

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

18/87

وزارة التعليم و البحث العلمي

1ex

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

MISE EN MARCHE
DU BANC D'ESSAI
TURBINE A GAZ

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

M^r.AIT ALI

M^r.ZABILA

M^r.TALBI

PROMOTION : JANVIER 1987

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

MISE EN MARCHÉ
DU BANC D'ESSAI
TURBINE A GAZ

Proposé Par :

M^r. AIT ALI

Etudié par :

M^r. ZABILA

Dirigé par :

M^r. TALBI

PROMOTION : JANVIER 1987

Ministere de l'Enseignement Supérieur

Ecole Nationale Polytechnique

Département : Genie Mécanique

Promoteur : Mr TALBI

Elève ingénieur : ZABILA AHCENE

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع الهندسة الميكانيكية

الموجه : طالب

طالب المهندس : زبيلة احسن

الموضوع: تشغيل منضدة تجريب العنفة الغازية.

الملخص: إن الهدف من هذه الدراسة يتمثل في تشغيل منضدة تجريب العنفة الغازية "GILKES" وبعد ذلك تم القيام بسلسلة من التجارب بغية التأكد من حالة هذه المنضدة وانطلاقاً من القياسات المحصل عليها تم اتخاذ مثل نموذجي للحساب من أجل تعيين المميزات الوظيفية: الاستطاعة المبردة، المردودات، الاستهلاك النوعي...

Sujet: Mise en marche du banc d'essai turbine à gaz.

Résumé: Le but de cette étude est de mettre en marche le banc d'essai "GILKES" de turbine à gaz. Une fois le banc mis en marche des séries d'essais ont été effectuées afin de vérifier l'état de l'installation. Avec les mesures obtenues, un exemple type de calcul est fait pour déterminer les performances de la machine: puissance fournie, rendements, consommation spécifique....

Subject: Starting the gas turbine testing bench.

Abstract: This study aims to make run the gas turbine "GILKES" testing bench. Once this goal reached a series of tests have been performed in order to check the equipment. With the measurements obtained, a pattern of calculations have been set up to determine the characteristics of the machine: provided power, specific consumption....

DEDICACE

Je dedie ce modeste travail

- A la memoire de mon pere , mort pour son pays
- A ma mere
- A ma femme

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je remercie mon promoteur monsieur TALBI pour ses conseils et son suivi durant toute la période de préparation de mon projet.

Je remercie monsieur BENAFLA qui m'a aidé du mieux qu'il a pu lors des travaux effectués sur le banc d'essai.

Mes remerciements sont destinés à tous les professeurs qui ont contribué à ma formation depuis mon jeune âge, je cite en particulier ceux du département de génie mécanique.

Je tiens à remercier mes amis Hamdane, Cheif et Mohamed qui m'ont pas ménagé d'efforts pour voir la réussite de ce projet.

Enfin mes remerciements sont adressés à toutes les personnes qui m'ont apporté leurs concours.

TABLE DES MATIERES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

	Pages
I - INTRODUCTION	6
1. Les turbines à gaz	7
2. Interêt du banc d'essai	7
3. Principe de fonctionnement des turbines à gaz	8
II - LE BANC D'ESSAI GILKES DE TURBINE A GAZ	9
1. Historique du banc	10
2. Le banc d'essai Rover IS/60	11
2.1. Description générale	11
- Le moteur	11
- Principe de fonctionnement du moteur	14
- Le pupitre	15
- Le frein	17
- Précision scientifique	19
- Réglage de puissance	19
- Alimentation en eau	20
3. Installation de gaz	21

III	REPARATIONS ET ESSAIS	23
1.	Réparations et vérifications	24
2.	Principe de fonctionnement du circuit de régulation de vitesse	26
3.	Essais sur le banc	27
IV	EXEMPLE DE CALCUL	36
1.	Procédure recommandée pour traiter les mesures expérimentales	37
2.	Exemple de calcul	46
3.	Graphes de performance	56
4.	Analyse des résultats	57
V	LAVAGE DU COMPRESSEUR	59
1.	Utilisation du contenu	60
2.	Procédure pour effectuer le lavage du compresseur	62
VI	CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS	64

APPENDICE

- Abaques

TABLE DES TABLEAUX

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Tableau n°	Pages
1 - Mesures experimentales du 4 ^e essai	32
2 - Mesures experimentales du 5 ^e essai	33

TABLE DES FIGURES

Figure n°		Pages
1	- Schema descriptif du moteur	13
2	- Pupitre	14
3	- Coupe d'un dynamomètre "FROUDE" type DPX	18
4	- Circuit du gaz naturel	22
5	- Circuit de régulation de vitesse	28
6	- Conteneur pour fluide	61
5a	- Circuit d'écoulement de l'air et des gaz	36a

Notations, Indices.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

- A - atmosphère.
- 0 - col de la tuyère.
- 1 - entrée du compresseur.
- 2 - sortie du compresseur.
- 3 - chambre de combustion.
- 4 - entrée de la tuyère de la turbine.
- 5 - point fictif dans la turbine de sorte que la chute de température $T_{t(4-5)}$ puisse servir à l'entraînement du compresseur.
- 6 - sortie de la turbine (juste après les aubes).
- 7 - échappement.
- a - air
- b - frein
- c - compresseur
- d - dynamique
- g - gaz
- i - idéal
- s - statique
- t - total
- is - isentropique
- comb - combustion
- turb - turbine

Symboles.

K : Constante du frein = 2000

K_c : Paramètre du compresseur

X : Aire effective de la tuyère $X_0 = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

P : Pression

T : Température ($^{\circ} \text{K}$)

n : Vitesse de rotation tr/mn

P : Poids (kg)

N_e : Puissance effective

R : Taux de compression

E : Taux de détente

C_p : Capacité calorifique à pression constante

M : Débit massique d'air (kg/s)

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur

U : Vitesse périphérique du compresseur (m/s)

δ : Accroissement

q : Débit de combustible

CHAPITRE

I

INTRODUCTION

1 - Les turbines à gaz.

Depuis la dernière décennie la turbine à gaz a connu un développement rapide et est maintenant devenue un moyen important de production d'énergie électrique. Des turbines de puissance de 10 000 à 20 000 chevaux sont aujourd'hui employées dans beaucoup de pays, aussi bien comme générateurs permanents de puissance que comme groupes de secours. Des turbines à gaz moins puissantes sont utilisées avec succès comme groupes de propulsion pour poids lourds par des constructeurs importants tels que General Motors, Ford et British Leyland.

2 - Intérêt du banc d'essai

Le banc d'essai GILKES de turbine à gaz, qui est installé au laboratoire énergétique de l'école, permet d'effectuer des essais complets sur une turbine à gaz à un seul arbre de conception moderne. La turbine est du modèle Rover IS/60 qui peut fournir une puissance allant jusqu'à 60 chevaux (45 kW) à une vitesse de 46 000 tr/mn. Cette turbine est de conception semblable à celles de puissance 350 à 400 chevaux. Ses caractéristiques de fonctionnement sont donc

tout à fait représentatives des turbines industrielles modernes.

L'étudiant a donc la possibilité de travailler sur une turbine qu'il pourrait retrouver plus tard dans l'industrie d'où l'importance du banc d'essai.

3. Principe de fonctionnement des turbines à gaz.

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz peut être illustré au moyen d'une comparaison avec celui d'une turbine à vapeur. Dans ce dernier cas, la chaleur dégagée par une réaction (chimique ou nucléaire) est utilisée pour la production de vapeur d'eau qui fournit du travail par sa détente. Par la suite la vapeur cède sa chaleur à l'eau de circulation d'un condenseur ou à un appareil de chauffage.

Au contraire dans la turbine à gaz, le travail est fourni par la détente d'un fluide qui ne subit aucune condensation au cours de toutes les transformations qui forment le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. Ce dernier mot n'indique donc pas la nature du combustible utilisé, mais celle du fluide moteur. Quant au combustible utilisé, il peut être gazeux, mais il est le plus souvent liquide.

CHAPITRE

II

LE BANC D'ESSAI GILKES DE TURBINE A GAZ

1 - Historique du banc d'essai

Le banc d'essai a été installé et mis en service en février 1971 par le professeur G. MATTON expert de l'UNESCO. Jusqu'en juin 1972 plusieurs essais ont été effectués en utilisant un combustible liquide, le Kerosène. Comme notre pays est un producteur de gaz naturel on a pensé qu'il est plutôt avantageux d'utiliser comme combustible le gaz naturel que les combustibles liquides tant sur le plan économique que celui de la disponibilité. Ainsi donc certaines transformations ont été effectuées sur la machine en vue d'utiliser le gaz naturel.

Les transformations nécessaires ont été réalisées par le constructeur.

De 1972 à 1977 il y a eu différents problèmes, entre autres le système d'allumage qui a été modifié en installant un transformateur d'allumage 2×5000 volt.

Par la suite, des travaux pratiques ont été effectués sur le banc et ce jusqu'en mars 1978.

2. Le banc d'essai ROVER JS/60

2.1. Description générale du banc.

2.1.1. Le moteur (voir fig - 1 -)

L'élément structural principal de la turbine est le carter du compresseur avec ses deux prises d'air latérales. Cette pièce en alliage d'aluminium coulé comprend le rotor, le palier principal et le réducteur, la base de ce carter servant de réservoir d'huile. Une plaque en alliage d'aluminium pour le montage d'auxiliaires est fixée sur le devant du carter du compresseur. La pompe à huile et le régulateur de débit du combustible sont montés sur cette plaque et sont entraînés par l'arbre de la turbine à travers un réducteur interne. L'arbre de la roue intermédiaire de ce train d'engrenage traverse la plaque de montage et porte le pignon de sortie. Un réducteur supplémentaire et un accouplement sont montés sur l'installation destinée aux travaux pratiques.

A l'arrière du carter est fixé le collecteur en tôle du compresseur qui comporte la conduite d'air du compresseur à la chambre de combustion, et la volute en alliage ni-monic dans laquelle passent les gaz brûlés avant la roue de la turbine.

Le diffuseur radial à neuf aubes est une pièce séparée en aluminium et possède des boulons spéciaux traversant chaque aube pour positionner et maintenir la plaque support, le bouclier thermique du système de combustion et le diffuseur dans le carter du compresseur.

La protection de la plaque support, du palier de la turbine, et du diffuseur, contre un transfert de chaleur excessif, est assurée par le bouclier thermique, ainsi que par l'air de refroidissement à la pression de refoulement du compresseur qui circule dans des passages internes vers une bague de refroidissement.

Le cône d'échappement et son cylindre sont en acier inoxydable; le cylindre est fixé dans le cône par trois tubes de positionnement par lesquels passe de l'air destiné à refroidir la face arrière de la turbine.

La chambre de combustion montée au-dessus du compresseur comporte la bougie d'allumage et le brûleur.

Le moteur est équipé d'une boîte de contrôle qui comporte le contacteur, le solénoïde de démarrage, un compteur horaire, un compteur de nombre de démarrages, et des dispositifs de sécurité qui arrêtent la turbine en cas d'une baisse de la

CHAMBRE D'AMENE E
DAIR PRINCIPALE

VOLUTE

BOUCLIER THERMIQUE

SOUFFLET

CONE
D'ECHAPPEMENT

PLAQUE SUPPORT
DU LOGEMENT DES
ROULEMENTS

ARBRE DU
COMPRESSEUR

ROULEMENT ARRIERE

ROUE DE TURBINE

TUYERES DE
LA TURBINE

TUBE DE VIDANGE
D'HUILE

VANNE DE VIDANGE
DE COMBUSTIBLE

CHAMBRE D'AMENE E
DAIR

TUBE A FLAMME

BRULEUR

AUBAGES DU DIFFUSEUR

TUYAU D'ACCES POUR
RINÇAGE DU COMPRESSEUR

ROUE DU COMPRESSEUR

CORPS DU COMPRESSEUR

ROULEMENT AVANT

PIGNON DE SORTIE

POMPE A COMBUSTIBLE

POMPE A HUILE

REGULATION DE TEMPERATURE

CARTER A HUILE

FILTRE A L'ASPIRATION
DE LA POMPE A HUILE

fig-1- Schema descriptif du moteur

pression d'huile. Le cycle de démarrage est entièrement automatique et le moteur de démarrage est entraîné par une batterie de 12 Volt. Un compresseur auxiliaire, entraîné par un moteur électrique, assure un démarrage facile. Ce compresseur est arrêté lorsque la vitesse de la turbine est suffisamment élevée pour entraîner le compresseur principal.

2.1.2 - Principe de fonctionnement du moteur.

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz ROVER est extrêmement simple. L'air passe par les entrées latérales dans la roue du compresseur, puis est comprimé et passe par les canalisations dans la chambre de combustion, où le gaz est injecté. Le mélange qui résulte est ensuite allumé et les gaz de combustion passent de la volute aux tuyères fixes, qui les dirigent sur les aubes du rotor de la turbine. Les gaz de combustion s'échappent ensuite dans l'atmosphère par le cône d'échappement.

2.1.3. Le pupitre (voir fig - 2 -)

Un pupitre séparé contient les instruments et équipements suivants:

Réservoir de Kerosène de 27 litres

Manette de commande de vitesse

Transformateur d'allumage 2×5000 volt

Batterie de 12 volt et de capacité 52 A/h

Thermomètre au refoulement du compresseur : 0 à 300°C

Indicateur de température des gaz d'échappement 0 à 800°C

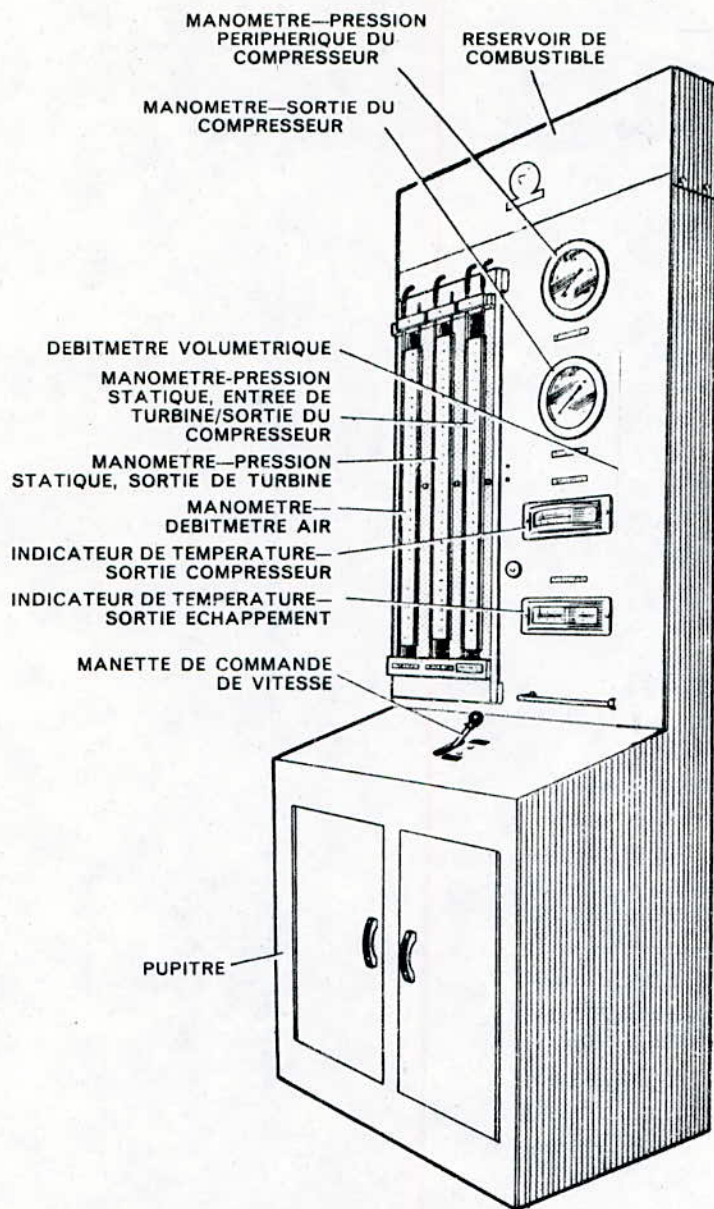
Manomètre pour mesure de pression à la périphérie de la roue du compresseur : 0 à 1,5 kg/cm²

Manomètre au refoulement du compresseur : 0 à 4 kg/cm²

Prise de pression statique : Dépression au col du Venturi
manomètre à tubes en U, échelle ± 380 mm.

Prise de pression statique : Refoulement du compresseur
et entrée turbine - manomètre à tubes en U, échelle
 ± 380 mm.

Prise de pression statique : Sortie turbine - manomètre à
tubes en U, échelle ± 380 mm.



