

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

YAKIMOV  
PM00471

DEPARTEMENT MECANIQUE

Colo ?

THESE DE FIN D'ETUDES



TURBINE A GAZ

Implantation, Etudes et Essais

Proposée par :

G. MATTON Expert UNESCO

Etudiée par :

DAHOUMANE Med.

MESSILI B.

**PM00471**

Promotion 1971.

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Mécanique

-----

Projet de Fin d'Etudes

-----

# TURBINE A GAZ

Implantation, Etudes et Essais

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

JURY

PRESIDENT :

M. MATTON  
Docteur Es-sciences  
Expert UNESCO

SOUTENU LE : 22 JUIN 1971

ASSESSEURS :

MM. SPIES  
Docteur Es-sciences

YAKIMOV  
Docteur Es-sciences

Nous tenons à exprimer à Monsieur MATTON toute  
notre gratitude pour l'aide et les conseils qu'il nous a prodigués  
durant cette étude.

Que ceux qui ont contribué à notre formation et  
à la réalisation de cette étude trouvent ici l'expression de notre  
sincère reconnaissance.

- o - 0 - o -

## TABLE DES MATIERES

### Introduction

- 1.1 Historique
- 1.2 Principe du Turbo-moteur
  - 1.2.1 Définition
  - 1.2.2 Principe de fonctionnement
  - 1.2.3 Classification
- 1.3 Différents cycles d'évolution
- 1.4 Son importance dans l'industrie

### Etude analytique des cycles et rendements thermodynamiques

- 2.1 Turbo-moteur simple sans récupération
  - 2.1.1 Cycle théorique
  - 2.1.2 Cycle réel
- 2.2 Turbo-moteur avec récupération
  - 2.2.1 Cycle théorique
  - 2.2.2 Cycle réel
- 2.3 Rendements thermodynamique et thermique
  - 2.3.1 Définition
  - 2.3.2 Calcul
  - 2.3.3 Consommation spécifique
  - 2.3.4 Calcul sur IBM 1130

### Analyse des variations du rendement thermique

- 3.1 Exploitation des résultats obtenus sur IBM 1130
  - 3.1.1 Discussion
  - 3.1.2 Comparaison avec le rendement de Carnot
- 3.2 Conclusion

### Orientation à suivre

- 4.1 Choix du type du Turbo-moteur
- 4.2 Orientation à suivre
  - 4.2.1 Récupérateur
  - 4.2.2 Combustible



#### 4.2.3 Conclusion

#### Annexe

##### 5.1 Circuits hydrauliques

5.1.1 Alimentation en eau des bancs d'essais

5.1.2 Alimentation en eau de la centrale de gaz

##### 5.2 Installation de la turbine et accessoires

##### 5.3 Essais

5.3.1 Mise en route

5.3.2 Mesures et calculs

5.3.3 Résultats

##### 5.4 Utilisation du diagramme ( air-kérosène )

Conclusion

Bibliographie

I N T R O D U C T I O N

1.1. - Historique -

Il faut remonter à l'an 120 avant l'ère Chrétienne pour trouver la première idée de turbine, exposée dans un traité d'Héron, savant de l'école d'Alexandrie. L'appareil décrit devait utiliser la vapeur et fonctionner sous le même principe qu'un appareillage actuel le tourniquet hydraulique des jardiniers.

Cette idée n'étant qu'une simple curiosité scientifique, il fallut attendre 1629 pour voir apparaître la première turbine rudimentaire utilisable. Elle fût améliorée en 1650 par John Wilkins. S'inspirant de cette machine, un autre Anglais John Barber pris le premier brevet relatif à une turbine à gaz en 1791. Ce n'est qu'en 1916 qu'apparût la première turbine à gaz. Conçue par le Français Rateau, cette turbine fonctionnait sur les gaz d'échappement de moteur d'avion.

En 1936, la firme Suisse Brown-Boveri réalise quelques installations de turbines à combustion.

