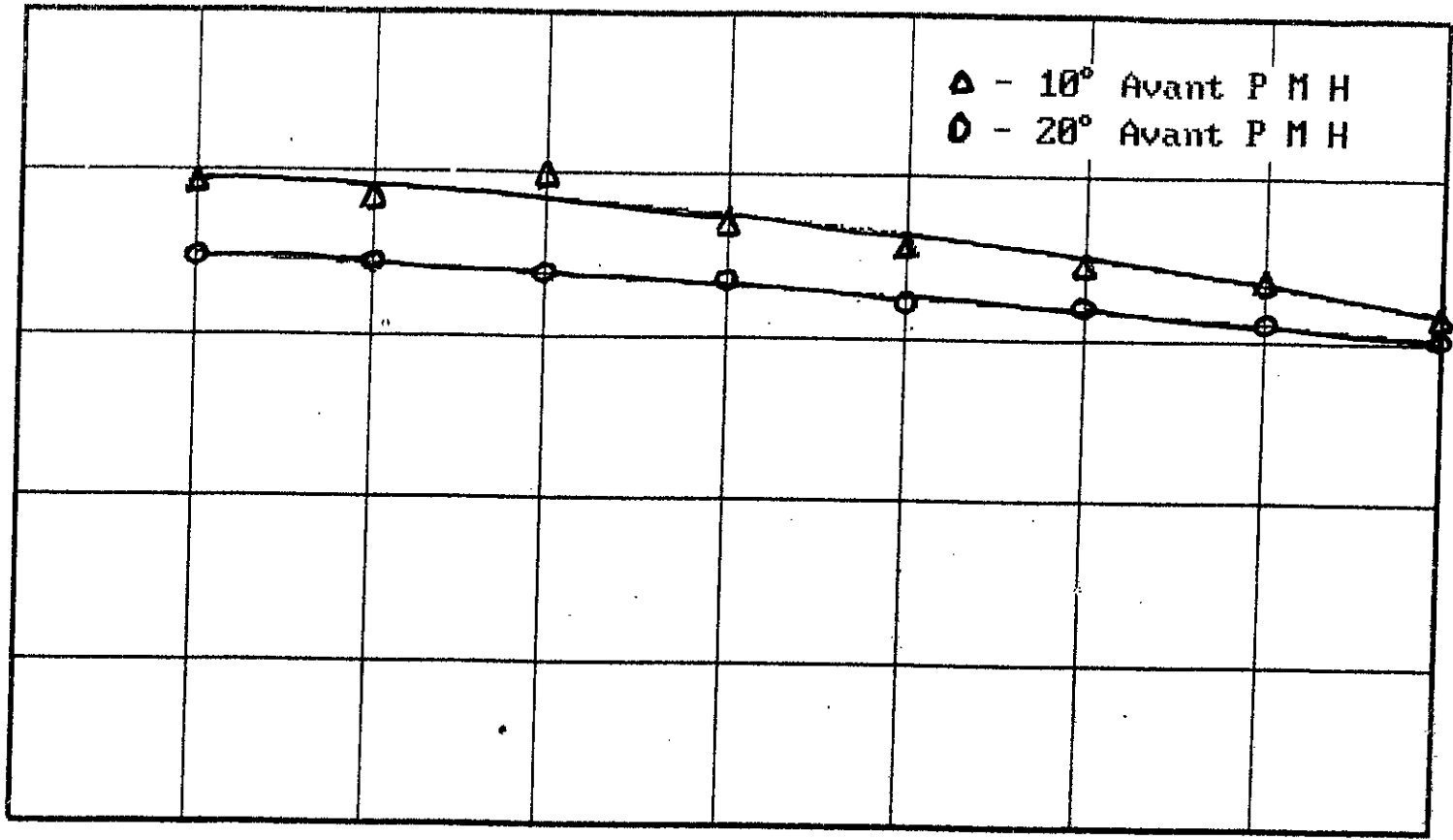
RENUO = F(N) et E = 6.0

N (tr/min)

2550.00

Re ν

1.00
0.80
0.60
0.40
0.20
0.00



Δ - 10° Avant P M H
 \circ - 20° Avant P M H

1350

1650

1900

2250

2550

N(tr/min)

Re ν = F(N) et E = 7.0

Ren ν

1.00

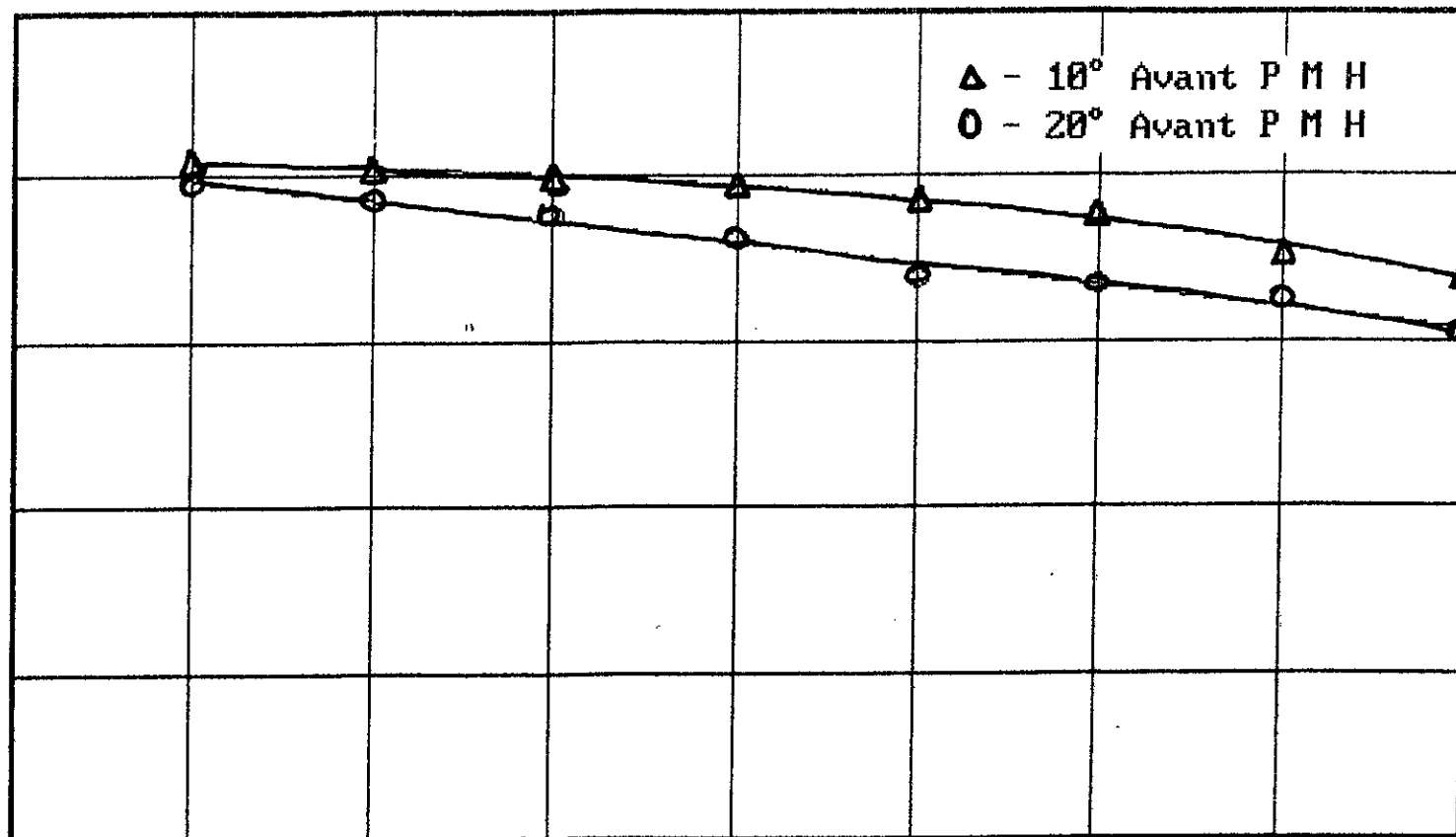
0.80

0.60

0.40

0.20

0.00



1350

1650

1900

2250

2550

N(tr/min)