Pupitre
figure - 2 -

2.2. Le frein

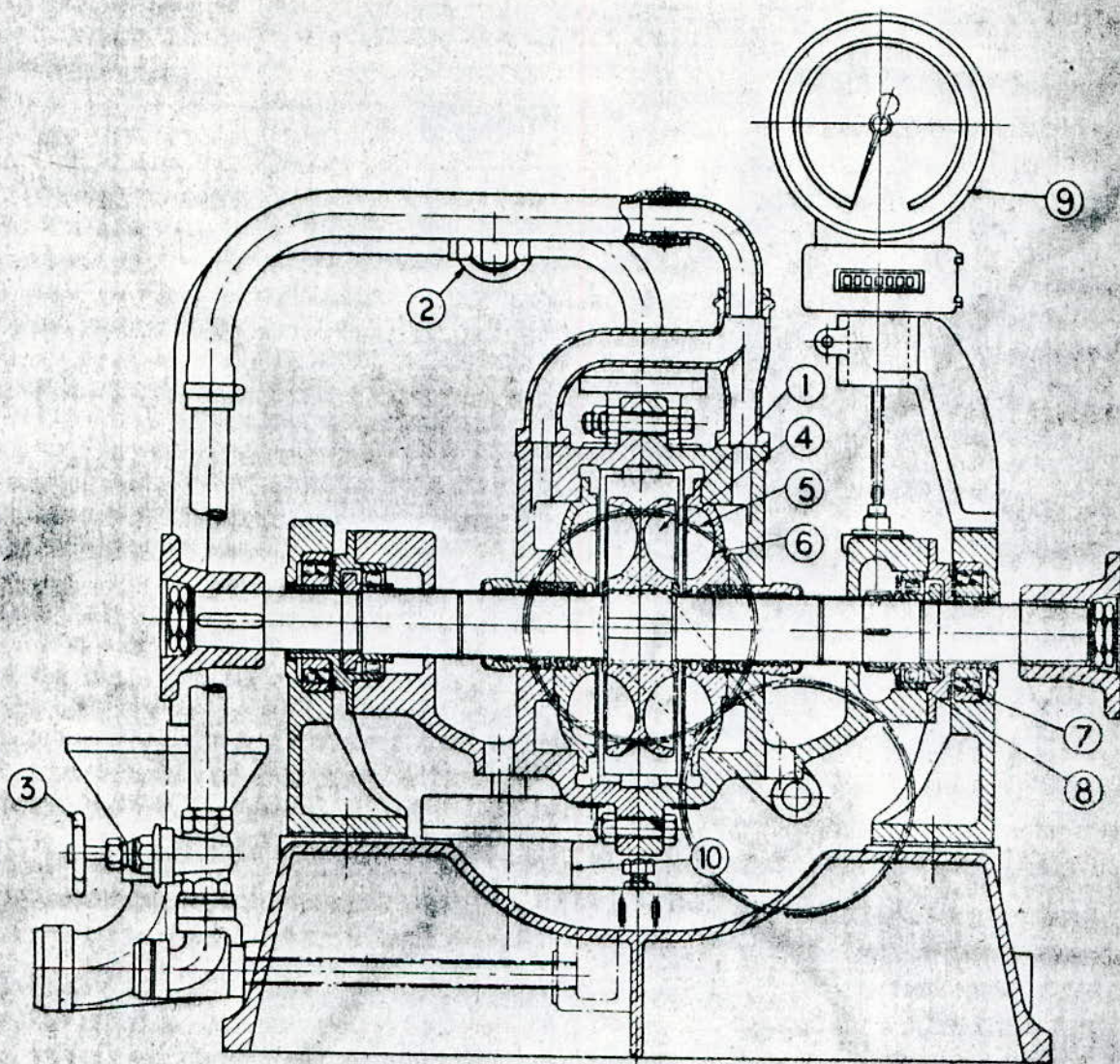
2.2.1. Construction (voir fig-3-)

L'arbre principal est supporté par des paliers fixés dans le carter et non dans les supports extérieurs.

Le carter à son tour est supporté par des tamillons anti-friction de telle sorte qu'il peut osciller dans le même axe que l'arbre principal. Pour les essais, le moteur est accouplé directement à l'arbre principal qui transmet la puissance à un rotor tournant à l'intérieur du carter dans lequel circule de l'eau qui a pour objet de provoquer une résistance hydraulique et en même temps d'évacuer la chaleur développée par la destruction de puissance.

Le rotor comporte sur chacune de ses faces des aubes d'une coupe semi-elliptique, séparées l'une de l'autre par des parois obliques. La face intérieure du carter est également garnie d'aubes placées de la même façon. Les aubes du rotor et du carter forment ainsi des poches elliptiques au travers desquelles l'eau passe à grande vitesse.

La résistance présentée par l'eau au mouvement du rotor réagit sur le carter, qui tend à tourner sur ses paliers anti-friction. Cette tendance est contre-balançée par un bras



COUPE D'UN DYNAMOMETRE "FROUDE" TYPE D. P. X.

- | | |
|---|---|
| (1) Rotor. | (6) Fourrures de Carter. |
| (2) Vanne de Sortie d'Eau. | (7) Palier de Tourillon supportant le Carter. |
| (3) Vanne d'Admission d'Eau. | (8) Palier support de l'arbre. |
| (4) Vannes de réglage de la charge. | (9) Tachymètre. |
| (5) Trous de passage de l'eau vers les aubes d'absorption de puissance. | (10) Amortisseur. |

figure - 3 -

de levier à l'extrémité duquel est disposé une balance qui mesure le poids.

2.2.2. Précision scientifique.

D'après la description ci-dessus on remarquera que les puissances qui résistent à la rotation de l'arbre du dynamomètre peuvent être divisés en trois classes principales

- (a) La résistance hydraulique créée par le rotor
- (b) Le frottement des paliers de l'arbre
- (c) Le frottement des presse-étoupes

On remarquera que chacun de ces facteurs réagit sur le carter lequel ayant la possibilité d'osciller sur des roulements anti-frottement, transmet la totalité de la puissance à l'appareil de mesure. De cette façon toute la puissance résistante à la rotation de l'arbre est obligée de réagir sur l'appareil de mesure. Ceci assure donc une précision scientifique.

2.2.3. Réglage de puissance.

Entre le rotor et les poches intérieures du carter sont interposés des vanes métalliques qui peuvent être rapprochés ou écartés au moyen d'un volant à main. Suivant que ces vanes sont plus ou moins ouvertes, le rotor est plus ou moins

en communication avec les aubes du stator, et la résistance du dynamomètre s'accroît ou diminue proportionnellement.

2.2.4. Alimentation en eau.

La quantité d'eau fournie au frein doit être suffisante pour que l'eau sortant du frein n'ait pas une température supérieure à 60°C . Des températures plus élevées tout en n'affectant pas le fonctionnement parfait et précis du dynamomètre, tendent à en diminuer la durée de fonctionnement.

La pression d'eau d'alimentation à l'admission du dynamomètre est donnée ci-dessous.

Type du dynamomètre	1 Kg/cm^2	$1,75 \text{ Kg/cm}^2$	3 Kg/cm^2
DPX 2	jusqu'à 3500 tn/mn	jusqu'à 5500 tn/mn	jusqu'à 7500 tn/mn

L'eau ne doit pas être soumise à des variations brusques de pression et ne doit pas contenir d'air.

3 - Installation de gaz (voir fig-4-)

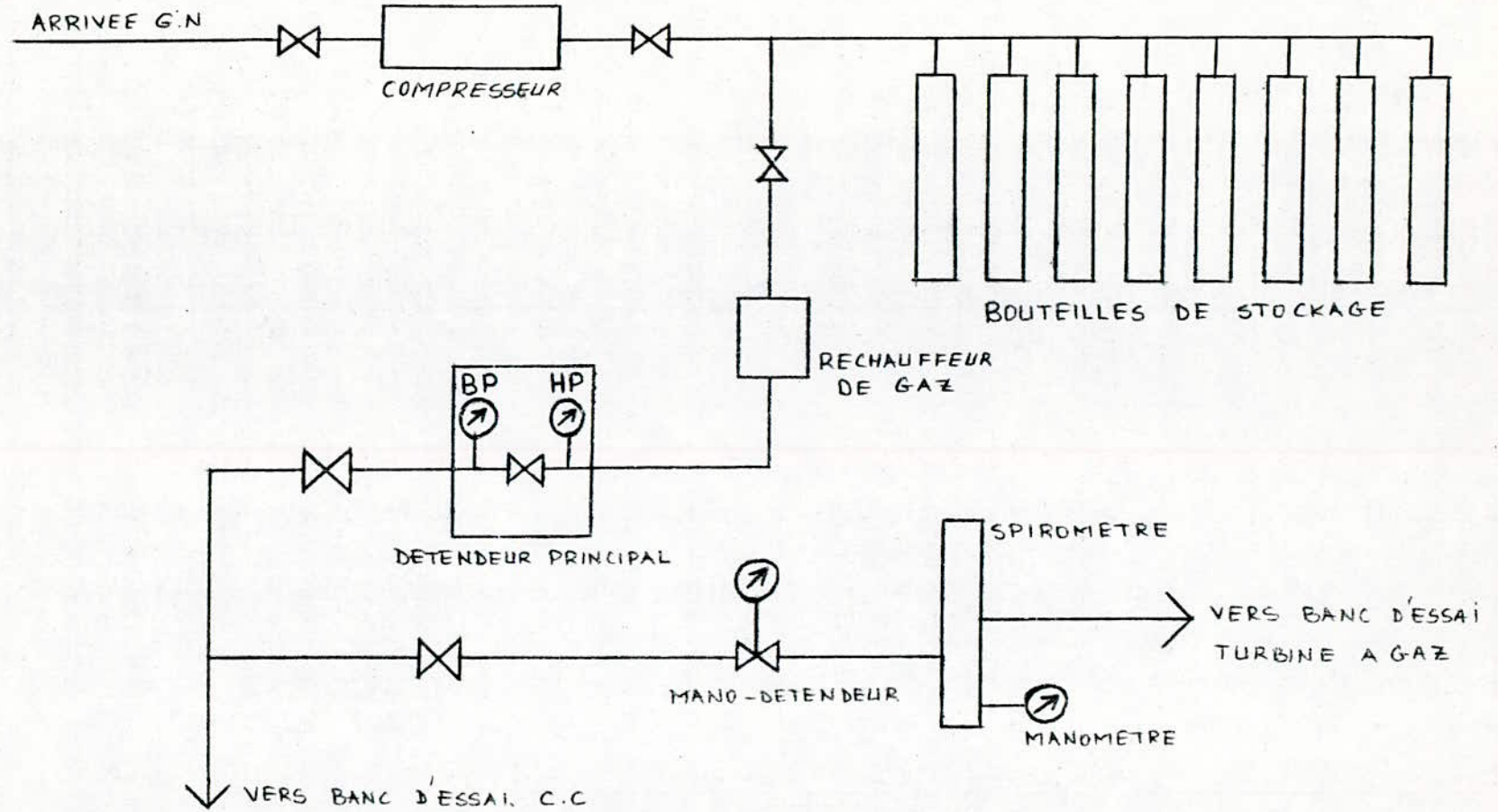
Le laboratoire énergétique de l'école possède une centrale à gaz naturel. A partir de cette centrale sont alimentés tous les bancs d'essai fonctionnant au gaz naturel sous une pression supérieure à celle du réseau.

La centrale à gaz est composée de huit bouteilles branchées à une conduite principale pour l'utilisation.

Un compresseur à pistons nous permet de charger les bouteilles de gaz jusqu'à une pression de 140 bars.

Un réchauffeur électrique est placé avant le détendeur principal afin de réchauffer le gaz et d'éviter ainsi tout givrage en cours d'utilisation.

Un deuxième détendeur est placé juste avant le banc d'essai pour baisser encore la pression du gaz avant utilisation. Enfin un Spiromètre nous permet de mesurer le débit.



CIRCUIT DU GAZ NATUREL

figure - 4 -

CHAPITRE

III

REPARATIONS

ET

ESSAIS

1 - Réparations et vérifications

Avant de démaner la turbine il a fallu effectuer certaines réparations et vérifications comme il a été conseillé par le constructeur vu que la machine était à l'arrêt depuis longtemps.

- Vérification et remise en place des raccordements entre la turbine et le pupitre de commande.
- Désaccouplement du frein et de la turbine afin d'effectuer l'équilibrage statique du frein.
- Vérification du circuit d'alimentation en eau du frein.
- Graissage des roulements et paliers du frein.
- Equilibrage statique du frein.
- Remise en place de l'accouplement.
- Vérification des charbons du démarreur.
- Branchement d'une prise de terre pour le transformateur d'allumage haute tension.
- Remise en état des raccordements des tuyaux de gaz.
- Démontage et nettoyage de l'échappement qui était bouché.
- Remplissage de l'amortisseur du frein, mais pour

cela il a fallu qu'on fasse des recherches au niveau de NAPHTAL pour trouver l'huile équivalente à celle préconisée par le constructeur vu que cette dernière n'est pas commercialisée en Algérie.

L'huile équivalente trouvée est la "RUMELLA 55".

- Nettoyage des manomètres à tubes en U du pupitre de commande.
- Réparation du réchauffeur de gaz se trouvant à côté de la centrale.
- Vérification de la bougie d'allumage.
- Réajustement du niveau d'huile dans le carter de la machine. L'huile utilisée est l'Aeroshelle 3.
- Branchement du circuit de régulation de vitesse. Ce circuit utilise comme fluide servo-moteur le Kérosène. Quand on a commencé les réparations, ce circuit était complètement vide. Il fallait donc remplir et purger le circuit afin d'éviter de détériorer la pompe à combustible. Le Kérosène étant un produit sous douane, il a fallu effectuer plusieurs démarches auprès de NAPHTAL pour pouvoir l'obtenir.

2. Principe de fonctionnement du circuit de régulation de vitesse.

Un régulateur de température situé dans la conduite d'échappement et relié à la pompe, empêche le fonctionnement de la machine à une température excessive.

Il commande l'ouverture d'un clapet à une température prédéterminée des gaz d'échappement, ce qui renvoie le kerosène du côté aspiration de la pompe.

Depuis que la turbine fonctionne au gaz naturel, le kerosène est utilisé comme fluide servo-moteur et la pression de refoulement de la pompe agit sur le débitmètre qui commande l'entrée de gaz dans la chambre de combustion. Le débitmètre joue donc le rôle de vanne actionnée par la pompe à l'aide du fluide servo-moteur.

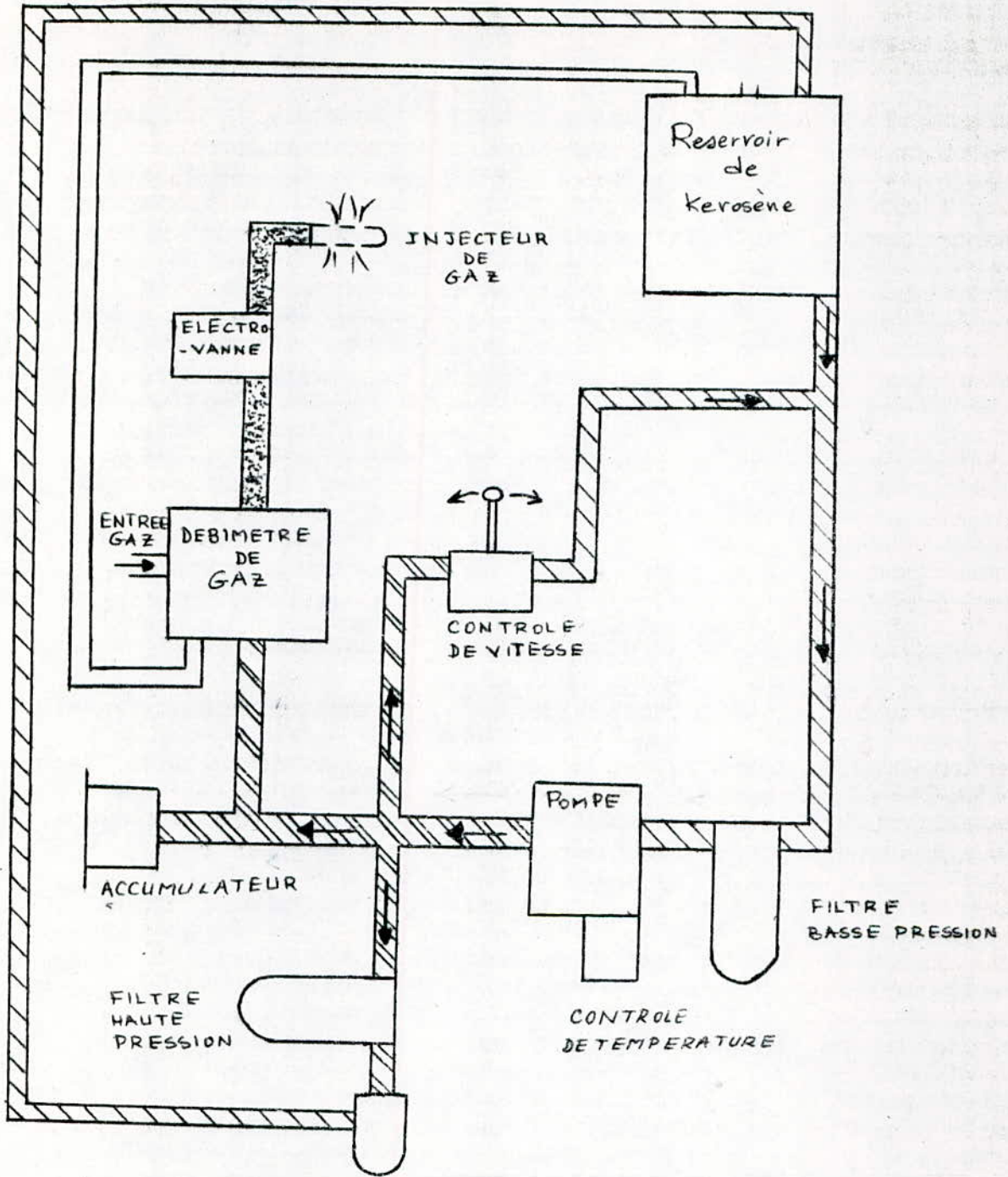
Cette régulation de vitesse est une sécurité très importante pour la machine car si la température des gaz d'échappement dépassait une certaine valeur il y aurait destruction des ailettes de la turbine.