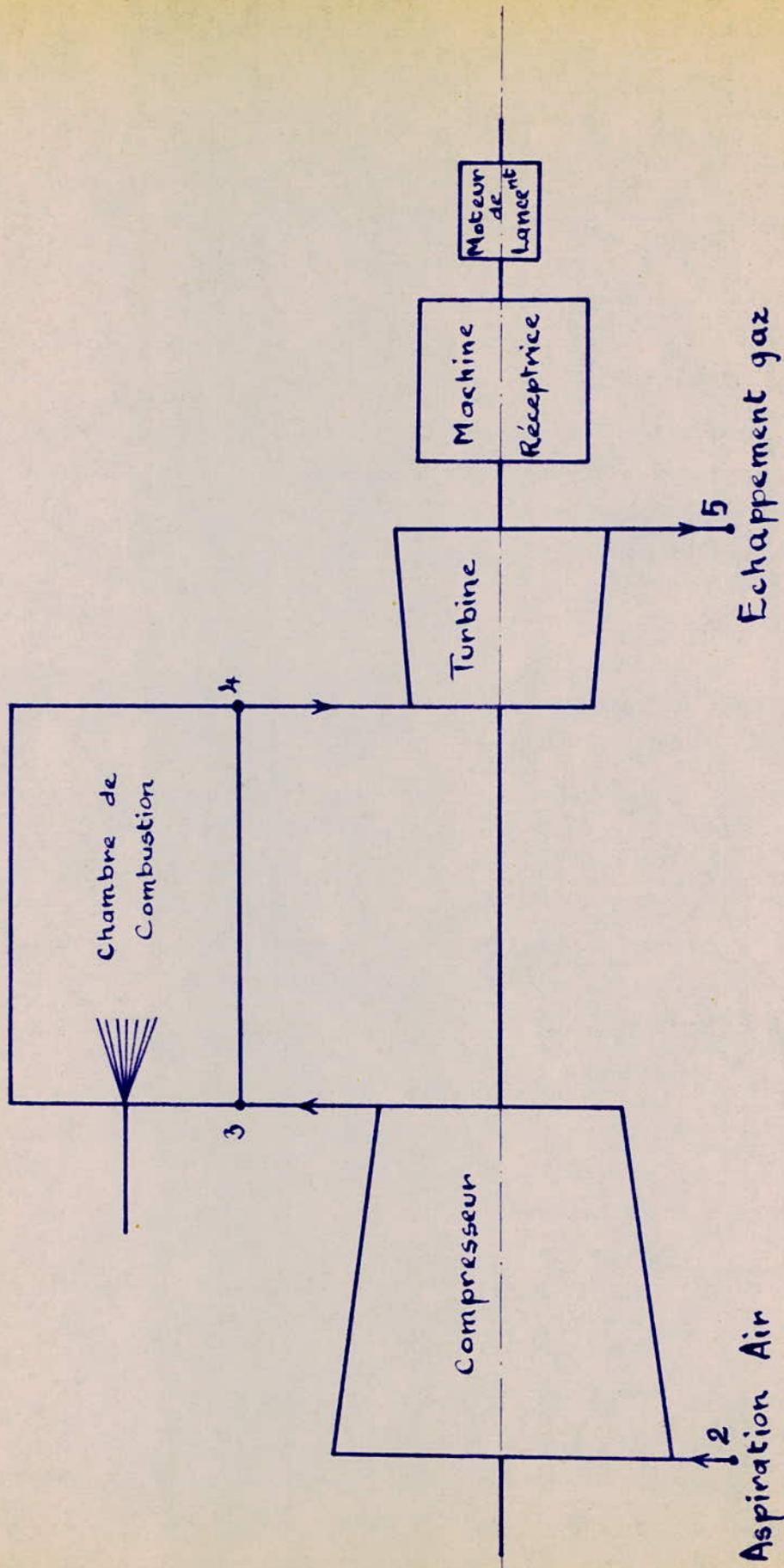
Depuis, la turbine à gaz a connu un grand essor sous l'impulsion des applications industrielles et de l'aéronautique en particulier.

1.2. - Principe du Turbo-moteur -

1.2.1 Définition

On désigne généralement sous le nom de "Turbine à gaz", l'ensemble d'une installation thermique constituée essentiellement par :

- un compresseur d'air centrifuge <sup>ou</sup> axial



TURBO-MOTEUR INDUSTRIEL

- une chambre de combustion
- une turbine à gaz

Ces trois appareils étant soit enfermés dans la même enveloppe, soit séparés et montés en série. La turbine et le compresseur peuvent avoir un arbre commun.