Ren ν = F(N) et E = 9.0

Ren₁₀

1.00

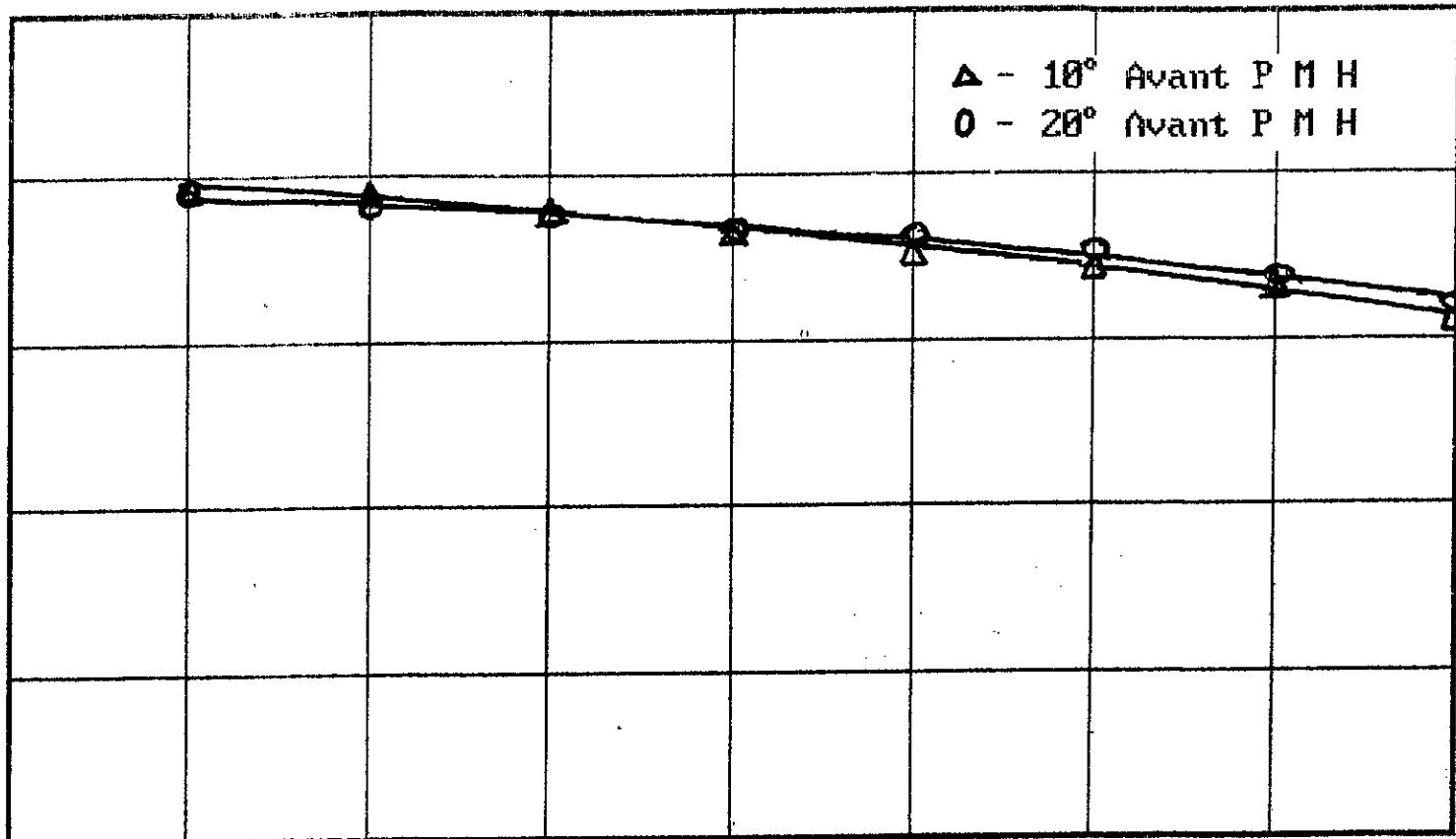
0.80

0.60

0.40

0.20

0.00



1350

1650

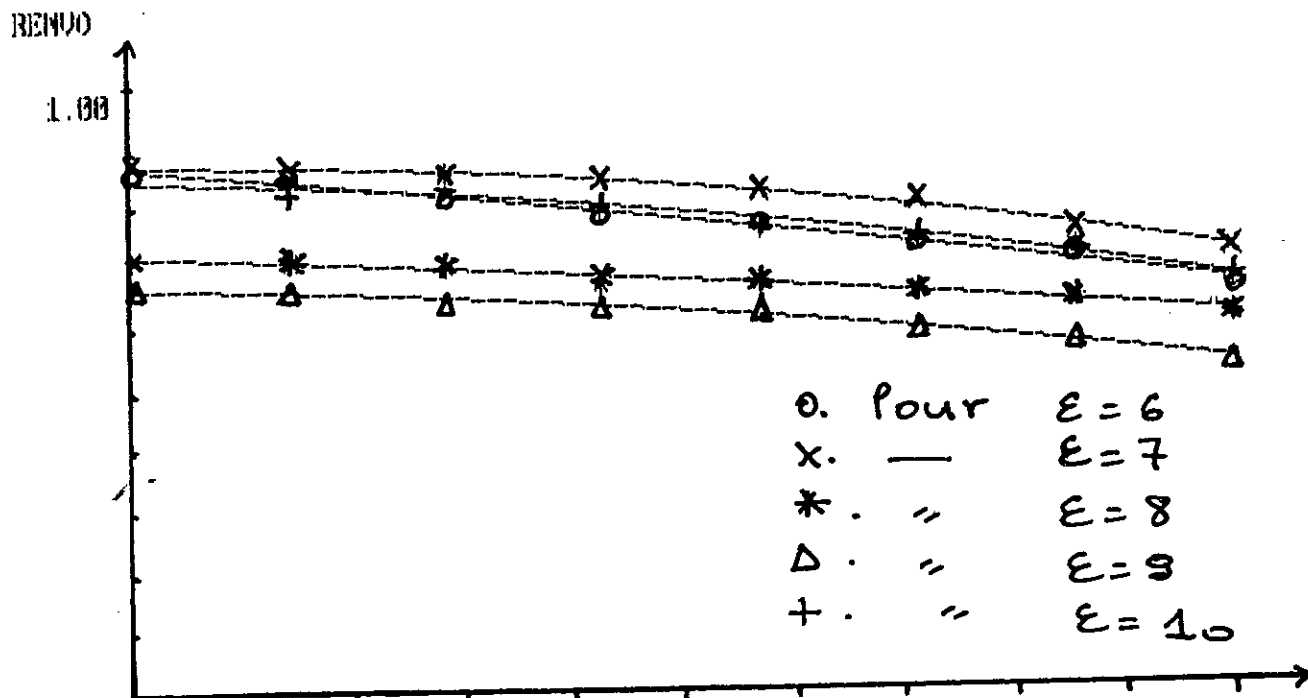
1900

2250

2550

N(tr/min)

Ren₁₀ = F(N) et E = 10.0

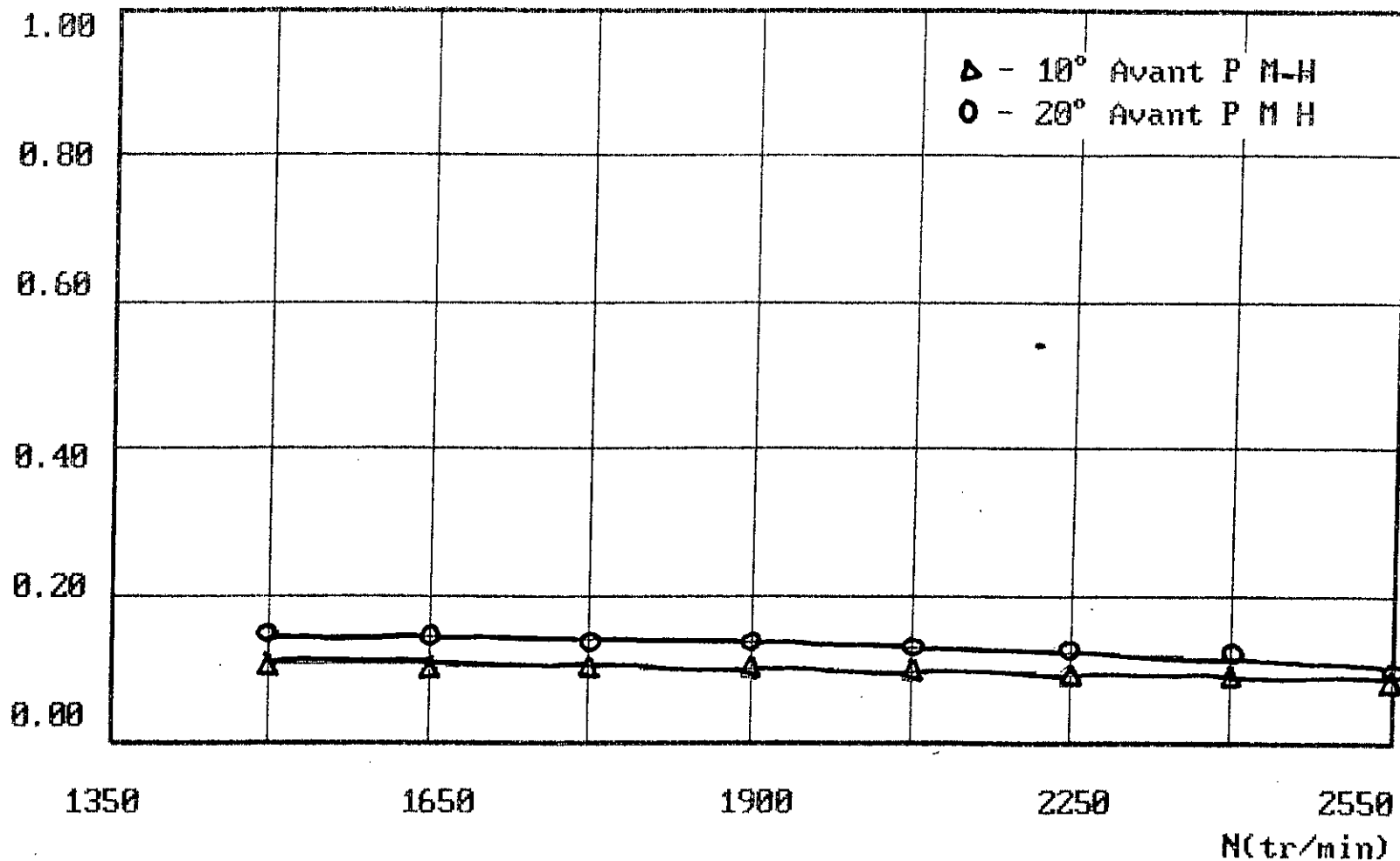


1500.00

RENUO = F(N) pour 10° avant P H H

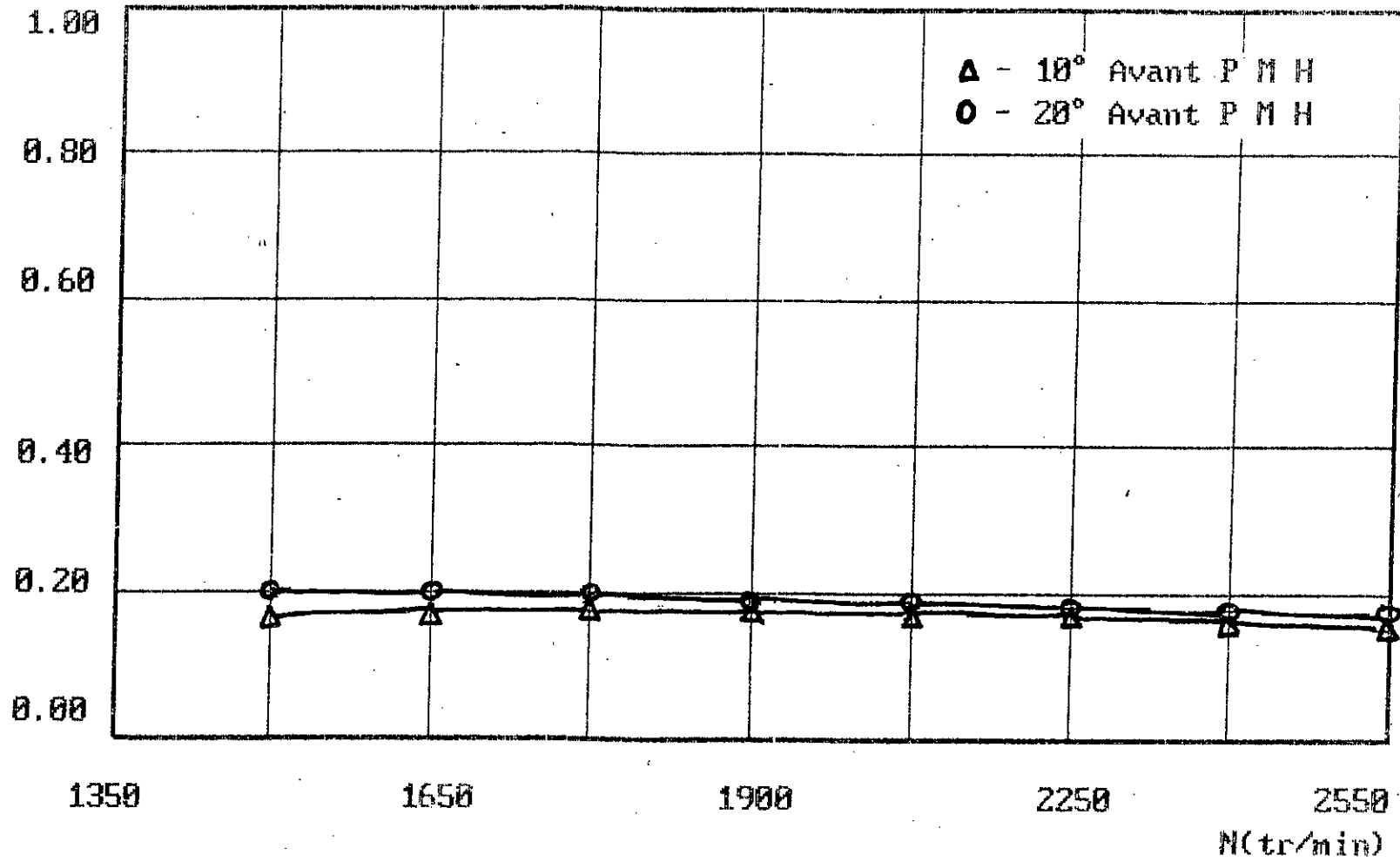
N (tr/min)