Le circuit comporte les éléments suivants (voir fig-5-) :

- Deuse filter
- Une pompe qui assure la circulation du Kerosene dans le circuit
- Un contrôle de température qui agit directement sur la pompe
- Une manette de contrôle de vitesse
- Une soupape qui assure le retour du Kerosene au reservoir lorsque la pression de refoulement de la pompe atteint une certaine valeur.
- Un accumulateur qui évite les variations brusques de pression dans le circuit.
- Un débitmètre à gaz qui est commandé par la pression de régulation du circuit.
- Une électrovanne qui est commandée par le commutateur "dry cycle" de la boîte de contrôle de la turbine.

3 - Essais sur le banc.

Une fois que le banc d'essai a été réparé on a procédé au démanage et fait les vérifications nécessaires machine tournante. Les premières vérifications ont été effectués sur les systèmes de sécurité.



	PRESSION ENTREE POMPE
	PRESSION DE REGULATION
	PRESSION DU GAZ INJECTE

Circuit de régulation de vitesse
figure - 5 -

3.1 - Mise en marche.

3.1.1 - Installation de gaz

- S'assurer que tous les robinets sont fermés
- Ouvrir les bouteilles de gaz.
- Régler le détendeur de la centrale à 16 bars
- Ouvrir les robinets à basse pression
- Régler le détendeur de canalisation à turbine à 8 bars
- Mettre la pompe à eau en marche et régler la pression d'eau au frein à 1 bar après avoir purgé le circuit.

3.1.2 - Démarrage.

- Déserrer le frein à fond à l'aide du volant
- Brancher le transformateur d'allumage
- Mettre la manette d'accélération sur la position "fast".
- Tourner la clé de contact jusqu'à la première position.
- Mettre la manette "dry cycle" sur la position 0
- Tourner la clé de contact jusqu'à la deuxième position pour enclencher le démarreur (en relâchant la clé, le démarreur continuera à tourner).
- Laisser tourner la turbine quelques secondes jusqu'à ce qu'elle ait atteint environ 500 tr/mn.

- Appuyer sur l'allumage haute tension et pousser la manette "dry cycle" sur la position "run".

Une fois que la turbine a démarré couper l'allumage haute tension, attendre cinq minutes et vérifier que :

a) La pression d'huile est entre 7 et 14 lb/in²

b) La température de l'huile ne dépasse pas 100°C.

Précaution.

Ne jamais toucher au banc pendant l'allumage car il est sous tension.

3.2. Essais

- Premier essai

Le premier démarrage a été réussi et la vitesse s'est stabilisée à 3000 tr/min donc le régulateur centrifuge de vitesse fonctionne bien. Ce régulateur a pour rôle d'éviter les survitesses pendant la phase accélération du démarrage.

La première sécurité est ainsi vérifiée.

Lors de ce premier essai on a eu quelques problèmes; fuites de gaz, fuites d'eau au niveau du frein, dégagement

- de fumée au reniflard.

Après avoir réparé ou effectué l'essai suivant.

- Deuxième essai.

Vitesse stable à 3000 tr/min

Température et pression de l'huile normales.

Aucune anomalie dans le fonctionnement de la machine.

- Troisième essai.

Pendant cet essai on a testé tous les appareils de mesure. Ils fonctionnent tous, donc on peut commencer les mesures.

- Quatrième essai

Tableau 1

$$P_A = 763,8 \text{ mm Hg.}$$

Depression relative du Venturi	mm H ₂ O	186	196	194	168	162	154	146
Pression stat. relative sortie turbine	mm H ₂ O	52	56	58	44	34	32	30
Entrée turbine - sortie compresseur.	mm Hg	60	58	58	58	58	56	54
Pression sortie du compresseur	bars	1,4	1,48	1,5	1,5	1,5	1,5	1,42
Pression gaz naturel	bars	8	8	8	8	8	8	8
Debit gaz naturel	g/d	8	9,5	9,5	9,8	11,1	11,1	10,9
Temp. sortie turbine T ₆	°C	400	450	478	505	540	575	582
Temp. sortie comp. T ₂	°C	100	102	104	164	191	192	180
Vitesse de rotation	tr/mn	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2850
Temp. entrée du Venturi T _A	°C	18,5	19	19	19	19,5	19,5	20
Temp. huile	°C	72	75	77	80	82,5	82,5	84
Pression huile	Lb/in ²	10	10	10	10	10	10	10
Pression périphérique de la roue du comp.	bars	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,72
Temp. sortie eau	°C	32	40	45,5	49	56	57	52
Pression entrée eau	bars	1	1	1	1	1	1	1
Couple de freinage	Kg	10	20	25	30	35	37,5	38,5
Temp. entrée gaz naturel.	°C	20	20	20	20	20	20	20

- Cinquième essai

Tableau 2

$$P_A = 766 \text{ mm Hg.}$$

Depression relative du Venturi	mm H ₂ O	188	176	176	170	160	158	156
Pression stat. relative sortie turbine	mm H ₂ O	54	56	58	46	34	32	30
Entrée turbine - sortie compresseur.	mm Hg	60	58	58	58	58	58	58
Pression sortie du compresseur.	bars	1,42	1,43	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Pression gaz naturel	bars	8	8	8	8	8	8	8
Debit gaz naturel	g/s	7,8	8,5	9,8	10	10	10	10,1
Temp. sortie turbine T ₆	°C	400	450	472	509	545	565	575
Temp. sortie comp. T ₂	°C	150	155	162	170	171	172	186
Vitesse de rotation	tr/mn	3000	3000	3000	3000	3000	2950	2950
Temp. entrée du Venturi T _A	°C	18,5	18,5	19	19	19	19	19
Temp. huile	°C	55	70	75	77,5	79	80	81
Pression huile	Lb/in ²	10	10	10	10	10	10	10
Pression à la périphérie de la roue du comp	bars	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
Temp. sortie eau	°C	40	50	39	43	47	50	50
Pression entrée eau	bars	1	1	1	1	1	1	1
Couple de freinage	Kg	10	20	25	30	35	37,5	38,5
Temp. entrée gaz naturel.	°C	20	20	20	20	20	20	20

Pendant le dernier essai on a vérifié le deuxième système de sécurité de la machine. Pour cela il fallait amener la température des gaz d'échappement jusqu'à une valeur proche de 600°C et voir si le système de régulation de vitesse réagit.

Comme on peut le constater sur le tableau de mesures du cinquième essai, pour une charge au frein de $38,5\text{ Kg}$ la température des gaz d'échappement est de 575°C .

On a chargé le frein à 40 Kg et la température a augmenté. Dès qu'elle a atteint 600°C la vitesse de rotation de la machine a diminué automatiquement. La deuxième sécurité est ainsi vérifiée.

- Sixième essai.

Le démarrage a été effectué uniquement pour l'entretien de la machine. En effet le constructeur conseille de mettre en marche la turbine au moins une fois tous les sept jours et de la laisser tourner cinq minutes. Ceci dans le cas où le circuit de kerosène est plein.

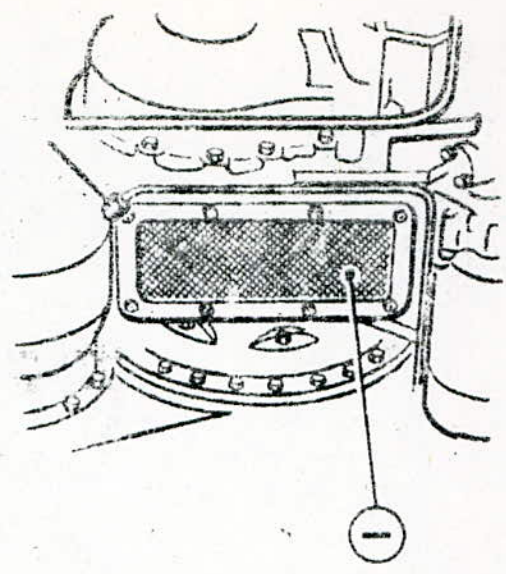
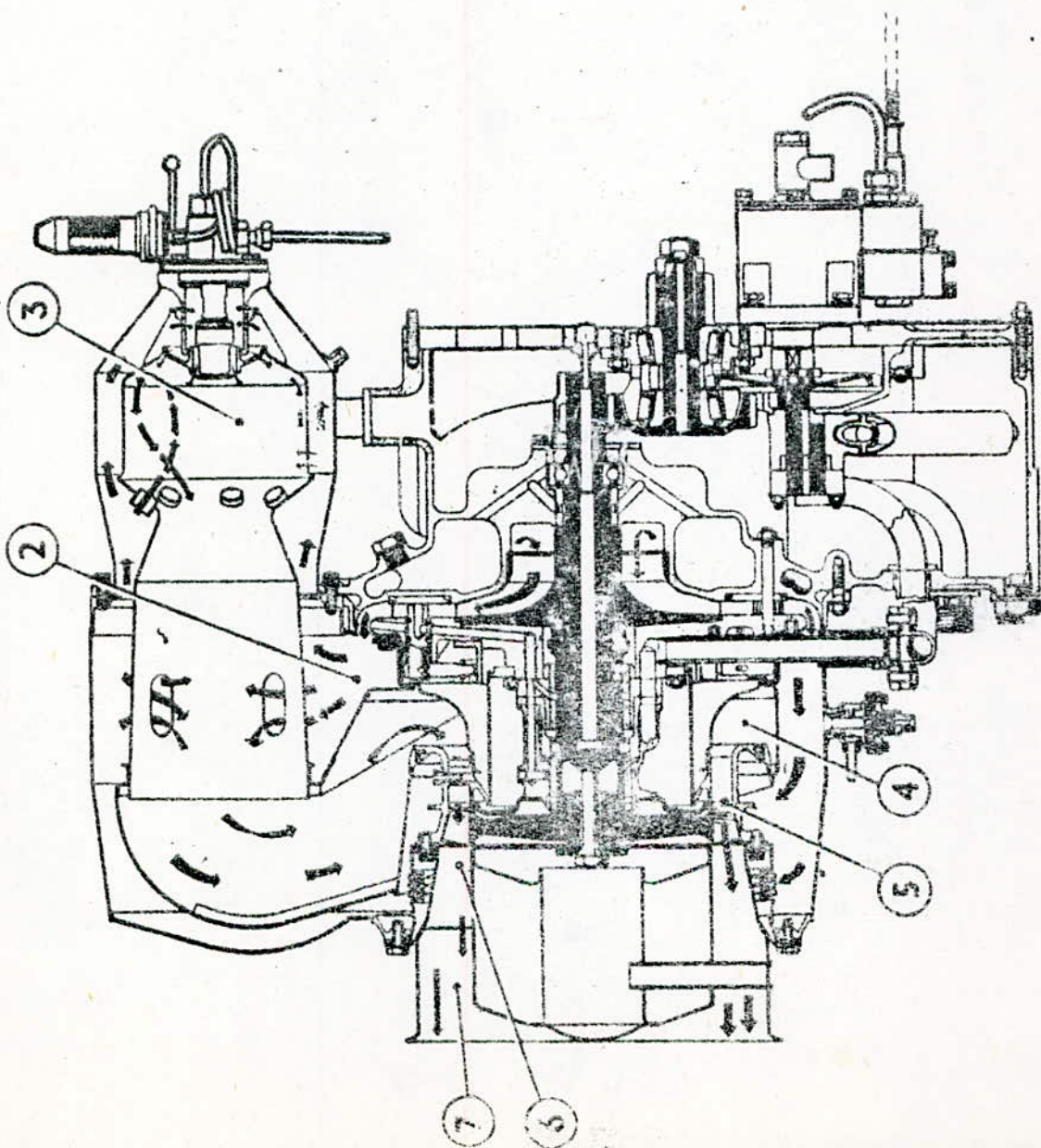
- Septième essai.

C'est la deuxième opération d'entretien de la machine. Cette fois-ci le démarrage n'a pas été réussi. Dès qu'on envoie le gaz dans la chambre de combustion des flammes et de la fumée jaillissent des conduits d'échappement et d'admission.

Après plusieurs vérifications on a trouvé un petit morceau de caoutchouc qui était coincé dans l'électrovanne et la maintenait toujours ouverte et entraînait une accumulation de gaz à l'intérieur de la machine. Une fois donc la vanne débloquée la turbine a démarré sans problèmes.

CHAPITRE

IVEXEMPLE DE CALCUL
TYPE



Circuit d'écoulement de l'air et des gaz dans le moteur
fig - 5a

1. Procédure recommandée pour traiter les mesures expérimentales.

1) - Paramètre du compresseur (K_c)

$$K_c = \frac{U}{\sqrt{T_{t(1)}}} = \frac{\pi D n_c}{60 \sqrt{T_{t(1)}}} = \frac{0,0283 n_c}{\sqrt{T_{t(1)}}} \quad \left[\text{feet/s} \sqrt{^\circ\text{K}} \right]$$

. n_c = vitesse du compresseur = 15,33 n_b

. D = diamètre de la roue du compresseur = 0,541 feet

. On utilise les unités Anglaises.

2) - Puissance effective de la machine (N_e)

$$N_e = \frac{P_b \times M_b}{2000} \quad [cv]$$

. 2000 est la constante du frein

3) - Débit massique d'air (M)

. Faire le rapport $\frac{SP_{s(A-O)}}{P_A}$

. Trouver à l'aide de la courbe d'étalonnage de la tuyère (courbes 1a, 1b, 1c) la valeur correspondante de $\frac{M q \sqrt{T_A}}{x_0 P_A}$

C'est le débit adimensionnel par unité de surface à travers le col de la tuyère.

M (Kg/s) peut être calculé en multipliant cette dernière valeur par $\frac{P_A \times \alpha}{g \sqrt{T_A}}$

4). Taux de compression (rapport manométrique du compresseur) (R)

Il existe des pertes de pression entre l'atmosphère (A) et l'entrée du compresseur (1) dont on doit tenir compte en calculant le rapport de compression.

La valeur de cette perte nous est donnée par la courbe n° 2

$$R = \frac{\text{Pression totale de sortie}}{\text{Pression totale d'entrée}}$$

$$R = \frac{P_{s(2)} + P_{d(2)} + P_A}{P_A - \delta P_{s(A-1)} + P_{d(1)}}$$

Les pressions dynamiques $P_{d(2)}$ et $P_{d(1)}$ peuvent être négligées par rapport à la pression statique.

NOTA : $1 \text{ mm Hg} = 13,584 \text{ mm H}_2\text{O}$

$$1 \text{ mm Hg} = 1,333 \times 10^{-3} \text{ bar}$$

5). Taux d'expansion (E)

Le taux d'expansion dans la turbine entre les points 4 et 6 est calculé à partir des pressions totales en ces points.

$$E = \frac{P_{S(4)} + P_{d(4)} + P_A}{P_A + \delta P_{S(7-A)} + \delta P_{S(6-7)} + P_{d(6)}}$$

La pression statique $P_{S(4)}$ est obtenue en retranchant les pertes $\delta P_{S(2-4)}$ de la pression à la sortie du compresseur $P_{S(2)}$.

$P_{d(4)}$ est négligeable devant $P_{S(4)}$.

La pression totale à la sortie de la turbine $P_{T(6)}$ peut être calculée en utilisant la courbe n° 3 qui donne K . Cette courbe résulte des essais sur la conduite d'échappement. Pour obtenir $P_{T(6)}$ on utilisera l'expression.

$$P_{T(6)} = K (P_A + \delta P_{S(7-A)})$$

$$\text{d'où } E = \frac{P_{S(4)} + P_A}{K (P_A + \delta P_{S(7-A)})} = \frac{P_{S(4)} + P_A}{P_{T(6)}}$$

6) - Rendement du compresseur (η_c)

Le rendement adiabatique de compression est défini

$$\text{par : } \eta_c = \frac{\delta T_{T(1-2).is}}{\delta T_{T(1-2)}}$$

$$\eta_c = \frac{T_{T(1)} \left(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\delta T_{T(1-2)}}$$

γ est pris à la température moyenne de compression. Lorsque l'on utilise la valeur $\Delta T_{t(1-2)}$ déduite des mesures on obtient des rendements faibles car non seulement il y a augmentation de température due à la compression mais aussi, un échauffement de l'air au contact des éléments chauds du moteur.

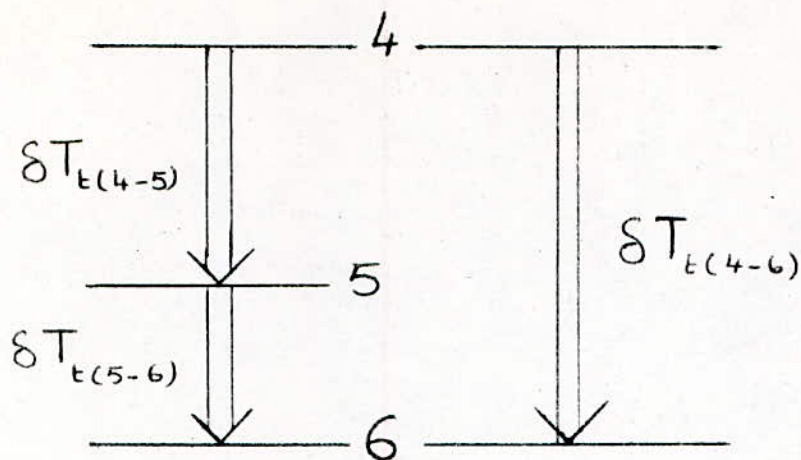
Il est préférable d'utiliser la courbe n° 4 qui donne la valeur $\frac{\Delta T_{t(1-2)}}{T_{t(1)}}$ obtenue aux cours d'essais

particulièrement soignés. La seule augmentation de température considéré dans ces essais est celle due à la compression seule.

Les courbes 5a, 5b, 5c permettent de calculer $(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$ en fonction de R.

7) - Rendement de la turbine (η_t)

La chute totale de température dans la turbine peut être représentée par le schéma suivant.



En supposant que la quantité d'air traversant la turbine est la même que celle qui traverse le compresseur (les prélèvements de l'air par le refroidissement étant supposés compensés par l'addition de combustible) $\delta T_{t(4-5)}$ peut être calculé en connaissant l'accroissement de la température de l'air dans le compresseur et la chaleur massique moyenne de l'air et des gaz.

$$\delta T_{t(4-5)} = \frac{\delta T_{t(1-2)}}{T_{t(1)}} \times \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \times T_{t(1)}$$

C_{pa} = chaleur massique de l'air = 0,240 Kcal/kg °K

C_{pg} = chaleur massique du gaz = 0,275 Kcal/kg °K

respectivement aux températures moyennes de compression et d'expansion.

La chute de température restante $\delta T_{t(5-6)}$ correspond à la production de la puissance utile N_e et à la puissance nécessaire pour vaincre les frottements N_{fr} .
 N_{fr} est donné par la courbe $m=6$.

L'expression employée pour obtenir $\delta T_{t(5-6)}$ est

$$\delta T_{t(5-6)} = \frac{N_e + N_{fr}}{4,18 M C_{pg}} \quad (N_e \text{ et } N_{fr} \text{ en kW})$$

$$\delta T_{t(5-6)} = \frac{0,176 (N_e + N_{fr})}{M C_{pg}} \quad (N_e \text{ et } N_{fr} \text{ en cv})$$

La somme de $\delta T_{t(4-5)}$ et $\delta T_{t(5-6)}$ donne la diminution totale de température à travers la turbine

$$\delta T_{t(4-6)}$$

$$\delta T_{t(4-6)} = \delta T_{t(4-5)} + \delta T_{t(5-6)}$$

Elle peut être additionnée à la température de sortie de la turbine $T_{t(6)}$ pour donner la température totale des gaz à l'entrée de la turbine $T'_{t(4)}$.

$$T'_{t(4)} = \delta T_{t(4-6)} + T_{t(6)}$$

Le rendement adiabatique de la turbine est défini comme étant

$$\eta_t = \frac{\delta T_{t(4-6)}}{\delta T_{t(4-6)is}}$$

$\delta T_{t(4-6)is}$ (accroissement des températures isentropiques) peut se calculer en connaissant le taux de détente E et la température avant détente $T_{t(4)}$

$$\delta T_{t(4-6)is} = T_{t(4)} \left[\frac{E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]$$

Les courbes $7a, 7b, 7c$ donnent $E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ connaissant E .

8) - Rendement de combustion (η_{comb})

L'accroissement réel de température entre (2) et (4)

$\delta T_{t(2-4)}$ dû à la combustion peut être obtenu par simple soustraction.

$$\delta T_{t(2-4)} = T_{t(4)} - \left[T_{t(2)} + \frac{\delta T_{t(1-2)} T_{t(1)}}{T_{t(1)}} \right]$$

L'accroissement de température théorique $\delta T_{t(2-4)is}$ entre ces deux points peut être obtenu comme suit.

$$\delta T_{t(2-4)is} = \frac{\text{Débit combustible} \times \text{Pouvoir calorifique}}{\text{Débit (air+gaz)} \times C_{pg}}$$

9) - Rendement thermique ($\eta_{\text{thermique}}$)

Il est défini comme étant le quotient de la puissance effective par le produit du débit de combustible par seconde et du pouvoir calorifique.

$$\eta_{\text{thermique}} = \frac{N_e}{\text{débit comb} \times P_{ci} \times 4,18} = \frac{\text{Energie utile}}{\text{Energie dépensée}}$$

10) - Rendement thermodynamique (η_{th})

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

11) - Coefficient global d'augmentation de température (α)

C'est le rapport entre la température maximale (fin de combustion) et la température à l'entrée du compresseur.

$$\alpha = \frac{T_{t(4)}}{T_{t(1)}}$$

12) - Rapport des travaux (η_w)

C'est le rapport de la somme des travaux effectifs et perdus par frottements et du travail de la turbine

$$\eta_w = \frac{T_{t(5-6)}}{T_{t(4-6)}}$$

13) - Consommation spécifique de combustible (C_s)

$$C_s = \frac{\text{débit comb} \times 3600}{N_e} \quad [\text{Kg/cv/h}]$$

14) - Richesse (ϕ)

$$\phi = \frac{\left(\frac{q}{M}\right)}{\left(\frac{q}{M}\right)_{\text{stoechiométrique}}}$$

$$\left(\frac{q}{M}\right)_{\text{st}} = 0,06525$$

15) - Bilan thermique.

Pour 1 seconde.

	Kcalories	%
N_e	$\frac{N_e \times 0,736}{4,18}$	
N_{fr}	$\frac{N_{fr} \times 0,736}{4,18}$	
Echappement	$C_{pg} \times \Delta T_{t(6-A)} \times (M+q)$	
Rayonnement	Par soustraction	
Chaleur fournie	$q \times P_{ci}$	100

2. Exemple de calcul

Pour traiter cet exemple de calcul on a choisi les mesures relevées pour la charge maximale qu'on a pu obtenir. On aura ainsi la puissance maximum délivrée par la machine.

On utilisera la méthode du constructeur qui donne les courbes relatives à certaines valeurs.

Mesures.

$$m_b = 2950 \text{ tr/min}$$

$$P_b = 38,5 \text{ Kg}$$

$$T_A = 292 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_A = 766 \text{ mm Hg}$$

$$\delta P_{S(A-0)} = 156 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\delta P_{S(7-A)} = 30 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\delta P_{S(2-4)} = 58 \text{ mm Hg}$$

$$P_{S(2)} = 1,5 \text{ bars}$$

$$T_{E(6)} = 848 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{E(2)} = 459 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$q = 10,1 \text{ g/s}$$

1). Paramètre du compresseur (K_c)

$$K_c = \frac{0,0283 m_c}{\sqrt{T_{E(1)}}} = \frac{0,0283 \times 15,33 \times 2950}{\sqrt{292}}$$

$$K_c = 74,89 \text{ feet} / \Delta \sqrt{^\circ K}$$

$$T_{E(1)} = T_A$$

$$1 m = 3,28084 \text{ feet}$$

2). Puissance effective (N_e)

$$N_e = \frac{P_b \times m_b}{2000} = \frac{38,5 \times 2950}{2000}$$

$$N_e = 56,78 \text{ cv}$$

3). Débit massique d'air (M)

on calcul successivement

$$a) \frac{\Delta P_{S(A-O)}}{P_A} = \frac{156}{766 \times 13,584} = 0,0149$$

$$1 \text{ mm Hg} = 13,584 \text{ mm H}_2\text{O}$$

b) La courbe n° 1 b nous donne

$$\frac{M_g \sqrt{T_A}}{x_c P_A} = 0,0992$$

$$c). M = \frac{Mg\sqrt{T_A}}{X_0 P_A} \times \frac{P_A X_0}{g\sqrt{T_A}}$$

$$M = \frac{0,0992 \times 9,87 \times 10^{-3} \times 766 \times 1,333 \times 10^{-3} \times 10^5}{9,81 \times \sqrt{292}}$$

$$M = 0,596 \text{ Kg/s}$$

- 1 mm Hg = $1,333 \times 10^{-3}$ bar
- P_A en Pascal et T_A en °K

4) - Taux de compression (R)

$$R = \frac{P_{s(2)} + P_A + P_{d(2)}}{P_A - \delta P_{s(A-1)} + P_{d(1)}}$$

$P_{d(1)}$ et $P_{d(2)}$ sont négligeables devant $P_{s(2)}$ et $P_{s(1)}$ respectivement.

$$\frac{Mg\sqrt{T_A}}{P_A} = \frac{Mg\sqrt{T_A}}{X_0 P_A} \times X_0$$

Dans ce cas on prendra X_0 en unités Anglaises

$$X_0 = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 15,3 \text{ in}^2$$

$$\frac{Mg\sqrt{T_A}}{P_A} = 0,0992 \times 15,3 = 1,517$$

La courbe n° 2 nous donne

$$\delta P_{S(A-1)} = 0,100 \text{ Lb/in}^2 = 7,030 \times 10^{-3} \text{ bar.}$$

$$\cdot 1 \text{ Lb/in}^2 = 0,070307 \text{ bar.}$$

$$R = \frac{1,5 + 766 \times 1,333 \times 10^{-3}}{766 \times 1,333 \times 10^{-3} - 7,030 \times 10^{-3}}$$

$$R = 2,48$$

5). Taux d'expansion (E)

$$E = \frac{P_{S(4)} + P_A}{K(P_A + \delta P_{S(7-A)})} = \frac{P_{S(4)} + P_A}{P_{t(6)}}$$

$$P_{S(4)} = P_{S(2)} - \delta P_{S(2-4)} = (1,5 - 58 \times 1,333 \times 10^{-3})$$

$$P_{S(4)} = 1,422 \text{ bar}$$

Pour $T_{t(6)} = 575 \text{ }^\circ\text{C}$ et $m_t = 2950 \times 15,33 = 45223,5 \text{ tn/mn}$

La courbe n° 3 nous donne $K = 1,044$.

$$E = \frac{1,422 + 766 \times 1,333 \times 10^{-3}}{1,044 (766 \times 1,333 \times 10^{-3} - 30 \times 9,813 \times 10^{-5})}$$

$$E = 2,29$$

$$\cdot 1 \text{ mm H}_2\text{O} = 9,813 \times 10^{-5} \text{ bar.}$$

6) Rendement du compresseur (η_c)

$$\eta_c = \frac{T_{E(1)} \left(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\Delta T_{E(1-2)}}$$

Pour $K_c = 74,89$ et $\frac{Mg\sqrt{T_A}}{P_A} = 1,517$

la courbe $n=4$ nous donne $\frac{\Delta T_{E(1-2)}}{T_{E(1)}} = 0,47$

Pour $R = 2,48$ la courbe $n=56$ nous donne

$$\left(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = 0,299$$

$$\eta_c = \frac{0,299}{0,47} = 0,636$$

$$\boxed{\eta_c = 0,636}$$

7) Rendement de la turbine (η_t)

$$\eta_t = \frac{\Delta H_{turb}}{(\Delta H_{turb})_{is}} = \frac{\Delta T_{E(4-6)}}{\Delta T_{E(4-6)is}}$$

$$\Delta T_{E(4-6)} = \Delta T_{E(4-5)} + \Delta T_{E(5-6)}$$

$$\delta T_{T(4-6)is} = T_{T(4)} \left[\frac{E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]$$

$$\delta T_{T(4-5)} = \frac{\delta T_{T(1-2)}}{T_{T(1)}} \times \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \cdot T_{T(1)}$$

$$C_{pa} = 0,240 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$$

$$C_{pg} = 0,275 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$$

$$\delta T_{T(4-5)} = 0,47 \times \frac{0,240}{0,275} \times 292 = 119,77^\circ\text{K}$$

$$\delta T_{T(5-6)} = \frac{0,176 (N_e + N_{fr})}{M \times C_{pg}}$$

$$P_{com} m_c = 15,33 \times m_b = 15,33 \times 2950 = 45223,5 \text{ tn/mn}$$

la courbe n° 6 nous donne $N_{fr} = 4,8 \text{ cv}$.

$$\delta T_{T(5-6)} = \frac{0,176 (56,78 + 4,8)}{0,596 \times 0,275} = 66,12^\circ\text{K}$$

$$\text{donc } \delta T_{T(4-6)} = 119,77 + 66,12 = 185,89^\circ\text{K}$$

$$T_{T(4)} = \delta T_{T(4-6)} + T_{T(6)}$$

$$T_{T(4)} = 185,89 + 848 = 1033,89^\circ\text{K}$$

Pour $E = 2,29$ la courbe n° 7b nous donne

$$E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1,228$$

$$\delta T_{T(4-6)is} = 1033,89 \left[\frac{1,228 - 1}{1,228} \right] = 191,96 \text{ } ^\circ\text{K}$$

finalement $\eta_t = \frac{185,89}{191,96} = 0,968$

$$\boxed{\eta_t = 0,968}$$

8). Rendement de combustion (η_{comb})

$$\eta_{comb} = \frac{\delta T_{T(2-4)}}{\delta T_{T(2-4)is}}$$

$$\delta T_{T(2-4)} = T_{T(4)} - \left[T_{T(1)} + \frac{\delta T_{T(1-2)} T_{T(1)}}{T_{T(1)}} \right]$$

$$\delta T_{T(2-4)} = 1033,89 - (292 + 0,47 \times 292) = 604,65 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\delta T_{T(2-4)is} = \frac{q \times P_{ci}}{(M+q) \times C_{pg}}$$

$$P_{ci} = 10688 \text{ Kcal/Kg (gaz naturel de Hassi R'mel)}$$

$$\delta T_{t(2-4)is} = \frac{10,1 \times 10^{-3} \times 10688}{(0,596 + 10,1 \times 10^{-3}) \times 0,275} = 647,65 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\eta_{comb} = \frac{604,65}{647,65} = 0,933$$

$$\boxed{\eta_{comb} = 0,933}$$

9) - Rendement thermique ($\eta_{thermique}$)

$$\eta_{thermique} = \frac{N_e \times 0,736}{\text{débit comb} \times P_{ci} \times 4,18} ; N_e \text{ en cv}$$

$$\eta_{thermique} = \frac{56,78 \times 0,736}{10,1 \times 10^{-3} \times 10688 \times 4,18} = 0,092$$

$$\boxed{\eta_{thermique} = 0,092}$$

10) - Rendement thermodynamique (η_{th})

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Pour $R = 2,48$ la courbe n° 56 nous donne

$$R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 = 0,299$$

donc $R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1,299$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{1,299} = 0,230$$

$$\eta_{th} = 0,230$$

11). Coefficient global d'augmentation de température (α)

$$\alpha = \frac{T_{E(4)}}{T_{E(1)}} = \frac{1033,89}{299} = 3,54$$

$$\alpha = 3,54$$

12). Rapport des travaux (η_w)

$$\eta_w = \frac{T_{E(5-6)}}{T_{E(4-6)}} = \frac{66,12}{185,89} = 0,355$$

$$\eta_w = 0,355$$

13) - Consommation spécifique de combustible (C_s)

$$C_s = \frac{q \times 3600}{N_e}$$

$$C_s = \frac{10,1 \times 10^{-3} \times 3600}{56,78} = 0,640 \text{ [Kg/cv}\cdot\text{h]}$$

$$C_s = 0,640 \text{ [Kg/cv}\cdot\text{h]}$$

14) - Richesse (ϕ)

$$\phi = \frac{\left(\frac{q}{M}\right)}{\left(\frac{q}{M}\right)_{\text{stoechiometrique}}}$$

$$\left(\frac{q}{M}\right)_{\text{st}} = 0,06525$$

$$\phi = \frac{\frac{10,1 \times 10^{-3}}{0,596}}{0,06525} = 0,259$$

$$\phi = 0,259$$

15). Bilan thermique

Pour 1 seconde.

	Kcalories	%
Ne	$\frac{56,78 \times 0,736}{4,18} = 9,997$	9,260
N _{fr}	$\frac{4,8 \times 0,736}{4,18} = 0,845$	0,782
Echappement	$0,275 \times (848 - 292) \times (0,596 + 10,1 \times 10^{-3}) = 92,67$	85,846
Rayon- nement	$107,948 - 103,512 = 4,436$	4,109
Chaleur fournie par le gaz.	$10,1 \times 10^{-3} \times 10688 = 107,948$	100

3. Graphes de performances.

A partir des mesures expérimentales du tableau 2, on calcule les consommations spécifiques et les puissances pour les différentes charges.

On tracera les courbes de performance

- C_s en fonction de la température des gaz d'échappement
- N_e en fonction de la température des gaz d'échappement.