Renth



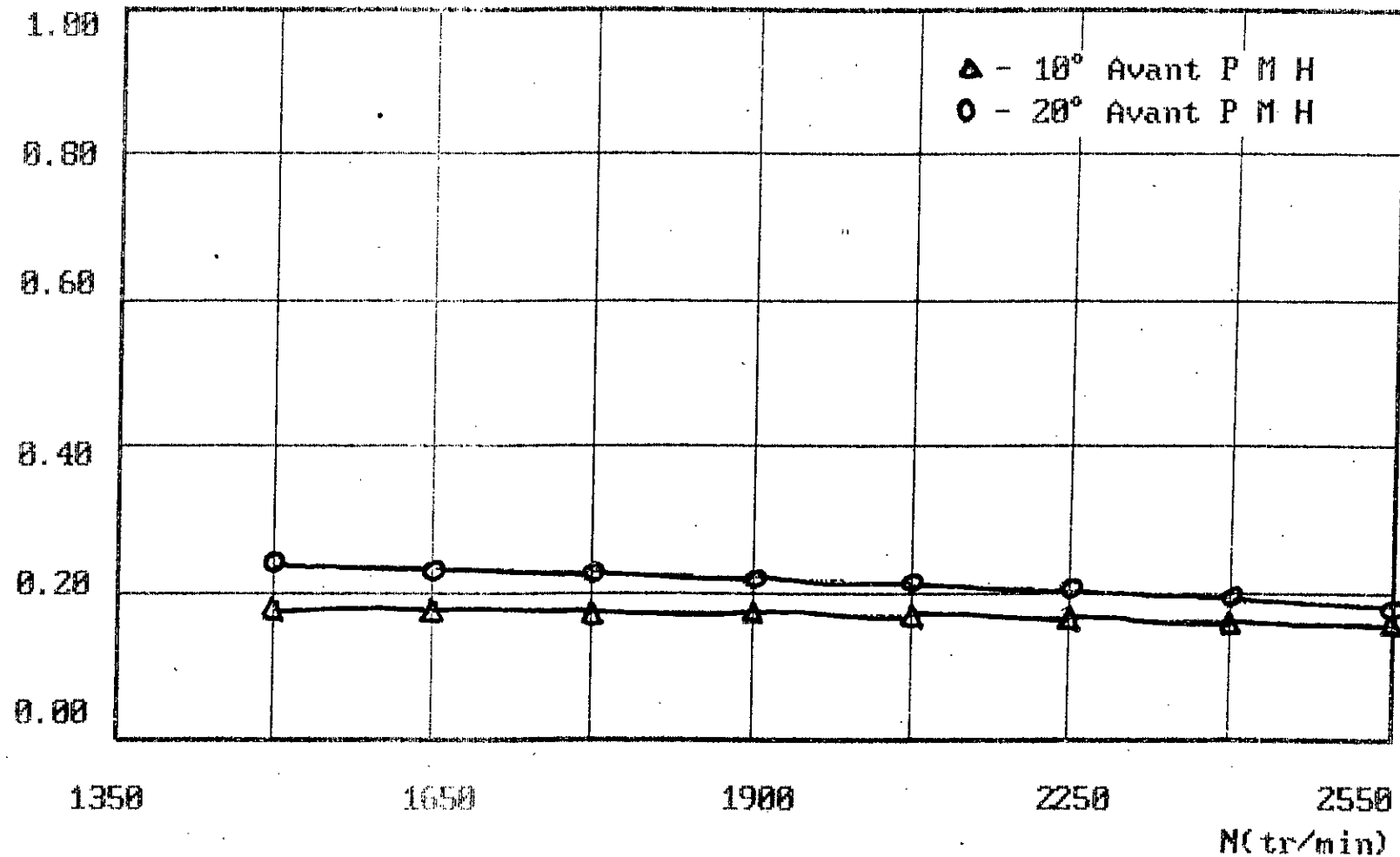
Renth = F(N) et $\varepsilon = 5.0$

Renth



Renth = F(N) et E = 7.0

Renth



Renth = F(N) et E = 8.0

Renth

1.00

0.80

0.60

0.40

0.20

0.00

Δ - 10° Avant P M H
O - 20° Avant P M H

1350

1650

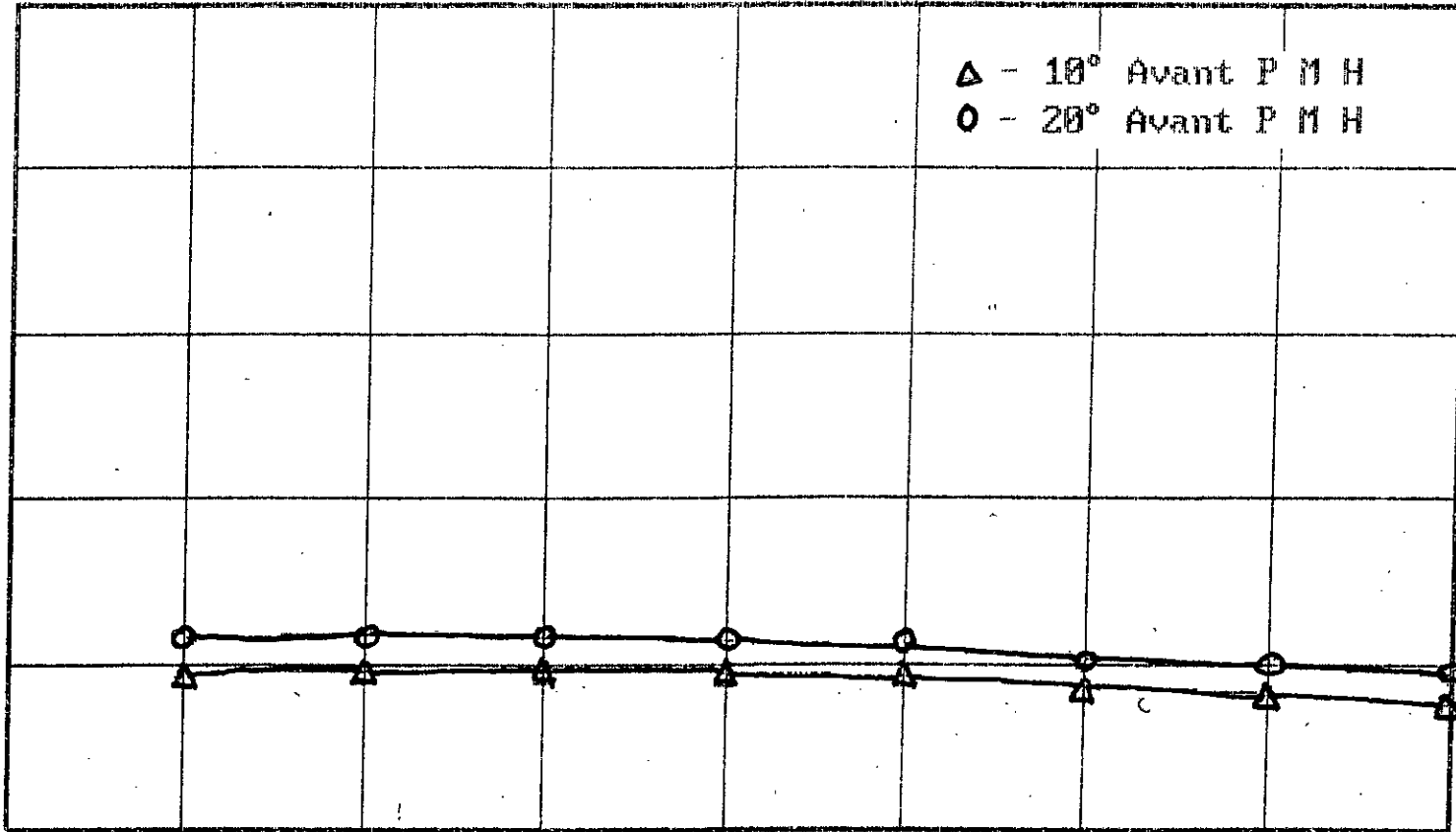
1900

2250

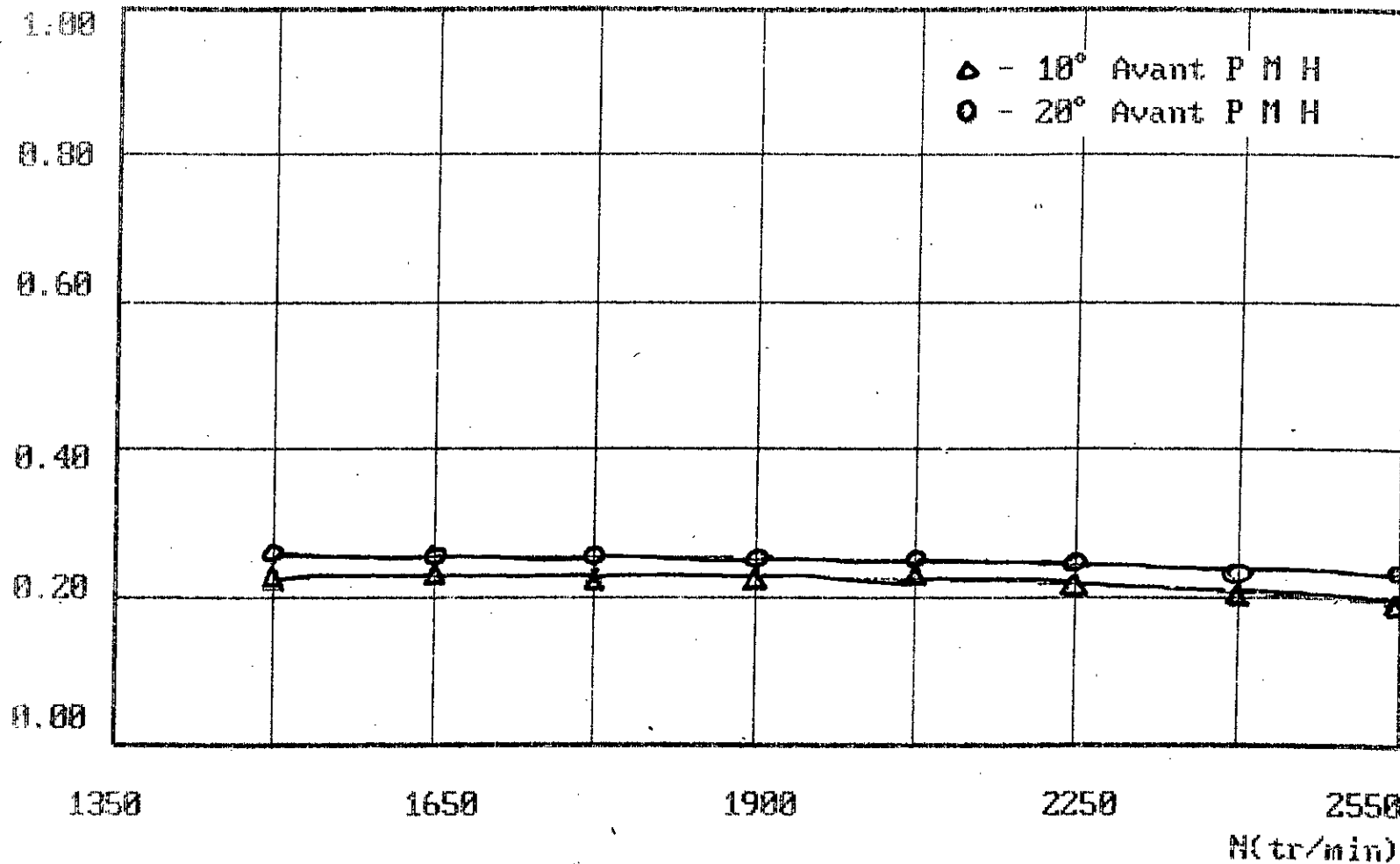
2550

N(tr/min).

Renth = F(N) et E = 9.0



Renth



Renth = F(N) et E = 10.0

Renth

1.00

0.80

0.60

0.40

0.20

0.00

△ - 10° Avant P M H
○ - 20° Avant P M H

déformation

1350

1650

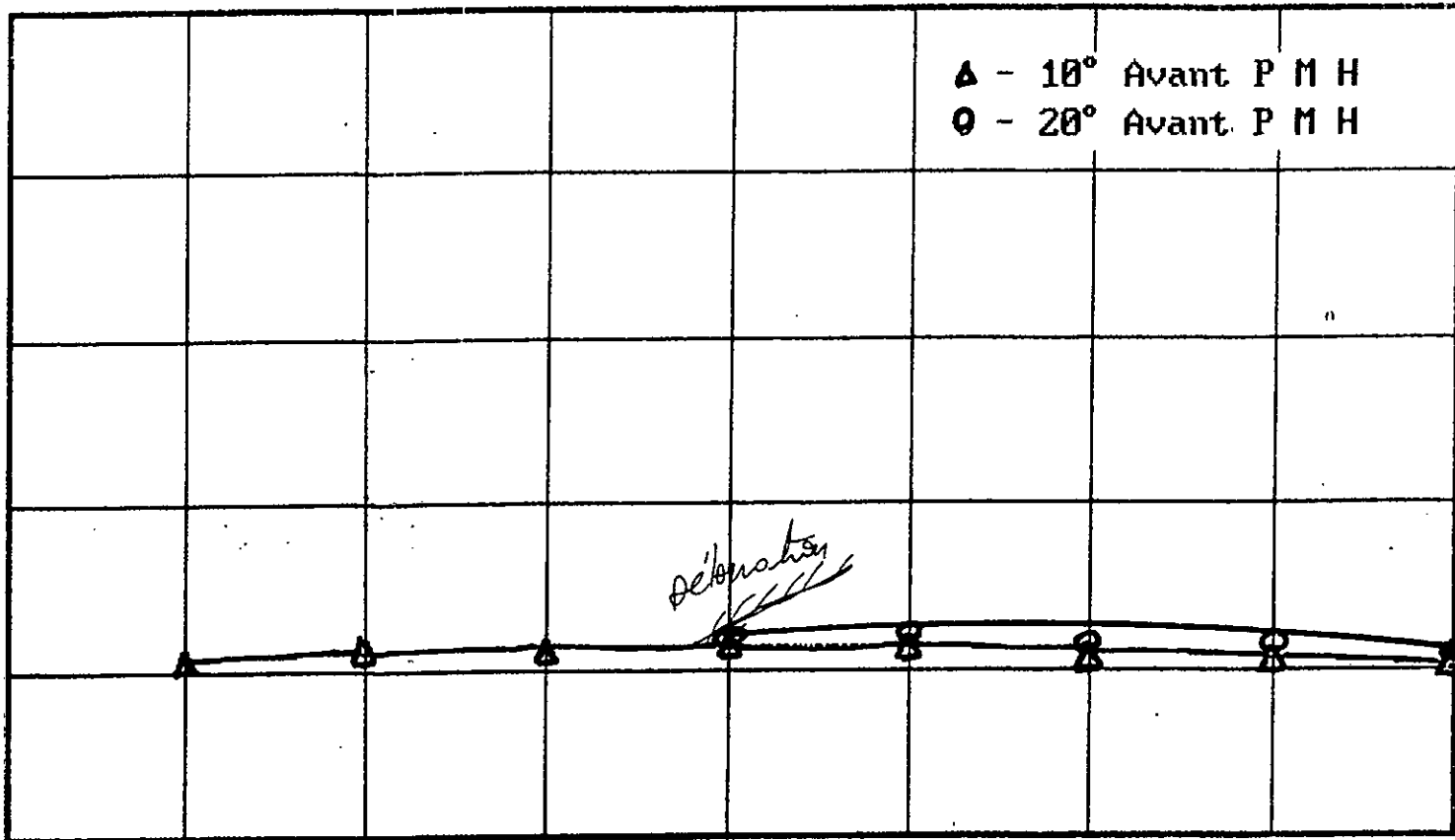
1900

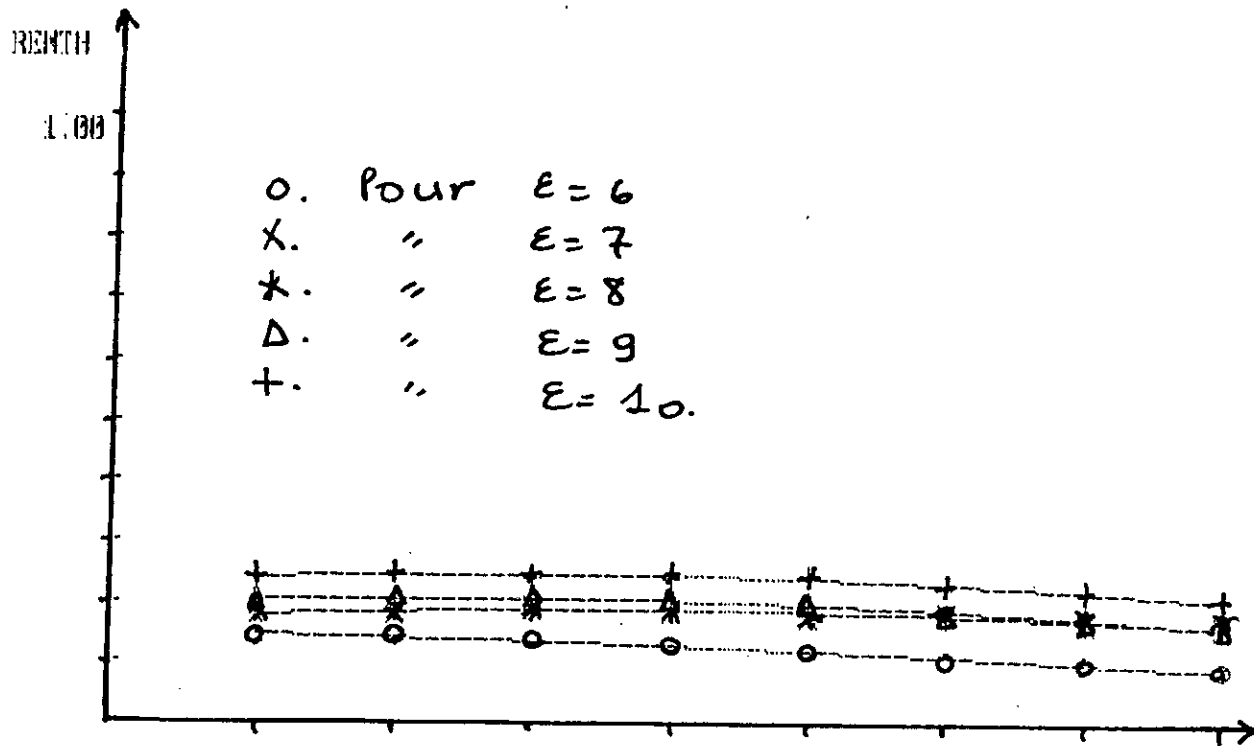
2250

2550

N(tr/min)

$$\text{Renth} = F(N) \text{ eI } E = 10.5$$



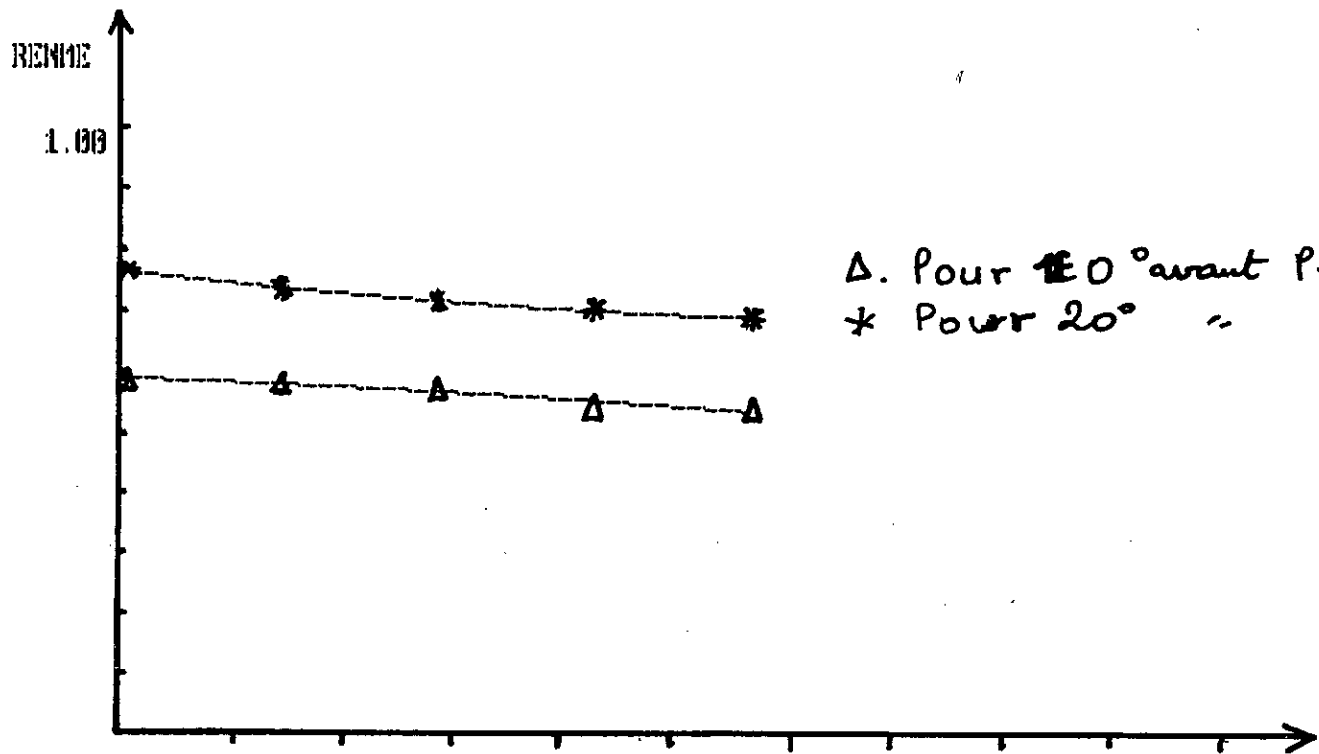


0.00

1.350.00

RENTH pour 1° avant P.M.H. 2550.00

(N.C. 125/100)



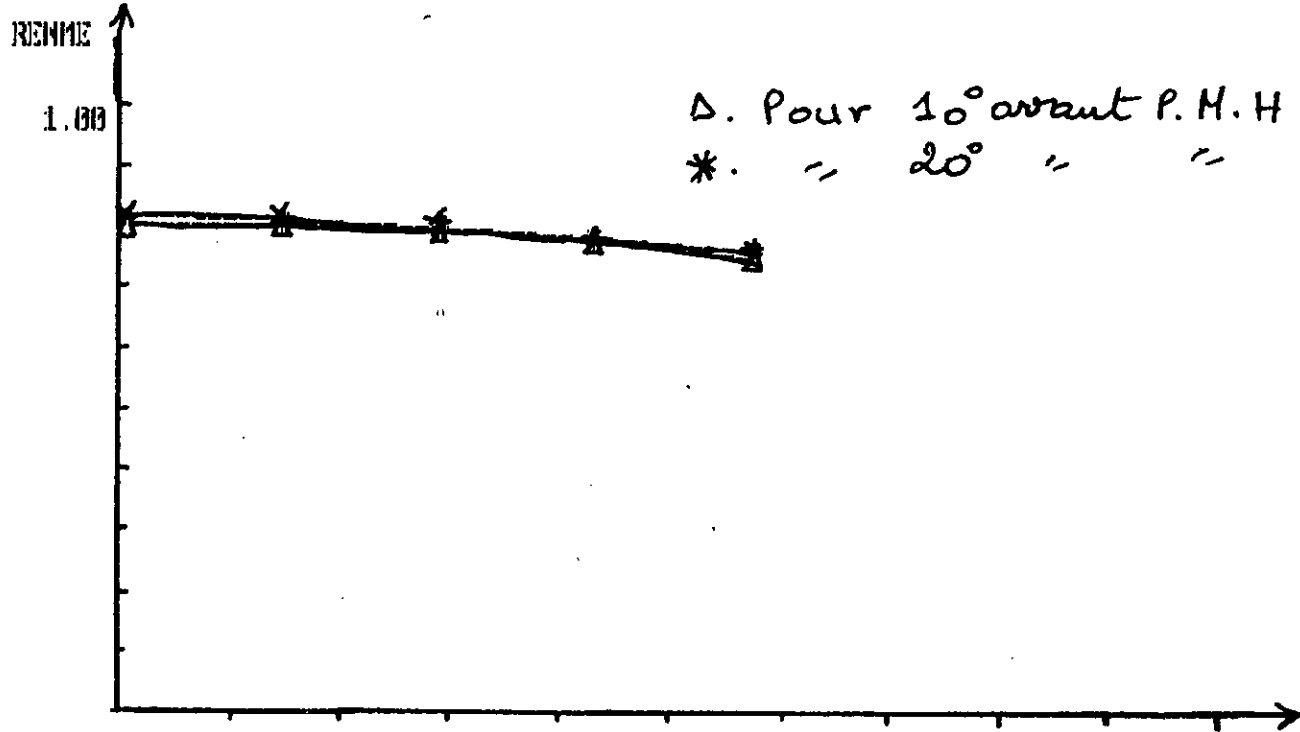
0.00

1500.00

RENME = F(N) et E = 5.0

N (tr/min)