T_6	$^{\circ}\text{C}$	400	450	472	509	545	565	575
N_e	cv	15	30	37,5	45	52,5	55,31	56,78
C_s	$\frac{\text{kg}}{\text{cv}\cdot\text{h}}$	1,872	1,020	0,940	0,800	0,685	0,650	0,640

4. Analyse des résultats.

Dans les turbines à gaz pour $T_4 = 900 \div 1000^{\circ}\text{K}$ et $T_6 = 700^{\circ}\text{K}$, $\eta_{\text{thermodynamique}} = 30 \div 32\%$

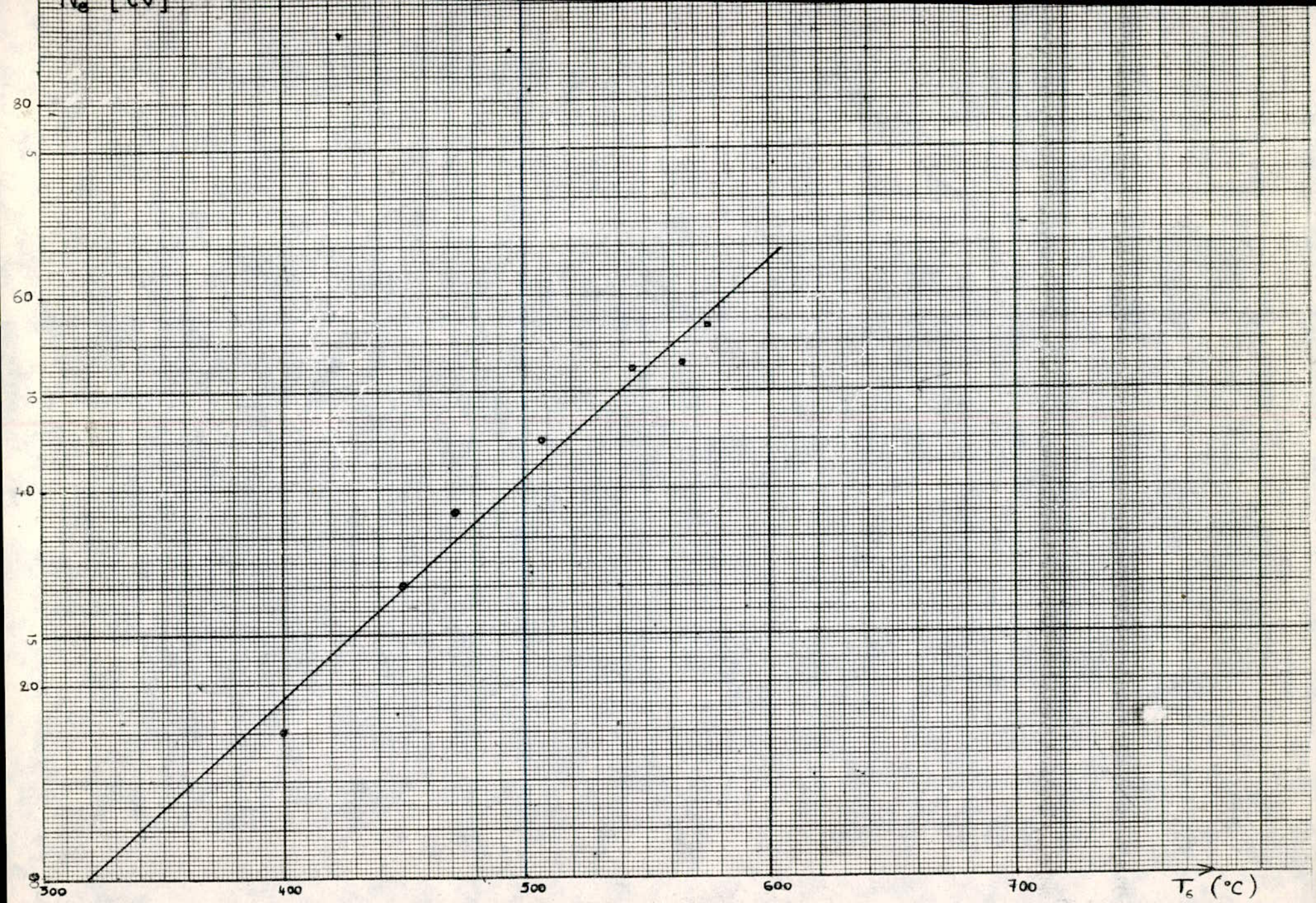
Dans nos calculs nous trouvons $\eta_{\text{thermo}} = 23,2\%$.

Le constructeur donne pour notre turbine $\eta_{\text{thermo}} = 35\%$ aux environs du maximum de puissance.

En tenant compte des conditions ambiantes, pression, température et de l'état des appareils de mesure on peut dire que les résultats sont satisfaisants comparés à ceux donnés par le constructeur.

Bilan thermique.

Le bilan thermique nous permet d'analyser le fonctionnement de l'installation c'est à dire d'établir le



$\Lambda C_g [Kg/cv \cdot h]$

2

1,5

1,5

1

0,5

0

0,5

0

300

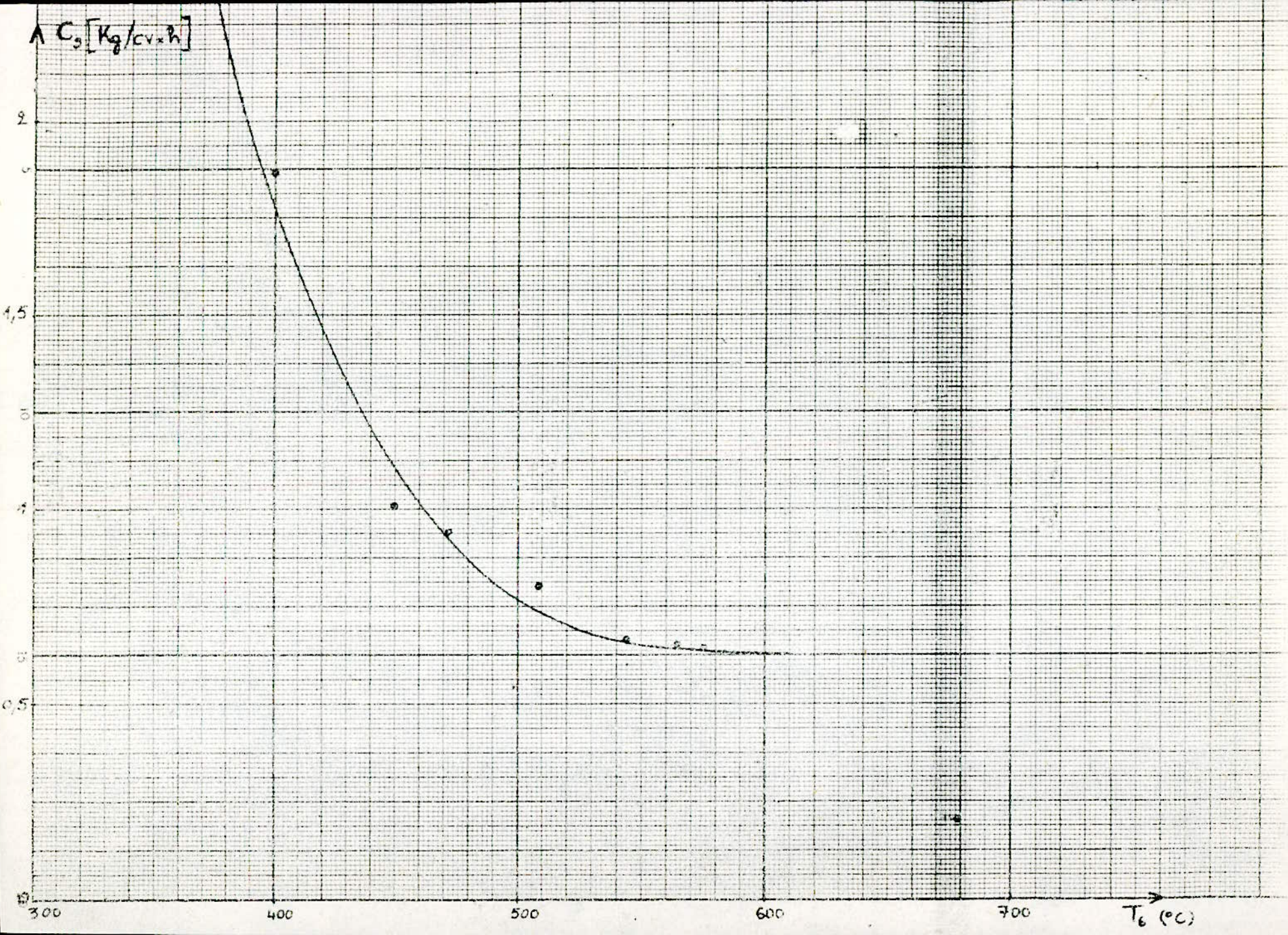
400

500

600

700

$T_6 (^\circ C)$



bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie. Le principe de ce bilan consiste à suivre l'évolution de la chaleur dépensée et à noter toutes les quantités de chaleur qui sont transmises en pure perte à l'atmosphère, éventuellement à l'eau de circulation, à l'huile etc...

En retranchant la somme de ces pertes de la quantité de chaleur dépensée on obtient la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique. Il est clair que toute diminution de la somme des pertes entraîne un accroissement de la quantité d'énergie utile, de sorte qu'un examen des différentes pertes peut fournir des indications sur les moyens d'accroître l'énergie utile, donc aussi le rendement thermique de l'installation.

CHAPITRE

V

LAVAGE DU COMPRESSEUR

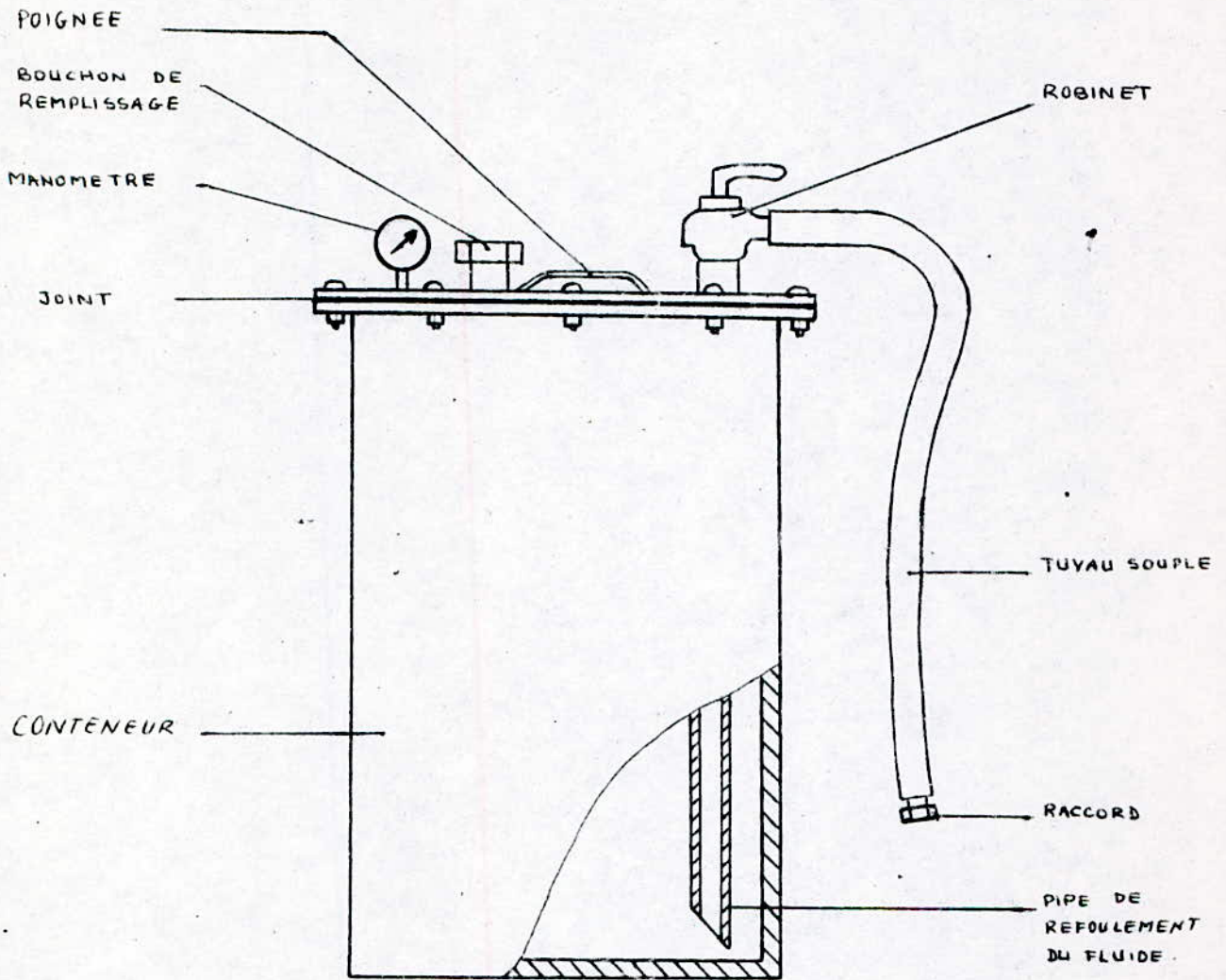
Le lavage du compresseur est une opération qui doit se faire toutes les 100 heures de fonctionnement de la turbine. Cette opération d'entretien est nécessaire pour nettoyer l'intérieur du compresseur de toutes les poussières qui ont pu s'y accumuler.

Pour faire ce lavage un conteneur à fluide est nécessaire, or ce conteneur n'a pas été fourni avec la turbine. Donc on l'a réalisé à l'atelier du département. Ainsi le lavage du compresseur pourra être effectué après 100 heures de fonctionnement et permettre donc l'entretien de la machine.

1 - Utilisation du conteneur. (VOIR fig-6.)

- (a) - Verser le fluide dans le conteneur par le bouchon de remplissage.
- (b) - Brancher le raccord sur une conduite d'air comprimé et ouvrir le robinet jusqu'à obtenir une pression de 2,5 bars dans le conteneur.
- (c) - Fermer le robinet et débrancher le raccord de la conduite d'air comprimé.

Le conteneur est prêt à être utilisé.



CONTENEUR POUR FLUIDE

figure - 6 -

2 - Procédure pour effectuer le lavage.

- (1) - Dévisser la vis de vidange du côté du compresseur.
- (2) - Déconnecter les prises de pression sur le côté du compresseur.
- (3) - Préparer 3,5 litres de solution :
 - eau distillée : 1,7 litres
 - Kérosène : 1,7 litres
 - Huile : 0,1 litre
- (4) - Remplir le contenant avec la solution et amener la pression à l'intérieur à 2,5 bars.
- (5) - Connecter le tuyau du contenant à la pipe d'injection du compresseur.
- (6) - Faire le "Dry cycle" de la machine pendant 30 secondes et envoyer le liquide préparé en même temps. 15 minutes sont nécessaires pour que tout le liquide injecté s'écoule complètement par le trou de vidange.
- (7) - Répéter l'opération (6).
- (8) - Vider le contenant et le remplir avec 3,4 litres d'eau distillée et amener la pression à l'intérieur à 2,5 bars. Répéter l'opération décrite en (6).
- (9) - Enlever le tuyau du contenant et laisser 5 minutes.

pour que toute l'eau s'écoule du compresseur.

(10) - Faire le "Dry cycle" de la machine pendant 30 secondes

(11) - Refermer la pipe d'injection du compresseur.

(12) - Remettre les prises de pression.

CHAPITRE

VI

CONCLUSIONS ET

RECOMMANDATIONS

Les travaux effectués, lors de ce projet, nous ont initiés à plusieurs techniques, que nous jugeons indispensables à la vie professionnelle d'un ingénieur, mécanicien.

En ce qui concerne le déroulement des travaux de remise en marche du banc d'essai on a noté plusieurs remarques, parmi elles on cite :

- Les bouteilles de gaz doivent être contrôlées.
- les membranes des détendeurs de gaz doivent être changées.
- Le compresseur pour le remplissage des bouteilles de gaz doit faire l'objet d'une révision complète.
- La turbine à gaz est munie d'une vanne montée sur le corps du compresseur. Elle permet de prélever de l'air en amont de la chambre de combustion, et de faire varier ainsi le comportement de la turbine. La diminution du débit d'air qui résulte de l'ouverture de la vanne est analogue à une diminution du rendement du compresseur. Il est ainsi possible de démontrer l'importance du rendement du compresseur dans la conception de la turbine.