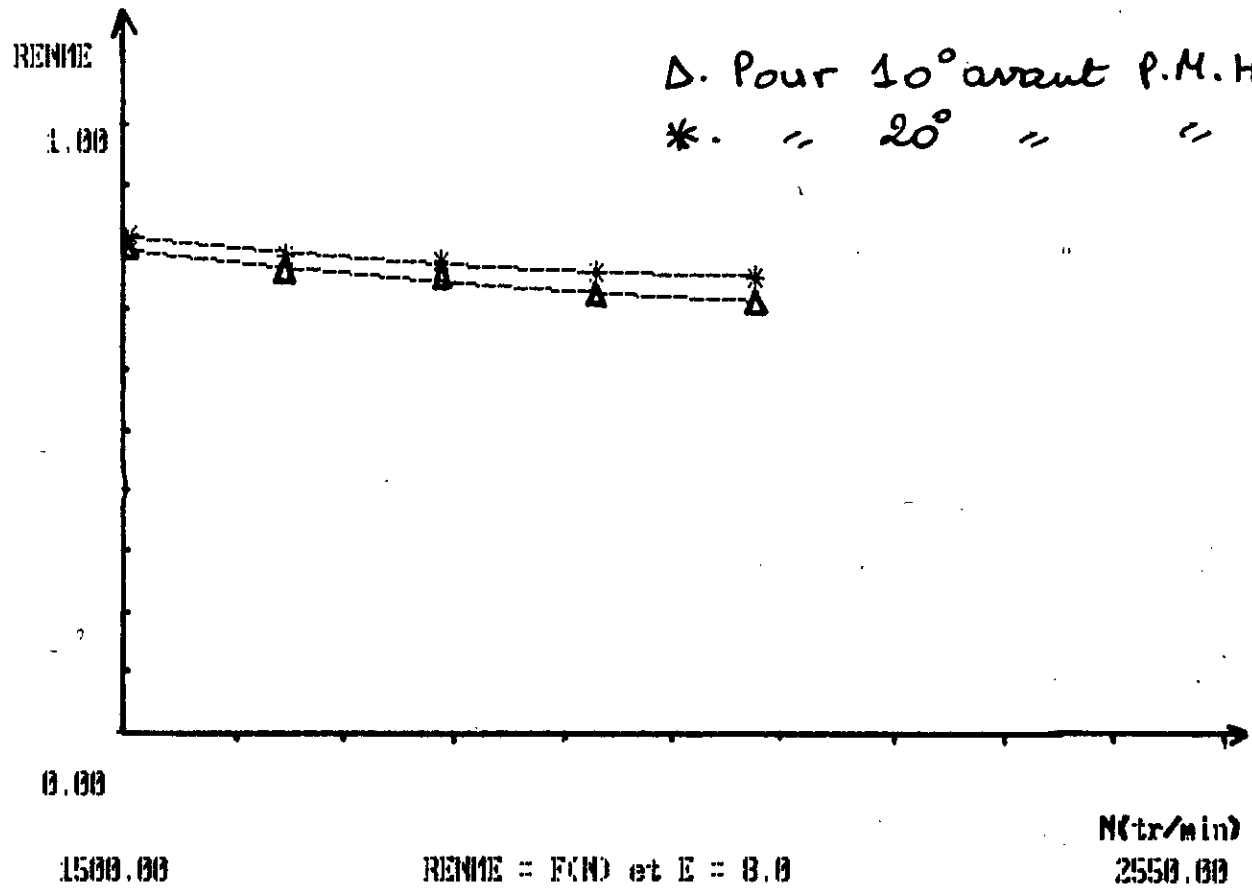
2550.00



1500.00

RENME = FCND et E = 7.0

N (tr/min)
2550.00



RENNE

1.00

0.00

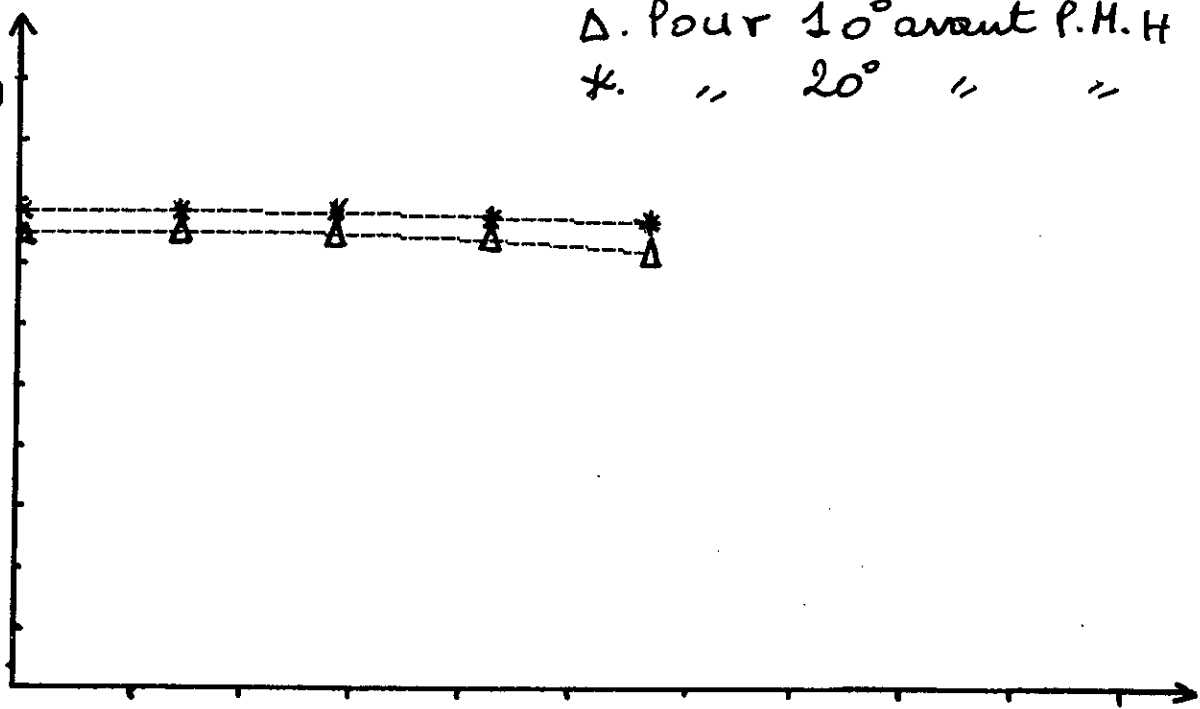
1500.00

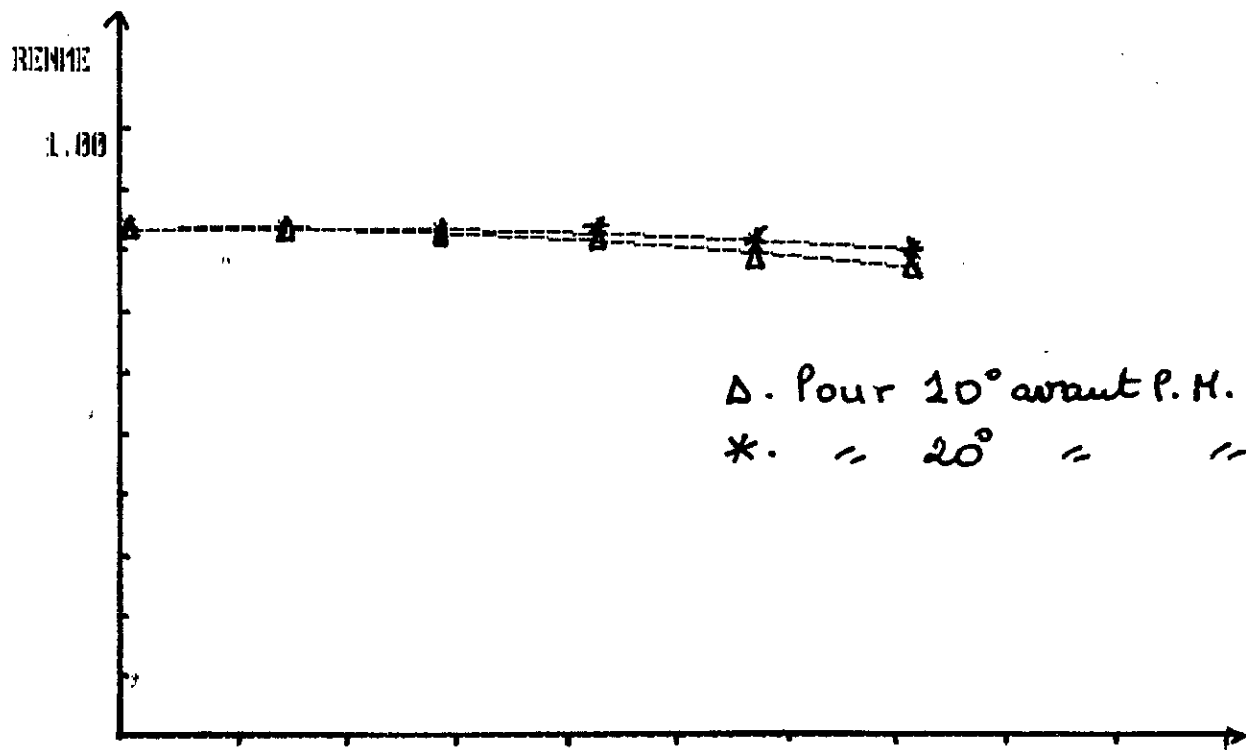
RENNE = FCN) et E = 9.0

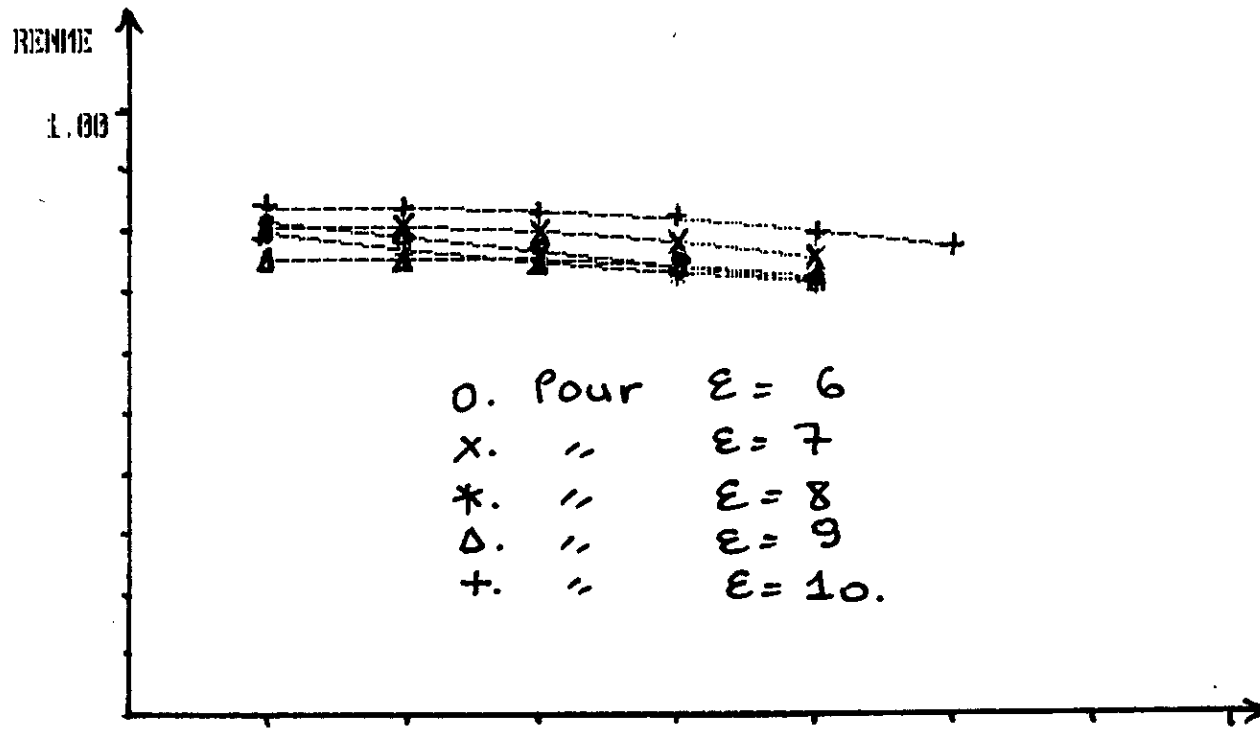
N (tr/min)

2550.00

Δ . Pour 10° avant P.M.H
* " 20° " "







O. pour $\epsilon = 6$
 X. " $\epsilon = 7$
 *. " $\epsilon = 8$
 Δ. " $\epsilon = 9$
 +. " $\epsilon = 10.$

0.00

1350.00

RENDE = F(N) pour 10° avant P H H

N (tr/min)

2550.00

Le modèle établi avec la méthode de GRAM-SCHMIDT est de la forme de :

$$Y(N) = P_0(0) + P_0(1).N + P_0(2).N^2 + P_0(3).N^3 + \dots (\#)$$

où $P_0(I)$: Les coefficients du polynôme recherché.

Les degrés des polynômes pour les différents taux de compression et pour les différentes performances sont indépendants entre eux.

Les tableaux qui suivent donnent seulement les coefficients $P_0(I)$. Pour obtenir la valeur de puissance, couple, consommation ou rendements; il faut utilisé la relation (#)

Pour un taux de compression de 5.0 et 10° avant le P M H

Le modèle est établie selon la méthode de GRAM-SCHMIDT

La puissance :

PO(0) = -.300401
PO(1) = 1.196383E-03
PO(2) = 3.631205E-07
PO(3) = -1.715998E-10

La couple :

PO(0) = 9.13066
PO(1) = 2.467914E-03
PO(2) = -4.009947E-07
PO(3) = -2.619044E-10

La consommation spécifique :

PO(0) = 475.9657
PO(1) = .1755554

Le rendement volumique :

PO(0) = .5413785
PO(1) = 2.070934E-04
PO(2) = -8.226264E-08

Le rendement thermique :

PO(0) = .1465609
PO(1) = -2.11823E-05

Le rendement mécanique :

PO(0) = .5167255
PO(1) = 1.455775E-04
PO(2) = -6.641698E-08

Pour un taux de compression de 6.0 et 10° avant le P M H

Lé modèle est établie selon la méthode de GRAM-SCHMIDT

La puissance :

PO(0) = -4.317607
PO(1) = 9.472256E-03
PO(2) = -2.76472E-06
PO(3) = 9.156458E-11

Le couple :

PO(0) = 12.20349
PO(1) = 2.821414E-02
PO(2) = -1.574961E-05
PO(3) = 1.86311E-09

La consommation spécifique :

PO(0) = 1094.401
PO(1) = -.7226164
PO(2) = 2.606284E-04

Le rendement volumique :

PO(0) = .780621
PO(1) = -4.310605E-06
PO(2) = -2.385238E-08

Le rendement thermique :

PO(0) = .226324
PO(1) = -5.239233E-05

Le rendement mécanique :

PO(0) = 1.034706
PO(1) = -1.338204E-04
PO(2) = -1.03169E-08

Pour un taux de compression de 7.0 et 10° avant le P M H

Le modèle est établie selon la méthode de GRAM-SCHMIDT

La puissance :

PO(0) = -14.75663
PO(1) = 2.497339E-02
PO(2) = -9.575213E-06
PO(3) = 1.133367E-09

Le couple :

PO(0) = -56.83531
PO(1) = .1376902
PO(2) = -6.717766E-05
PO(3) = 9.831757E-09

La consommation spécifique :

PO(0) = 1024.123
PO(1) = -.596059
PO(2) = 1.579199E-04

Le rendement volumique :

PO(0) = .669416
PO(1) = 2.784199E-04
PO(2) = -1.089122E-07

Le rendement thermique :

PO(0) = -1.725704E-02
PO(1) = 2.144427E-04
PO(2) = -5.670794E-08

Le rendement mécanique :

PO(0) = .2695601
PO(1) = 6.688971E-04
PO(2) = -2.100992E-07

Pour un taux de compression de 8.0 et 10° avant le P M H

Le modèle est établie selon la méthode de GRAM-SCHMIDT

LIST :

La puissance :

PO(0) = -1.267134
PO(1) = 6.52441E-03
PO(2) = -1.611635E-06
PO(3) = 6.934439E-12

Le couple :

PO(0) = 31.15567
PO(1) = 1.310535E-02
PO(2) = -1.103177E-05
PO(3) = 1.56379E-09

La consommation spécifique :

PO(0) = 553.3151
PO(1) = -.1398397
PO(2) = 4.942375E-05

Le rendement volumique :

PO(0) = 1.024182
PO(1) = -6.000721E-05
PO(2) = -3.14445E-08

Le rendement thermique :

PO(0) = .1609181
PO(1) = 4.237686E-05
PO(2) = -1.595237E-08

Le rendement mécanique :

PO(0) = 1.340959
PO(1) = -5.27204E-04
PO(2) = 1.081785E-07

- Interprétation des courbes :

A- Influence du régime du moteur sur les performances, pour un taux de compression et un calage fixés (La vitesse varie de (1500 - 2550) tr/min

Il nous a été impossible d'établir les caractéristiques du moteur au régime bas (1000 - 1500) tr/min; car aux faibles vitesses, les fuites qui se produisent au niveau de l'échappement font que l'intensité du couple diminue; et la masse du volant n'est pas assez suffisante pour amortir les inégalités de ce couple; Dans ces conditions le moteur risque de caler.

La puissance augmente en fonction du régime du moteur. Elle atteint son maximum entre (1200 - 2250) tr/min, puis elle diminue rapidement à des vitesses élevées.

Lorsque la vitesse augmente, les pertes de charges au niveau des soupapes augmentent aussi, il s'en suivra de ce fait une réduction de la pression effective de remplissage (pression d'admission) et par conséquent de la quantité des gaz frais aspirés à chaque cycle.

La pression d'admission influe directement sur la masse de carburant admise dans le cylindre. Une augmentation de la pression d'admission entraîne une augmentation de l'énergie fournie par combustion, et par conséquent l'effort de détente reçu par le piston est plus important, ce qui explique l'amélioration des performances du moteur et essentiellement la puissance et le couple.

Au faibles vitesses, l'augmentation de la puissance est due essentiellement à l'amélioration du rendement volumétrique, par contre aux vitesses élevées, la diminution de la puissance est due à l'augmentation des pertes par frottements. Ceci apparaît clairement sur les courbes du rendement mécanique qui diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente.



Le couple diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente, il atteint sa valeur maximale à la vitesse de 1500 tr/min; cette vitesse est différente de celle donnant la puissance maximale.

La consommation spécifique diminue lorsque la vitesse de rotation augmente, elle atteint un minimum puis augmente rapidement aux grandes vitesses.

Le minimum de consommation, soit donc le maximum d'économie est atteint pour un régime proche de celui donnant la puissance maximale, Mais identique à celui correspondant au rendement thermique maximum.

Le rendement volumétrique est un facteur qui influe énormément sur la puissance et le couple que peut délivrer un moteur. Le rendement volumétrique croit, atteint son maximum entre (1875 - 2000) tr/min, puis diminue aux grandes vitesses.

Le rendement mécanique varie suivant une allure presque linéaire, il diminue avec augmentation de la vitesse.

Le rendement thermique augmente jusqu'à la vitesse de 1800 tr/min, puis diminue. Ceci est justifié étant donné que le rendement thermique est inversement proportionnel à la consommation spécifique.

B- Influence du taux de compression pour un calage à l'allumage et vitesse de rotation constants (le taux de compression ϵ varie de 5 à 10.5)

On constate sur les courbes que l'augmentation du couple, de la puissance et la réduction de la consommation spécifique évoluent de la même manière que l'augmentation du taux de compression ϵ .

Carburant
La vitesse du moteur correspondant à la consommation spécifique de carburant augmente avec l'augmentation du taux de compression ϵ .

On fait la même remarque concernant la vitesse donnant la puissance maximale, celle-ci est d'autant plus grande que le taux de compression l'est, ainsi s'explique l'accroissement du rendement mécanique en fonction du taux de compression ϵ .

Par contre, c'est le cas contraire pour le couple maximum qui est atteint pour une vitesse d'autant plus faible que le taux de compression est grand.

L'accroissement des pressions dans le cylindre dû à l'augmentation du taux de compression provoque l'élévation des efforts reçus par les mécanismes de transmission du moteur (piston, bielle, manivelle, ...).

Le rendement volumétrique s'améliore en fonction du taux de compression ϵ . Il varie de (0.6 à 0.9).

Le rendement thermique s'améliore en fonction du taux de compression, il se situe dans l'intervalle de (0.1 à 0.3).

C- Influence du calage à l'allumage pour un taux de compression et une vitesse de rotation constants (10° et 20° avant le P M H).

La puissance et le couple augmentent au fur et à mesure que l'avance à l'allumage augmente, et cela jusqu'à une valeur maximale, puis rechute si l'on fait augmenter encore la valeur de l'avance.

Lorsqu'on augmente l'avance à l'allumage, ceci se traduit par un commencement du processus de combustion bien avant que le piston ait atteint le P M H. Plus l'avance est importante, plus le début de combustion est avancée de la valeur choisie et plus la pression sur le piston après le P M H est grande, et enfin plus le rendement mécanique augmente.

Pour des taux de compression maximum (9 à 10.5), le couple et la puissance augmentent jusqu'au calage de 20° avant le P M H.

Pour des avances supérieures, on observe le phénomène de "détonation" caractérisée par le "cliquetis".

Pour obtenir la puissance maximale, la pression maximale doit s'exercer au plus tard 12 à 15° avant le P M H, ainsi il est évident que le calage d'allumage doit être retardé quand on augmente le taux de compression, en raison du fait que la vitesse de combustion augmente.

La consommation spécifique diminue lorsque l'avance à l'allumage augmente. Par contre le rendement thermique augmente.

Le rendement volumétrique augmente avec l'augmentation de l'avance à l'allumage.

CHAPITRE 3 : EXPLOITATION DU MODELE MATHEMATIQUE :

La simulation des performances du moteur monocylindre du banc d'essai TD 43 nous a amené à établir un modèle mathématique pour chaque taux de compression et pour chaque performance.

Un essai de comparaison des résultats obtenus sur le banc avec ceux obtenus sur d'autres moteurs, nous amène aux conclusions suivantes avec des grandeurs de l'ordre de :

Pour la puissance spécifique :

TD43	Ford
9,2	9,6

Pour la puissance :

TD43	Ford
5,1	10,6

Pour le rapport des cylindrées :

Ford / TD43
1,9

Pour le rapport de puissance :

Ford / TD43
2,1.

Les corrélations à remarquer dans ces résultats sont les suivantes :

Ø - Dans le cas des puissances spécifiques, on a presque le même ordre de grandeur, c'est-à-dire que le rapport est proche de l'unité.

Ø - Par contre, le rapport des puissances comparé au rapport des cylindrées, nous donne une différence entre eux de l'ordre de 0.2, ce qui est acceptable.

Le manque de temps, ne nous a malheureusement pas permis de compléter nos recherches en étudiant les autres performances.

CONCLUSION :

Les résultats obtenus et interprétés nous ont permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine des moteurs.

Par manque de données, nous nous sommes contentés des résultats d'un seul moteur, en l'occurrence, le moteur FORD 1100 cm³ équipant le banc d'essai TE 16, pour les comparer à notre moteur.

Aussi et pour donner plus de crédibilité et objectivité à l'impact de notre étude, il serait souhaitable de faire la comparaison des résultats de notre moteur avec un nombre assez important d'autres moteurs tout en essayant de réunir la même condition d'expérimentation (qualité de la combustion ...).