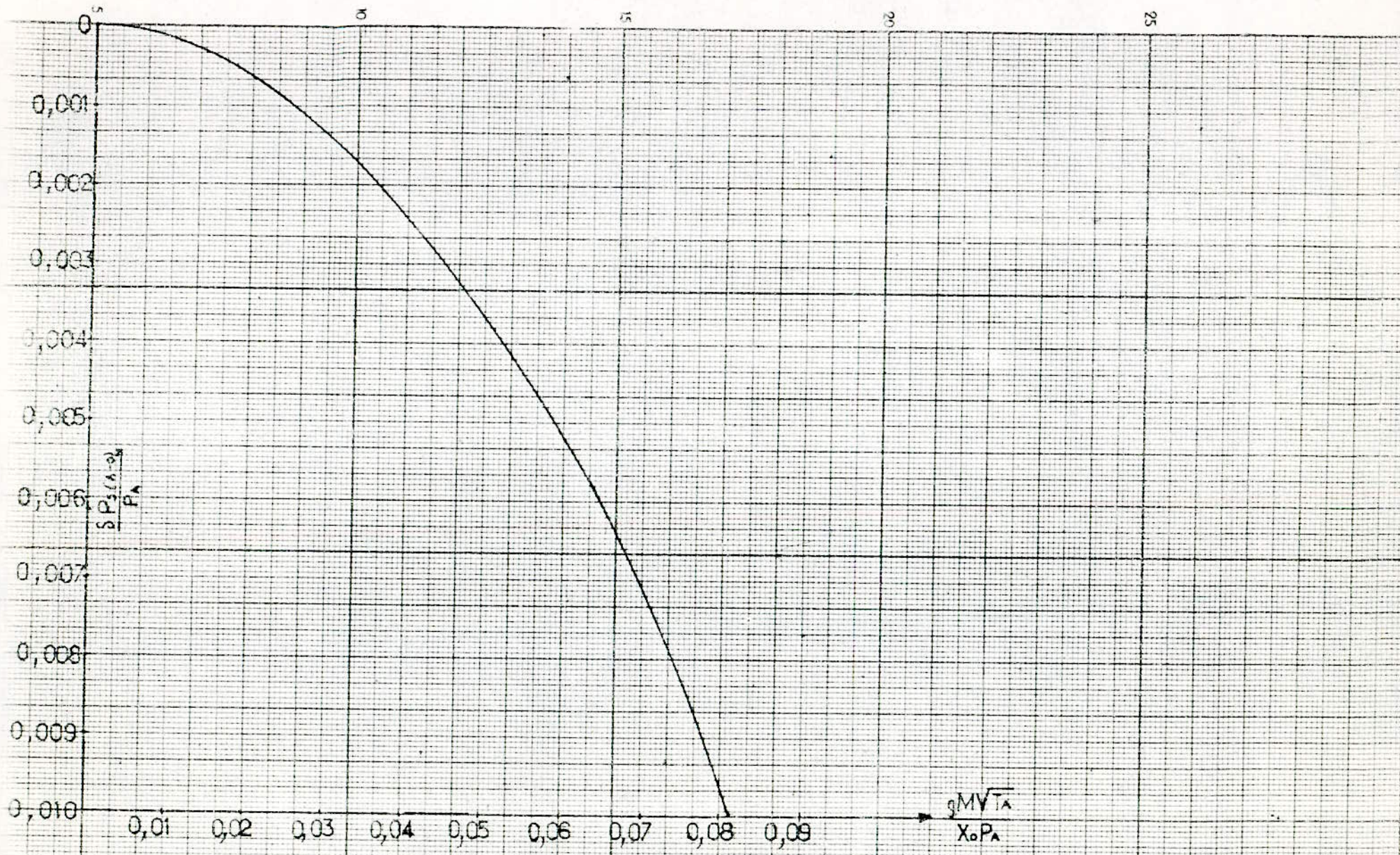
Il serait donc intéressant d'acquiescer le débitmètre

66
pour mesurer le débit d'air prélevé afin de pouvoir réaliser ces expériences.

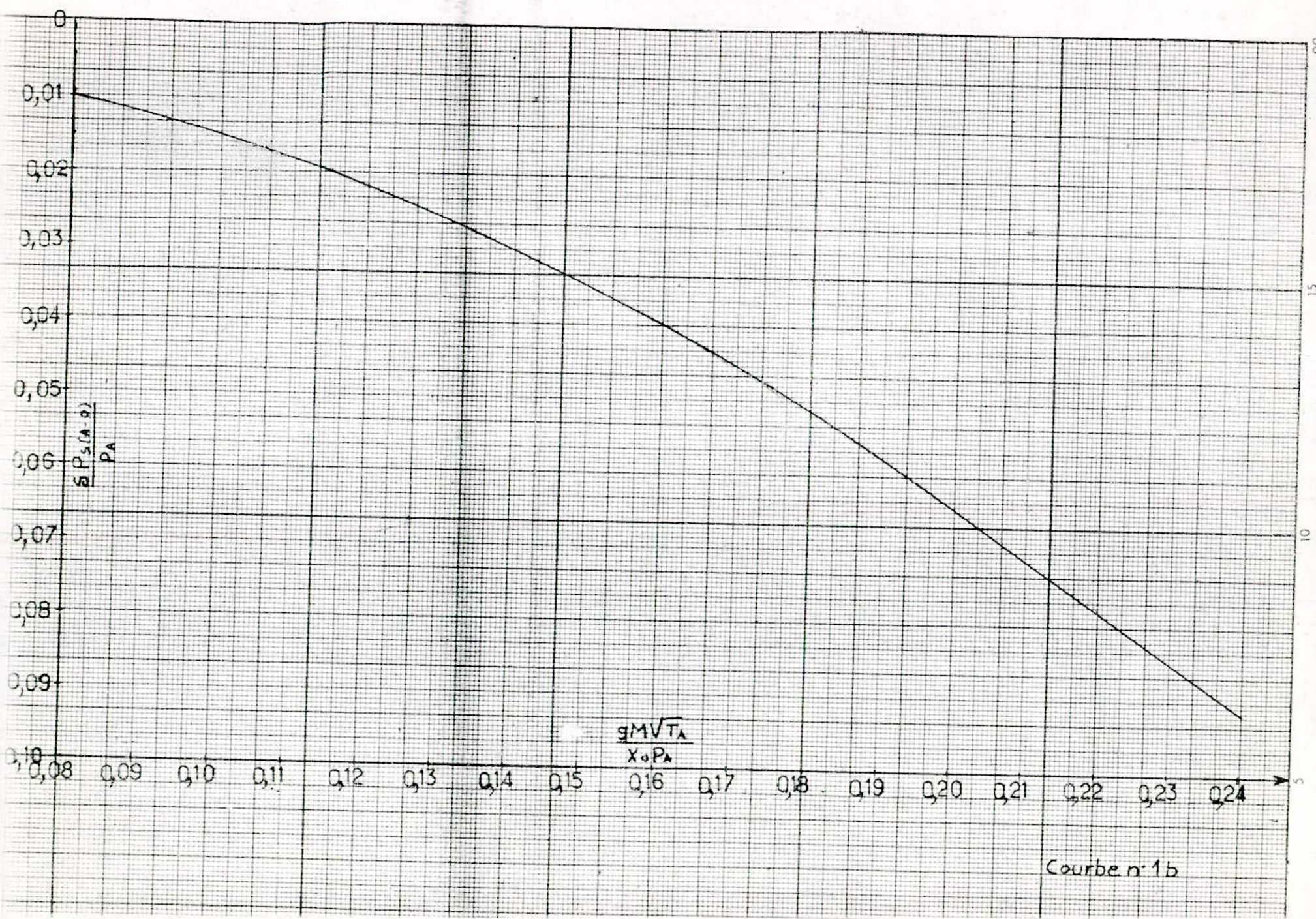
- Les analyseurs des gaz d'échappement ne sont pas en état de marche (manque de pièces).

On souhaite que la réparation de ces analyseurs, sera réalisée par un élève de notre école et pourra compléter ainsi le banc d'essai.

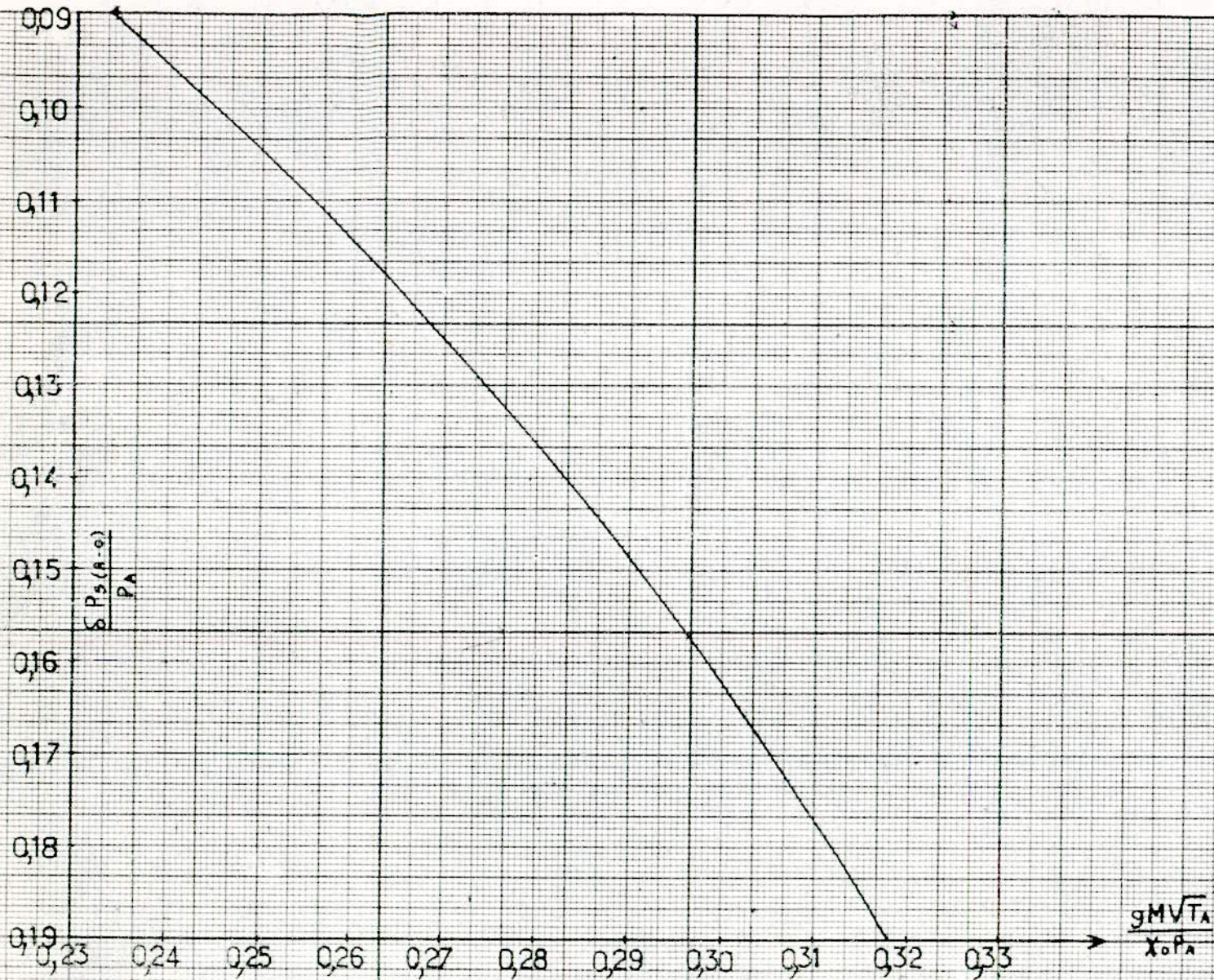
APPENDICE



COURBE DE TARAGE du DEBITMETRE D'AIR

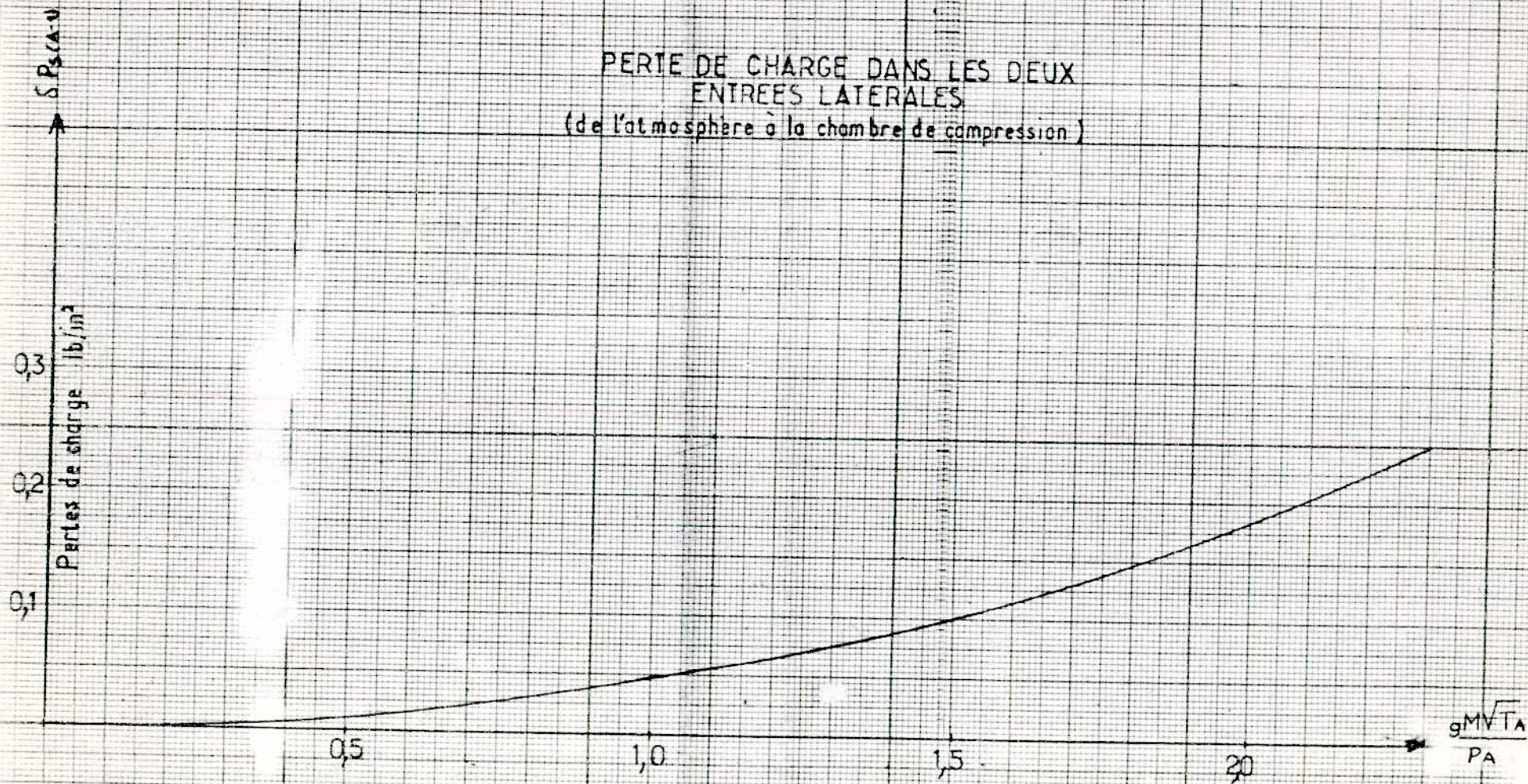


Courbe n° 1b

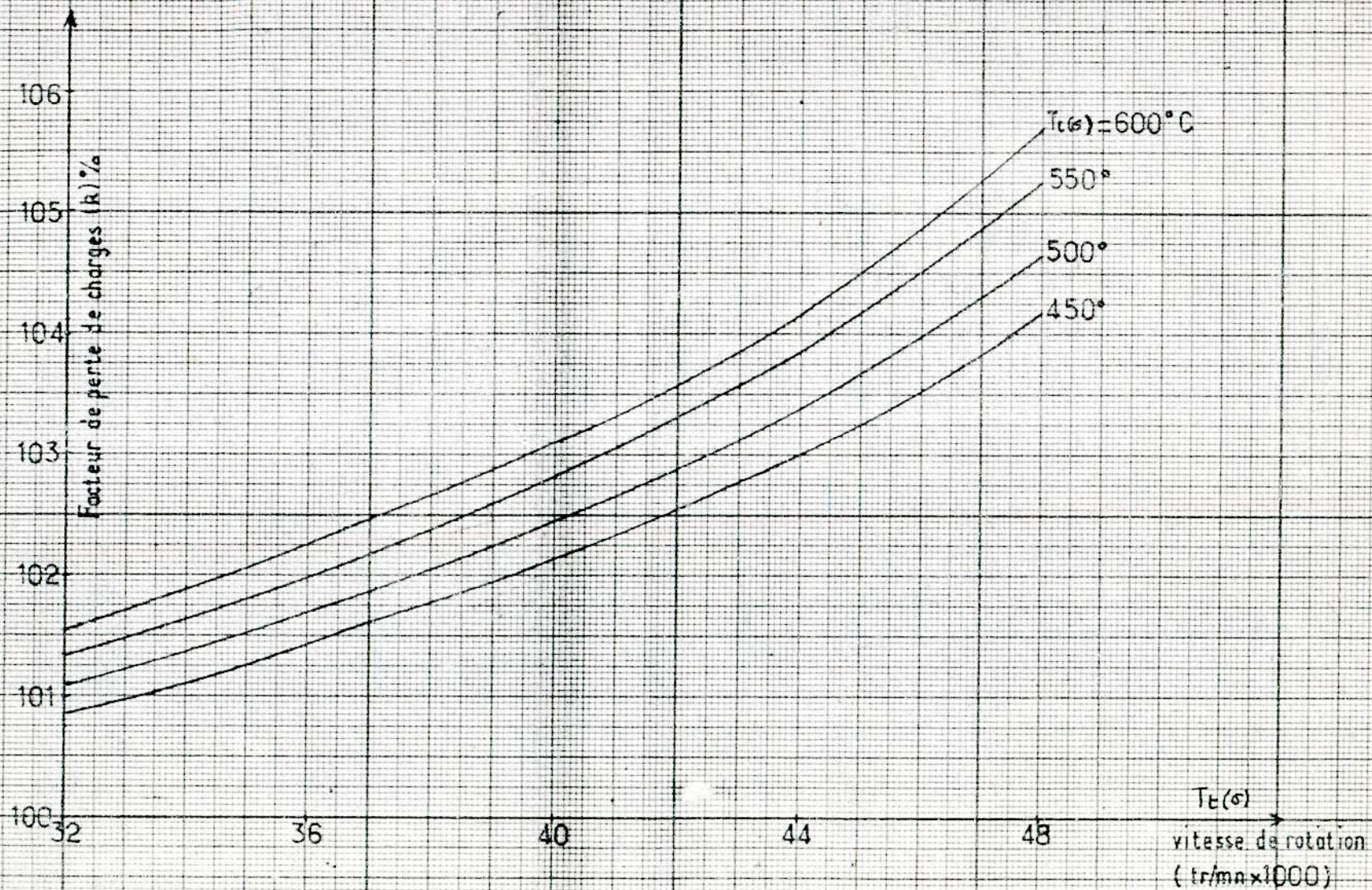


Courbe n° 1c

PERTE DE CHARGE DANS LES DEUX
ENTREES LATERALES
(de l'atmosphère à la chambre de compression)