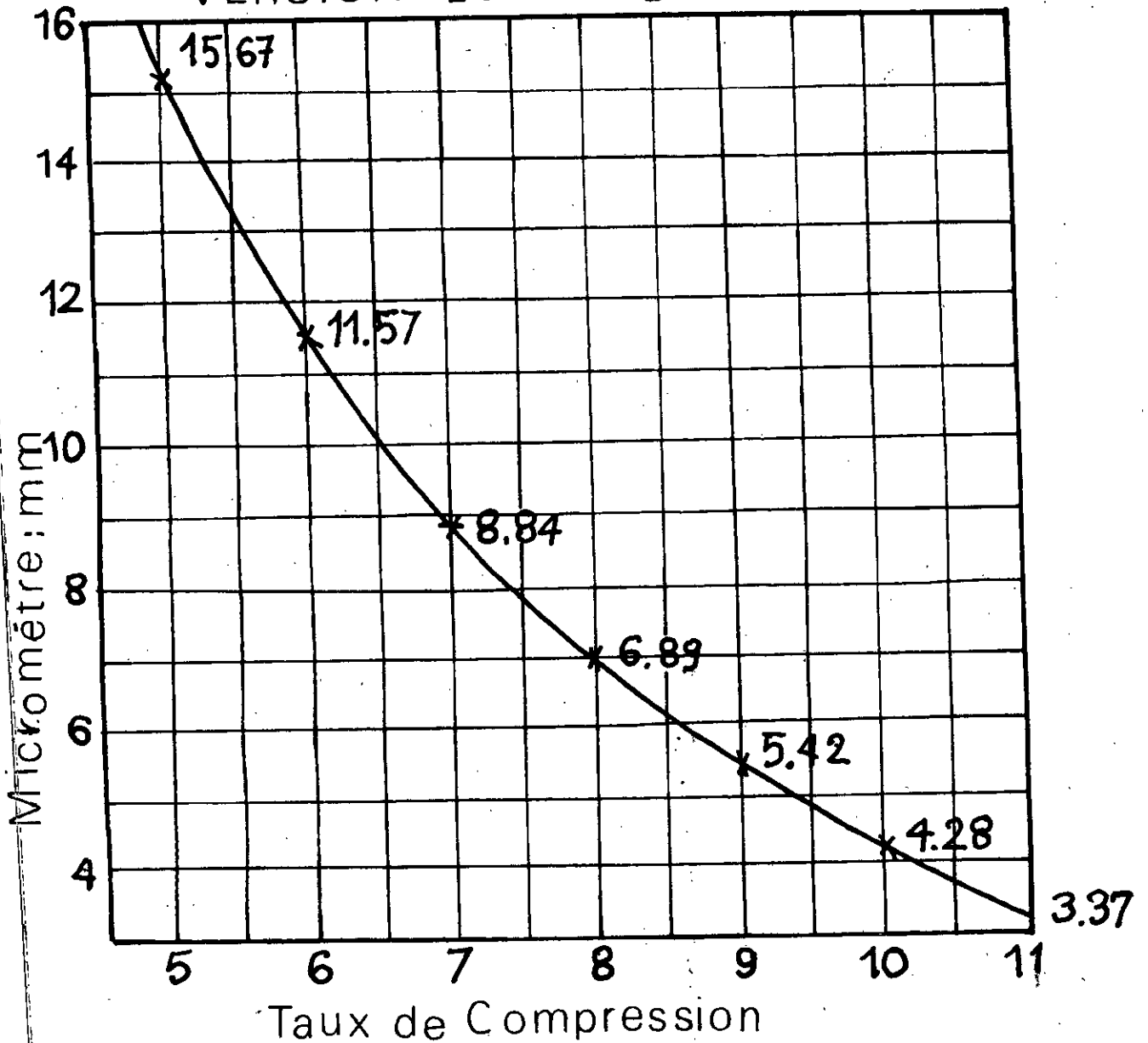
Ainsi, il n'est pas possible actuellement de se prononcer sur les résultats obtenus et sur la corrélation de notre modèle mathématique avec d'autres moteurs. Cependant, nous restons optimiste, quand à son application.

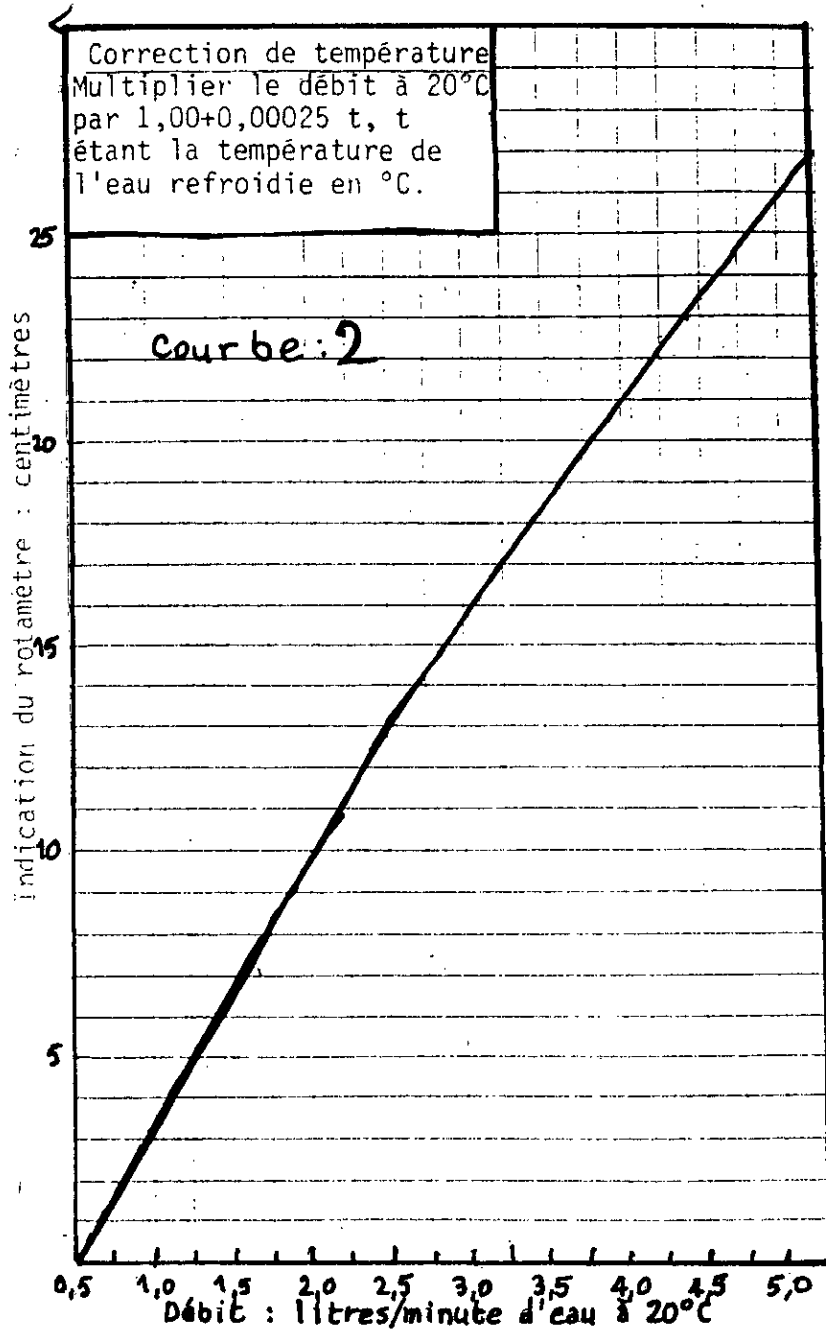
Enfin, nous conseillons de reprendre cette étude dans le cadre d'un projet de fin d'étude pour l'exploiter au mieux et la compléter.

ANNEXE 1

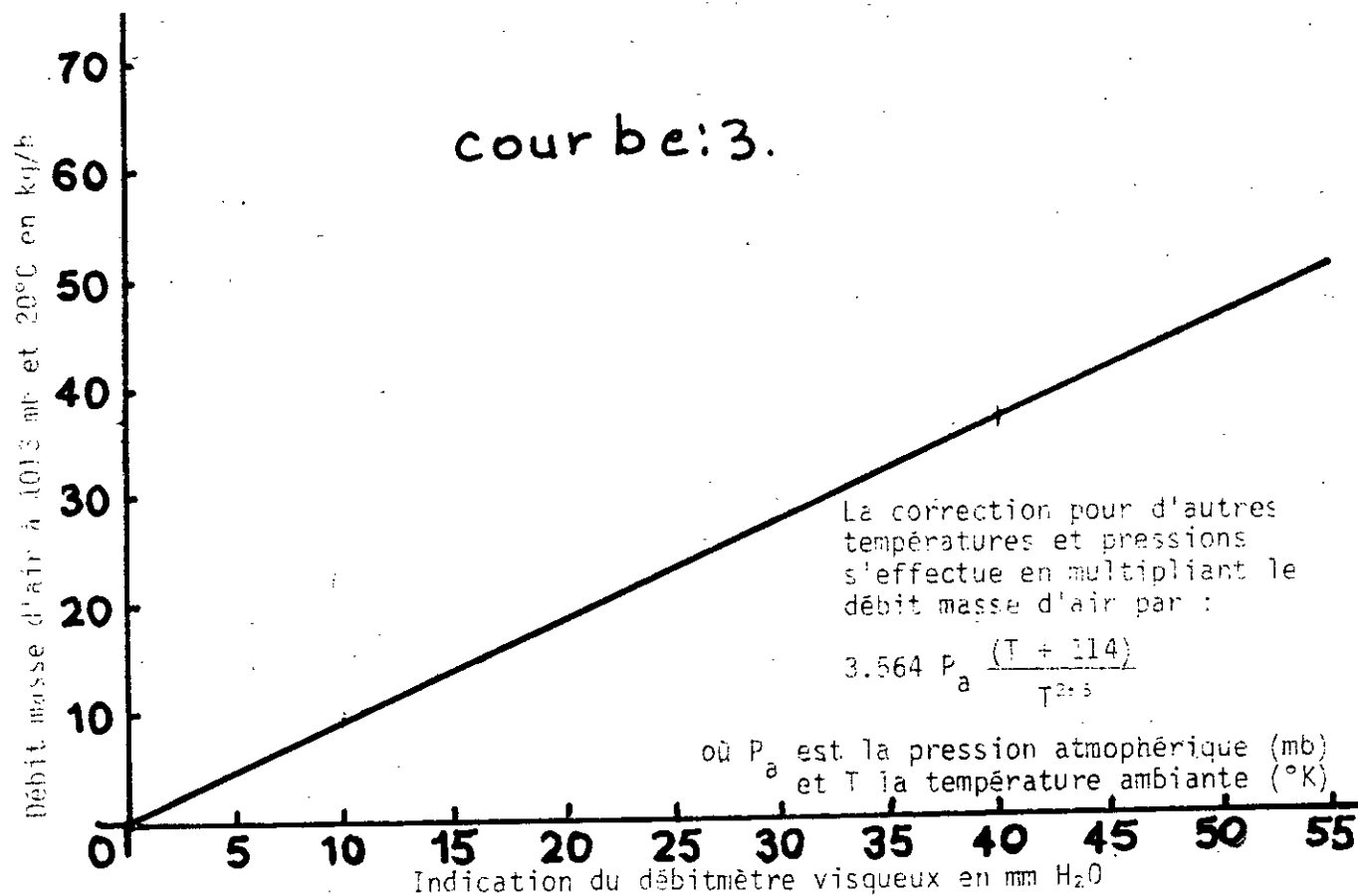
Courbe : 1.