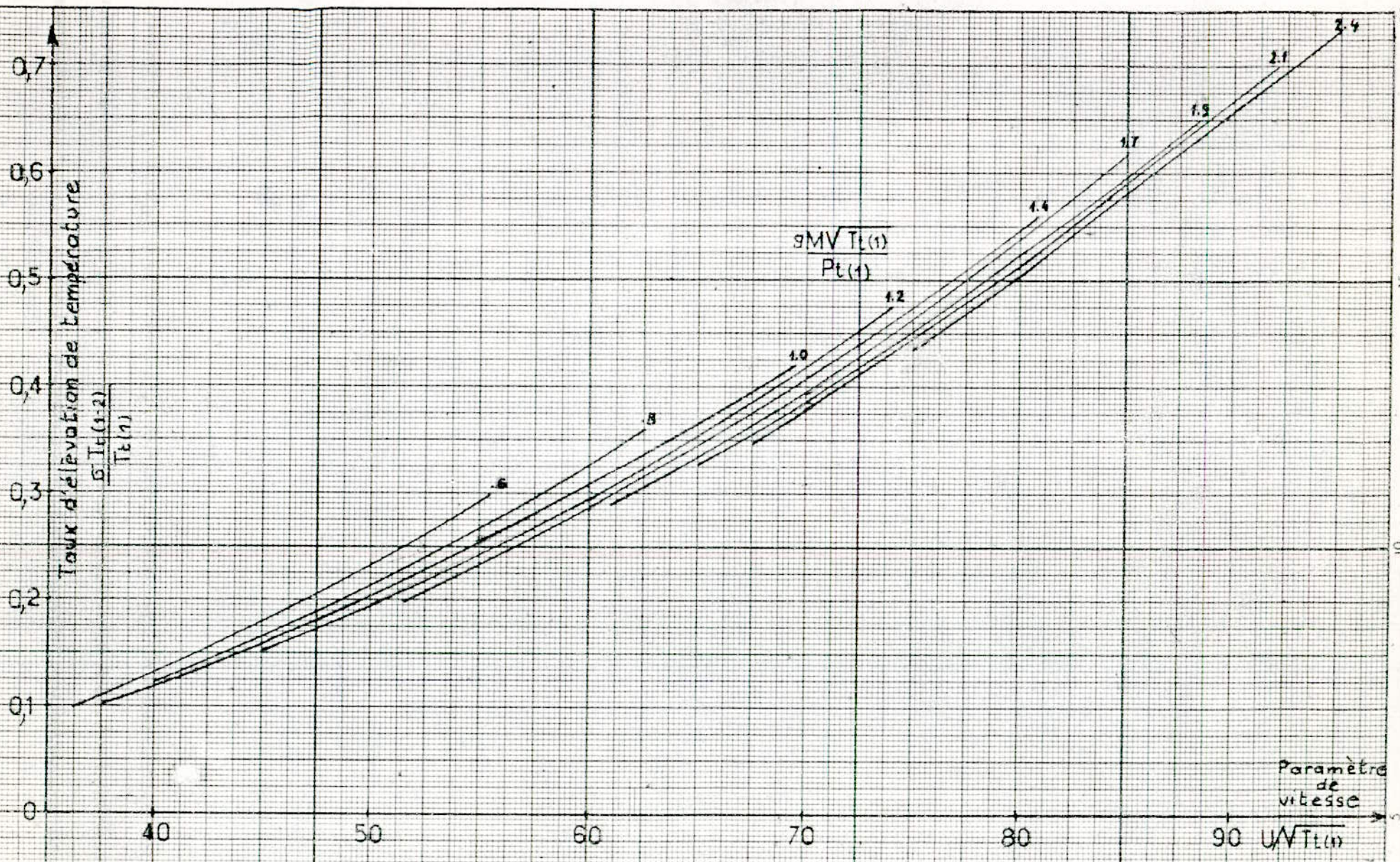


Courbe n° 2



FACTEUR DE PERTES DE CHARGES A L'ECHAPPEMENT EN FONCTION DE LA VITESSE
 POUR DIFFERENTES TEMPERATURES

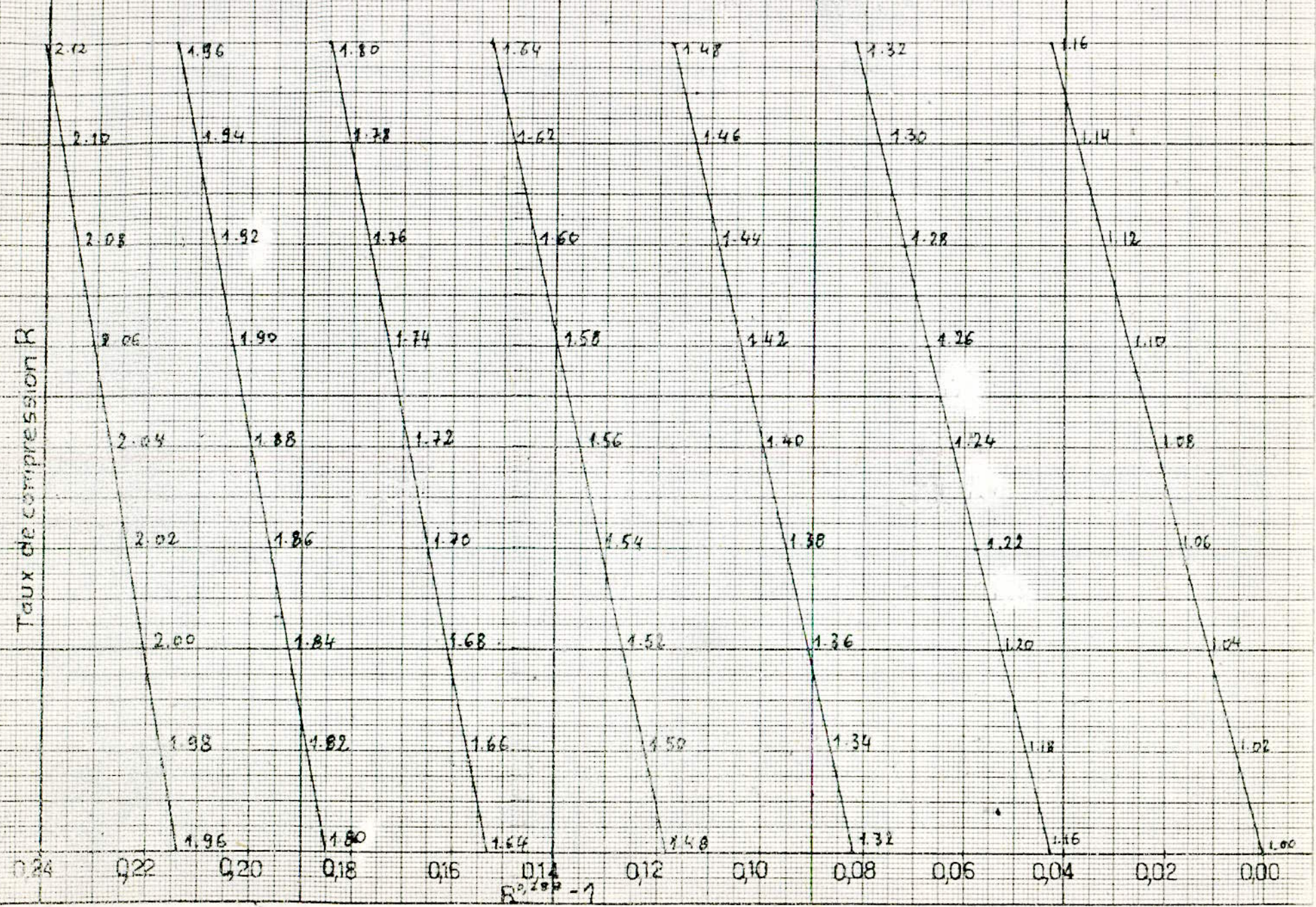
Courbe n° 3



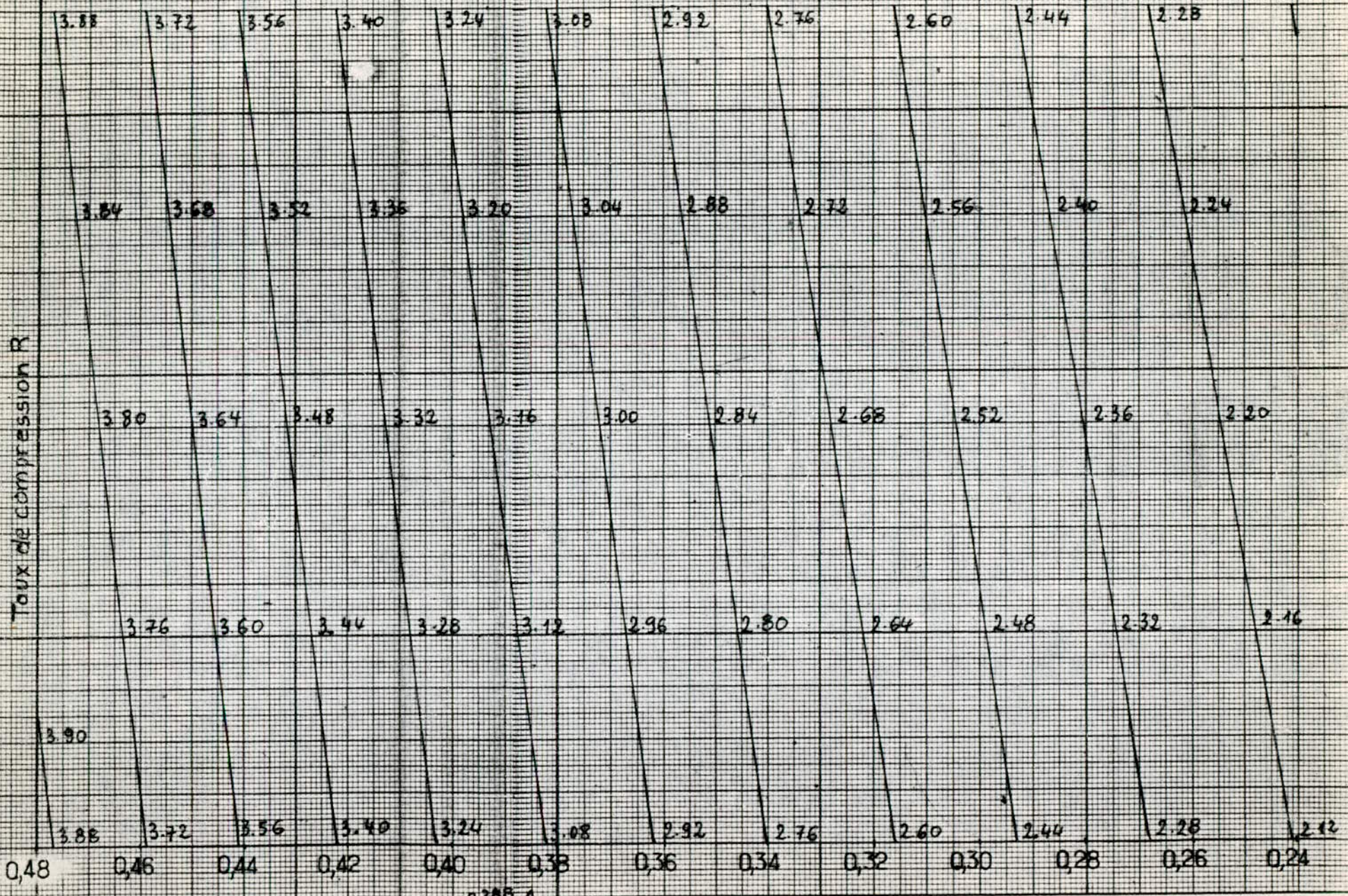
TAUX D'ELEVATION DE TEMPERATURE, SUITE A LA COMPRESSION

Courbe N°4

GRAPHE DE $R^{0,200} - 1$ en fonction de R



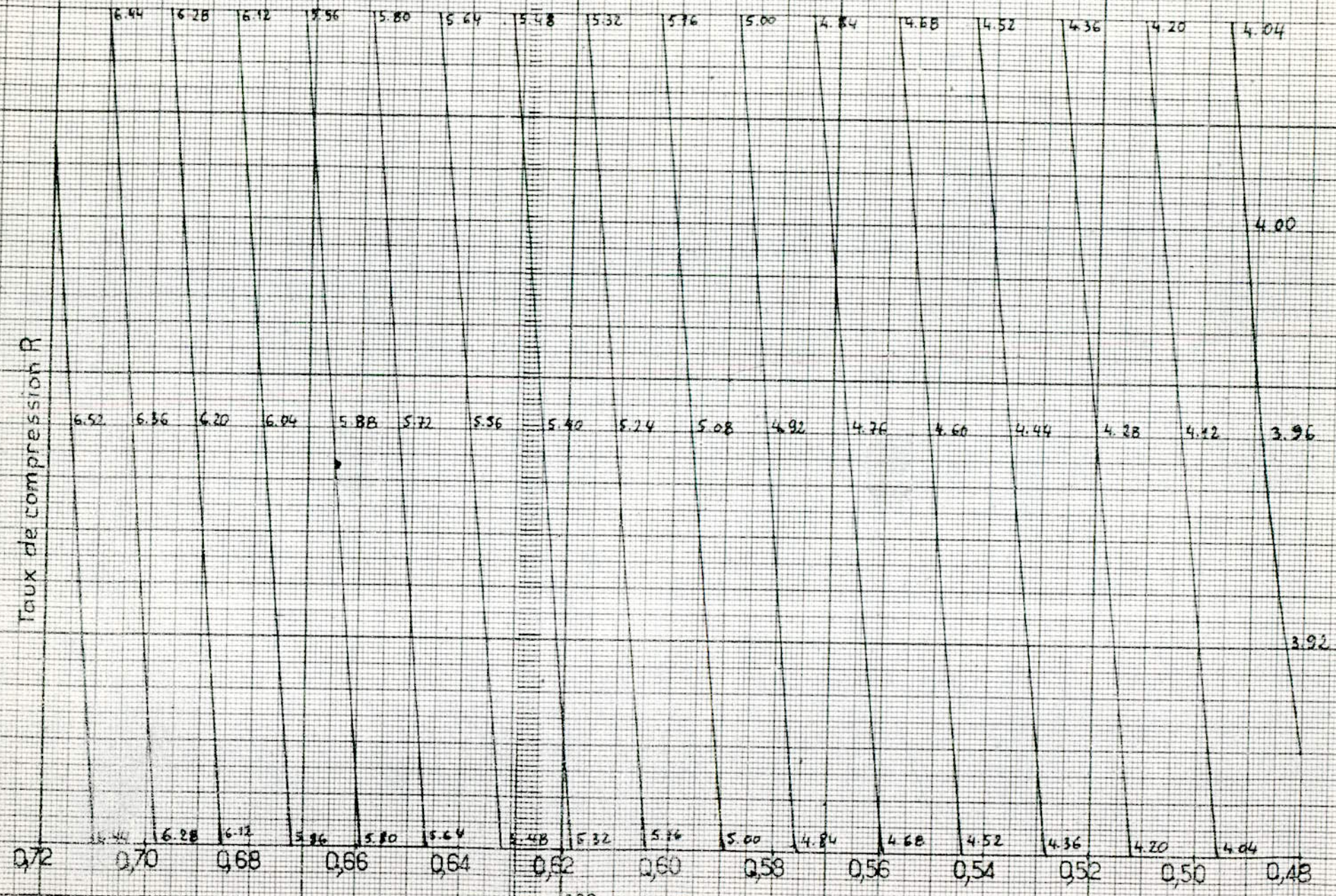
Taux de compression R



R=200-1

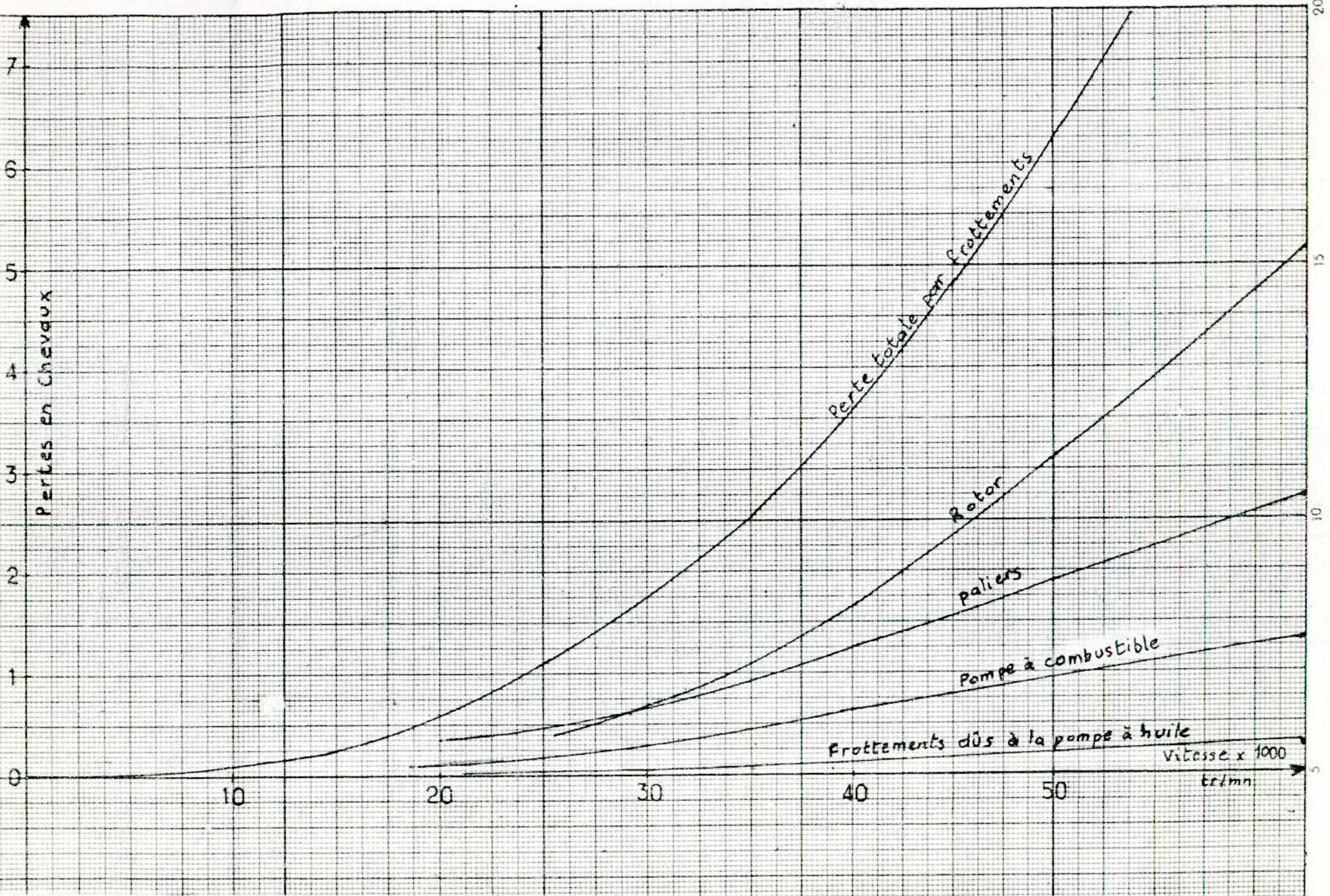
Courbe n: 5c

Taux de compression R



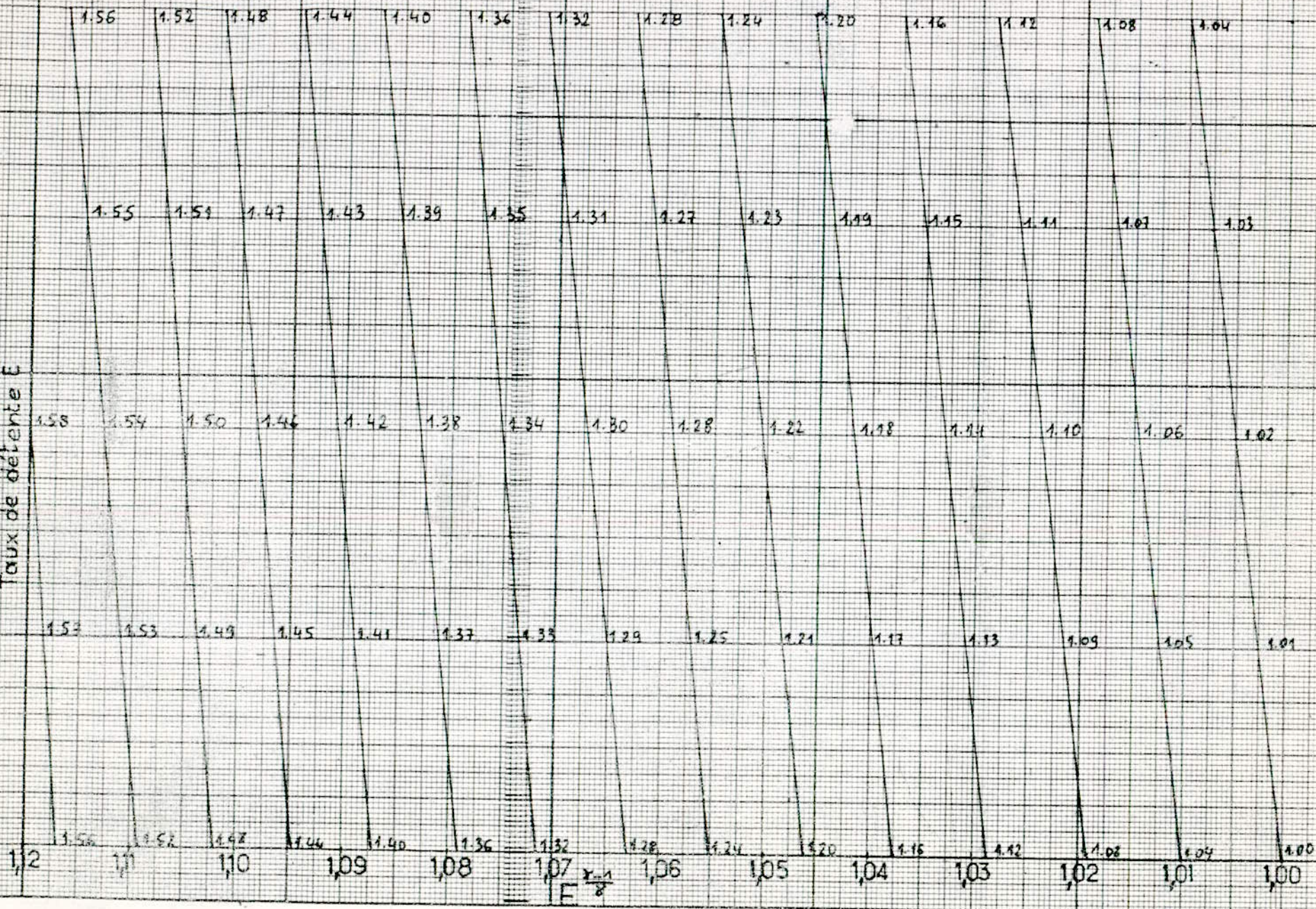
R 0,28R - 1

COURBE N° 5c



COURBE N°6

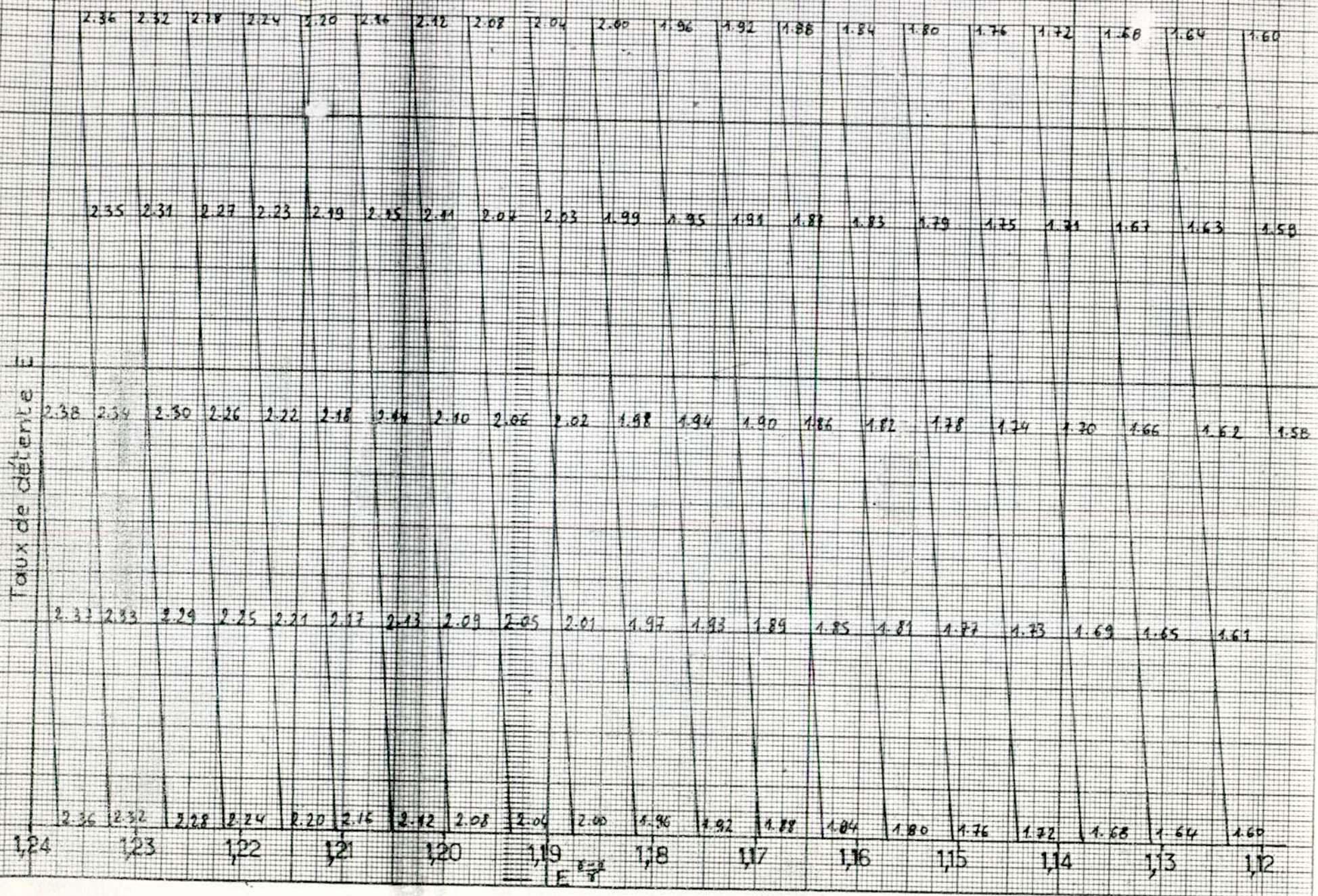
Taux de détente ϵ



GRAPHE DE $E^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ en fonction de E

COURBE N° 70

Taux de détente E



Taux de détente E

3.44 3.40 3.36 3.32 3.28 3.24 3.20 3.16 3.12 3.08 3.04 3.00 2.96 2.92 2.88 2.84 2.80 2.76 2.72 2.68 2.64 2.60 2.56 2.52 2.48 2.44 2.40

3.43 3.39 3.35 3.31 3.27 3.23 3.19 3.15 3.11 3.07 3.03 2.99 2.95 2.91 2.87 2.83 2.79 2.75 2.71 2.67 2.63 2.59 2.55 2.51 2.47 2.43 2.39

3.42 3.38 3.34 3.30 3.26 3.22 3.18 3.14 3.10 3.06 3.02 2.98 2.94 2.90 2.86 2.82 2.78 2.74 2.70 2.66 2.62 2.58 2.54 2.50 2.46 2.42 2.38

3.45 3.41 3.37 3.33 3.29 3.25 3.21 3.17 3.13 3.09 3.05 3.01 2.97 2.93 2.89 2.85 2.81 2.77 2.73 2.69 2.65 2.61 2.57 2.53 2.49 2.45 2.41

3.44 3.40 3.36 3.32 3.28 3.24 3.20 3.16 3.12 3.08 3.04 3.00 2.96 2.92 2.88 2.84 2.80 2.76 2.72 2.68 2.64 2.60 2.56 2.52 2.48 2.44 2.40

1,36 1,35 1,34 1,33 1,32 1,31 1,30 1,29 1,28 1,27 1,26 1,25 1,24

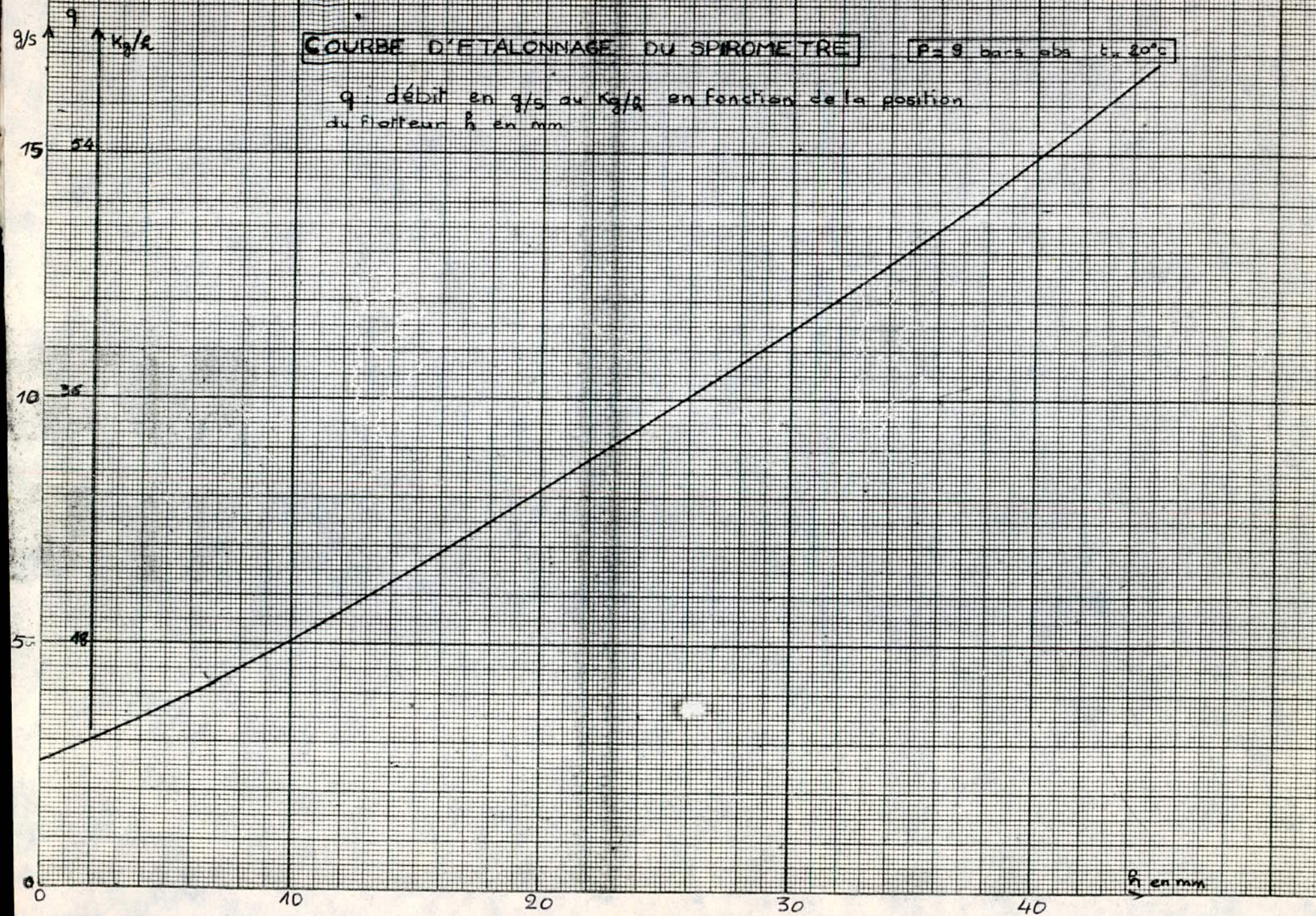
COURBE N° 7d

	4.78	4.70	4.62	4.54	4.46	4.38	4.30	4.22	4.14	4.06	3.98	3.90	3.82	3.74	3.66	3.58	3.50	
	4.84	4.76	4.68	4.60	4.52	4.44	4.36	4.28	4.20	4.12	4.04	3.96	3.88	3.80	3.72	3.64	3.56	3.48
	4.82	4.74	4.66	4.58	4.50	4.42	4.34	4.26	4.18	4.10	4.02	3.94	3.86	3.78	3.70	3.62	3.54	3.46
	4.80	4.72	4.64	4.56	4.48	4.40	4.32	4.24	4.16	4.08	4.00	3.92	3.84	3.76	3.68	3.60	3.52	
	4.78	4.70	4.62	4.54	4.46	4.38	4.30	4.22	4.14	4.06	3.98	3.90	3.82	3.74	3.66	3.58	3.50	
1,48	1,47	1,46	1,45	1,44	1,43	1,42	1,41	1,40	1,39	1,38	1,37	1,36						

COURBE D'ETALONNAGE DU SPIROMETRE

$P = 9$ bars abs $t = 20^\circ\text{C}$

q : débit en g/s ou kg/h en fonction de la position
du flotteur h en mm



BIBLIOGRAPHIE

- Manuels d'entretien de la turbine
à gaz ROVER IS/60
- Manuel d'entretien du dynamomètre
hydraulique FROUDE Type DPX 2
- Brochure pour la méthode de calcul
proposée par le constructeur.
- La Turbine à gaz par P. CHAMBADAL
EYROLLES 1976.