VERSION ESSENCE

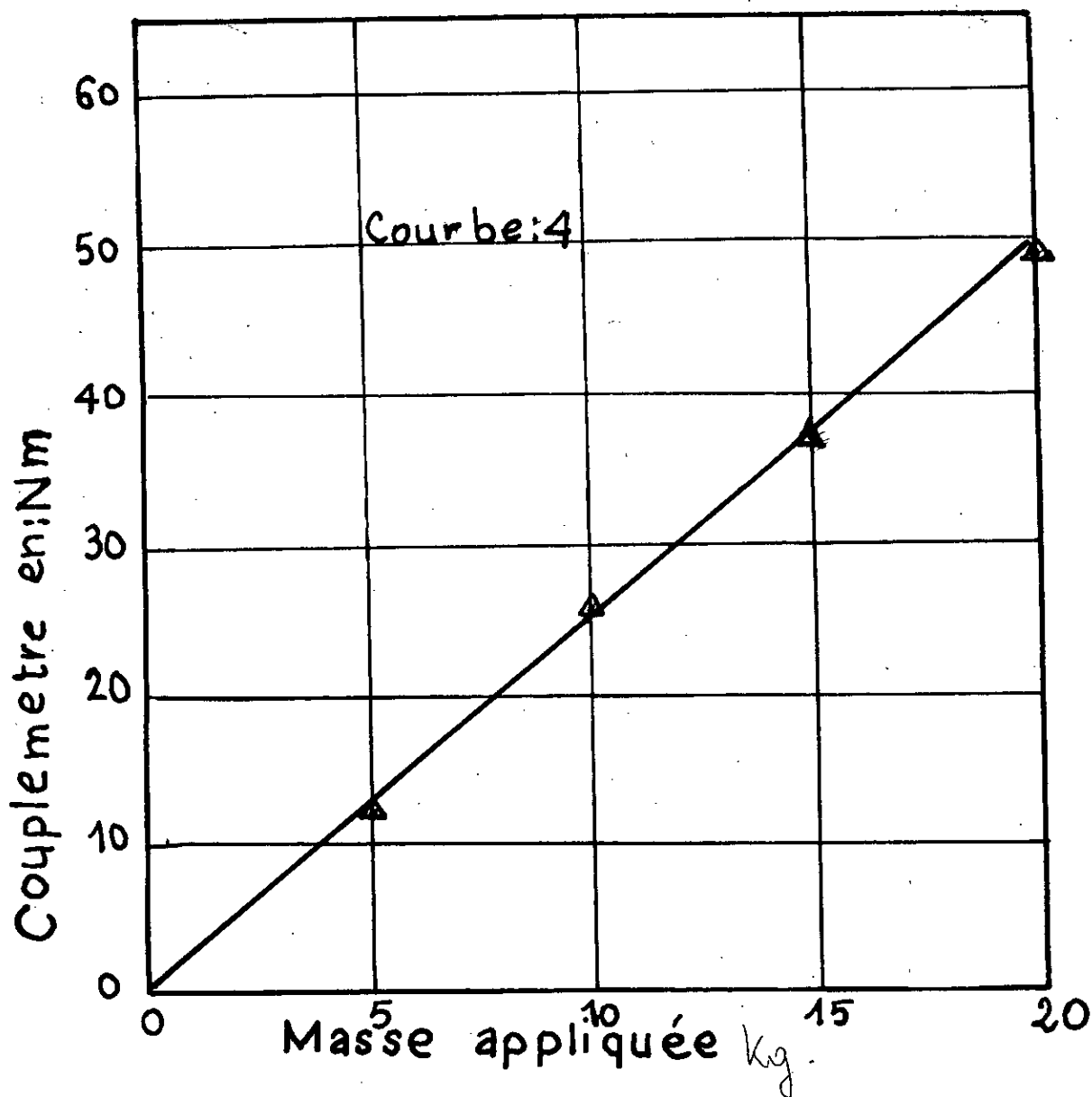




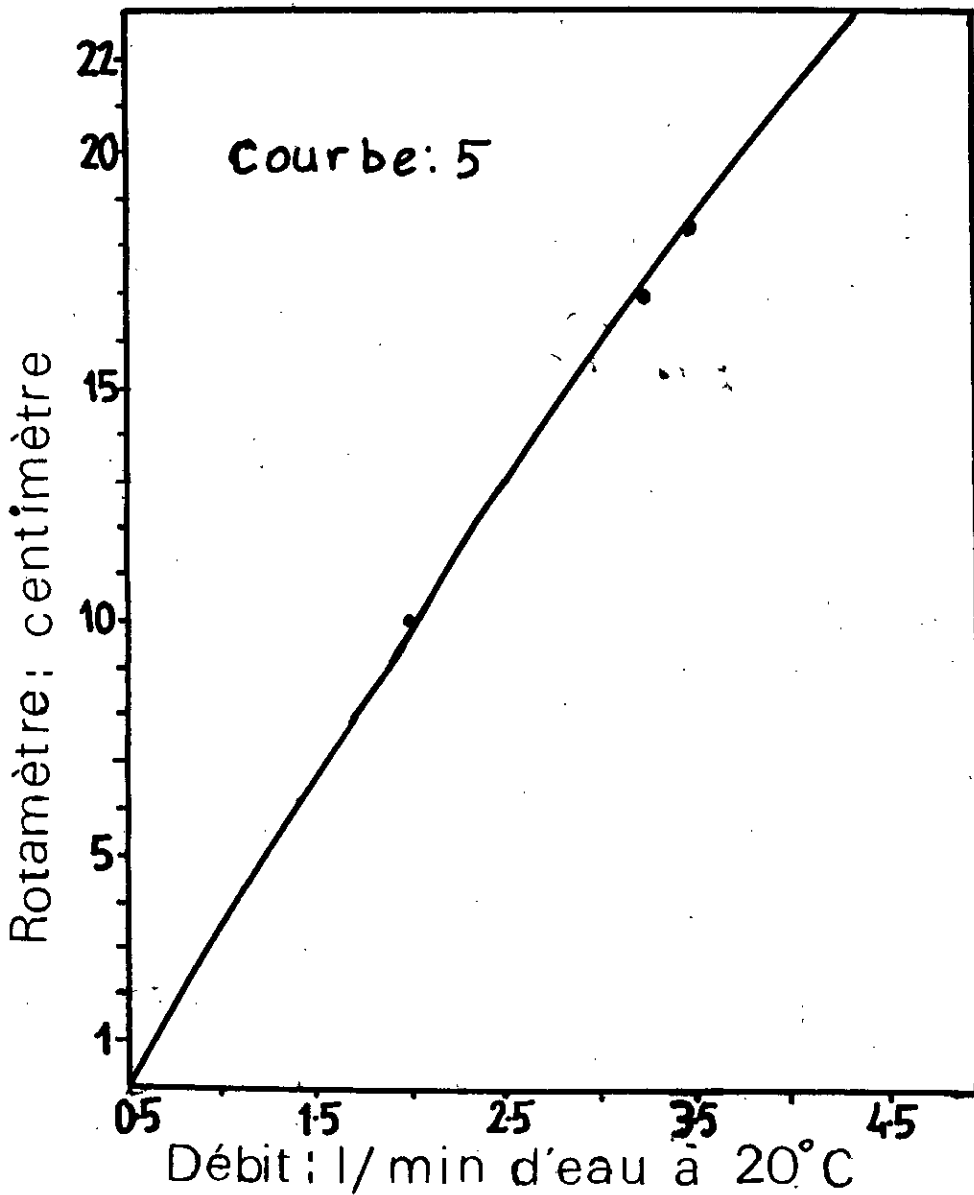
Courbe d'étalonnage du rotamètre de l'eau de refroidissement



Etalonnage type du débitmètre visqueux



ETALONNAGE COUPLEMETRE



Etalonnage du rotamètre

MODIFICATION DE GRAM-SCHMIDT :

On réécrit l'équation (28) sous la forme :

$$\begin{bmatrix} W_A^T W & W_A^T W_A \\ W_2^T W_A & W_2^T W_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_A \\ Z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_A^T Y \\ W_2^T Y \end{bmatrix} \quad (40)$$

et on posons $N_A = I - W_A (W_A^T W_A)^{-1} W_A^T$ (41)

on remarque que N_A est une matrice idempotent c'est-à-dire

$$N_A^T = N_A = N_A N_A^T = N_A^T N_A \quad (42)$$

on combinant le système (40) et la matrice (41), on peut écrire :

$$W_A^T N_A^T X_A^A Z_2 = W_2^T N_A^T Y_A \quad (43)$$

$$\text{Avec : } X_2^A = N_A^T W_2 \quad (44)$$

$$Y_A = N_A Y \quad (45)$$

La modification de GRAM-SCHMIDT est utilisée pour éviter l'inversion de matrice.

La technique est de transformer le modèle original par une succession de k transformations de N_i matrices.

$$\text{Posons : } X^{(k-1)} = \begin{bmatrix} X^{(k-1)} & \vdots & X^{(k-1)} \\ X_{k-1} & \vdots & X_k \end{bmatrix}$$

ou $X_{k-1}^{(k-1)}$ est une matrice de n -vecteur.

$$\text{on définit : } N_{k-1} = I - X_{k-1}^{(k-1)} \begin{bmatrix} X_{k-1}^{(k-1)T} & X_{k-1}^{(k-1)} \end{bmatrix} X_{k-1}^{(k-1)T} \quad (46)$$

$$X^{(k)} = N_{k-1} X_k^{(k-1)}$$

$$Y^{(k)} = N_{k-1} Y^{(k-1)} \quad (47)$$

on définit aussi :

$$N_k = I - X_k^{(k)} \begin{bmatrix} X_k^{(k)T} & X_k^{(k)} \end{bmatrix}^{-1} X_k^{(k)} \quad (48)$$

$$Y^* = N_k Y^{(k)} \quad (49)$$

Et après $(k-1)$ transformations, le modèle contient seulement une régression Z_k et cette solution est simplement donnée par :

$$Z_k = \frac{X^{(k)T} Y^{(k)}}{X^{(k)T} X^{(k)}} \quad (50)$$

Et après (k-2) transformations, le modèle contient 2 régressions : Z_{k-1} et Z_k . Et ainsi de suite, on continue le processus jusqu'à avoir k équations dont les k inconnues sont :

$$Z_1, Z_2, \dots, Z_k$$

et on définit :

$$L_{ij} = \frac{X_i^{(i)T} X_j^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} \quad \begin{matrix} j = 2, \dots, m \\ i = 1, \dots, k \end{matrix} \quad (51)$$

$$R_i = \frac{X_i^{(i)T} Y^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}}$$

Et après d'autres combinaisons et substitutions on aboutit à la solution du système :

$$L \cdot Z = R \quad (52)$$

R : un n-vecteur

L : matrice triangulaire supérieure de (k,k) éléments de diagonale unité.

Les $\{L_{ij}\}$ trouvées sont les coefficients de la transformation pour la construction de

$$X = \begin{bmatrix} X_1^{(1)} & X_2^{(2)} & X_3^{(3)} & \dots & X_k^{(K)} \end{bmatrix}$$

Et les $\{R_i\}$ les coefficients de la transformation du produit : Y^* .

La $i^{\text{ème}}$ transformation nous donne :

$$N_i = I - X_i^{(i)} \begin{bmatrix} X_i^{(i)T} & X_i^{(i)} \end{bmatrix}^{-1} X_i^{(i)T} \quad (53)$$

$$N_i = I - \frac{1}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} X_i^{(i)} X_i^{(i)T}$$

Alors :

$$X^{i+1} = \begin{bmatrix} X_{i-1}^{(i-1)} & \vdots & X_k^{(i-1)} \end{bmatrix} \quad (53)$$

et aussi $X^{i+1} = N_i X_k^{(i)}$ (54)

Donc :

$$X_k^{(i+1)} = X_k^{(i)} - \frac{1}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} X_i^{(i)} X_i^{(i)T} X_k^{(i)}$$

et d'ici on peut écrire :

$$X_j^{(i+1)} = X_j^{(i)} - \frac{X_i^{(i)T} X_j^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} X_i^{(i)}$$

$$X_j^{(i+1)} = X_j^{(i)} - L_{ij} X_i^{(i)} \quad (55)$$

$$j = i+1, \dots, k$$

de même :

$$Y^{(i+1)} = N_i Y^{(i)} \quad (56)$$

$$Y^{(i+1)} = Y^{(i)} - \frac{X_i^{(i)T} Y^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} X_i^{(i)}$$

$$Y^{(i+1)} = Y^{(i)} - R_i X_i^{(i)} \quad (57)$$

Donc en résumé l'algorithme est :

et on définit :

$$L_{ij} = \frac{X_i^{(i)T} X_j^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}} \quad \begin{array}{l} j = 2, \dots, m \\ i = 1, \dots, k \end{array} \quad (58)$$

$$R_i = \frac{X_i^{(i)T} Y^{(i)}}{X_i^{(i)T} X_i^{(i)}}$$

$$X_j^{(i+1)} = X_j^{(i)} - L_{ij} X_i^{(i)} \quad (59)$$

$$j = i+1, \dots, k$$

$$Y^{(i+1)} = Y^{(i)} - R_i X_i^{(i)} \quad (60)$$

nous permettent d'écrire le système :

$$L Z = R$$

et qu'on peut résoudre par rapport à Z .

BIBLIOGRAPHIE

[1] Sciences et Vie

N° 826 Juillet 1986

[2] Méthodes numériques appliquées - *office de publications universitaires*

M. BOUMAH RAT

1983

[3] Bulletin technique du banc d'essai TD 43

[4] Encyclopédie : Technique de l'ingénieur

B 370. (*Maurice NORROY*)

[5] Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie

J. BORTON - Tome 3

[6] Moteurs alternatifs à combustion interne - *DE MASSEPN, Juin 1988*

P. ARQUES -

1987

[7] Projet de fin d'études :

- BAGHDADI :

Etude d'un banc d'essai pour un moteur à taux de compression variable (version essence) - Juin 87.

- LABADI :

Performances d'un moteur à taux de compression variable (version injection d'essence) - Janvier 88.

le Mr KHELFOUN

Directeur de l'Institut -

Université de

Alger - Maison d'édition

Année d'édition