### 1.2.2 Principe de fonctionnement

Dans cette machine rotative, il s'agit de fournir à l'air une certaine énergie calorifique, pour la transformer en énergie mécanique recueillie sur un arbre. Le compresseur étant entraîné à une vitesse suffisante, aspire l'air à la pression atmosphérique et le porte à une pression plus grande. A sa sortie, l'air pénètre dans la chambre de combustion où il forme avec le combustible injecté, un mélange comburant qui brûle. Après avoir acquis une grande énergie, ces gaz se détendent dans la turbine qui entraîne le compresseur. Le travail utile sur l'arbre est évidemment la différence entre le travail fourni par la turbine et celui qu'absorbe le compresseur.

### 1.2.3 Classification

Les turbo-moteurs peuvent être classés:

- 1 - D'après le circuit du fluide moteur
  - a - circuit ouvert  $\left\{ \begin{array}{l} \text{simple} \\ \text{à régénération} \end{array} \right.$
  - b - circuit fermé
  - c - circuit semi-fermé
- 2 - D'après la nature du fluide moteur
  - a - turbine à gaz de combustion
  - b - turbine à air pur
  - c - turbine à mélange gaz-vapeur

3 - D'après la fonction de la turbine

- a - turbine de propulsion ou turbo-propulseur
- b - turbine industrielle (générateur électrique, d'air, groupe de suralimentation de moteur diesel, pompes, divers.)
- c - turbo-réacteur

### 1.3 Différents cycles d'évolution -

Par analogie avec les moteurs alternatifs au point de vue du mode de combustion, on distingue :

a - le turbo-moteur à explosions, avec combustion à volume constant. Ce type n'est plus construit, sa construction et son refroidissement posant des problèmes complexes.

b - le turbo-moteur à combustion sous pression constante. Ce type de turbo-moteurs fait l'objet de réalisations industrielles récentes. Il peut être :

- à circuit ouvert (avec ou sans régénération)

L'air admis par le compresseur est rejeté à l'atmosphère par la turbine.

- à circuit fermé

L'air évolue sans participer à la combustion, cependant il est réchauffé par un échangeur dans la chambre de combustion. Après sa détente dans la turbine l'air est refroidi dans un autre échangeur.

### 1.4 Son importance dans l'industrie -

Les turbo-moteurs ont d'abord été à leur début des machines lourdes dont l'architecture s'inspirait de celle des turbines à vapeur. Leur puissance spécifique et leur rendement étaient médiocres. Par contre, elles présentaient des qualités qui devinrent prépondérantes dans certains cas : mise en service rapide, absence de vibrations, peu d'annexes, faibles besoins en eau (nul

*Seulement de l'air ou on utilise d'autres gaz (fluide)*

parfois), facilité de télécommande, très longue endurance, faible coût d'entretien...

Grâce à ces qualités le turbo-moteur a acquis une place de plus en plus importante dans l'industrie pour la production d'énergie.

Parmi ses diverses applications, nous pouvons citer quelques utilisations du turbo-moteur :

- Dans les centrales thermiques où il convient comme groupe de pointe.

- Dans l'industrie sidérurgique pour l'alimentation en gros débits d'air comprimé des hauts fourneaux et convertisseurs.

- Dans la marine.

- Dans la traction ferroviaire.

- Dans la traction sur route où des études sont en cours chez de grands constructeurs d'automobiles.

- Dans l'aéronautique où le turbo-moteur a trouvé son utilisation la plus spectaculaire.

ambly  
%

ETUDE ANALYTIQUE  
 DES CYCLES ET RENDEMENTS  
 THERMODYNAMIQUES

Dans ce chapitre, on se limitera à l'étude des cycles de turbo-moteurs à circuit ouvert avec et sans régénération.

En toute rigueur, on ne peut parler de cycle pour plusieurs raisons :

a - le fluide change de nature au cours de son évolution.

b - après détente dans la turbine, le fluide est évacué dans l'atmosphère.

c - le fluide subit une variation d'énergie cinétique à l'entrée et à la sortie de chacun des appareils constituant le turbo-moteur.

Cependant, la fraction de combustible étant négligeable ( $\frac{1}{60}$  environ) on peut considérer les gaz comme étant de l'air.

En quittant la turbine l'air est à la pression atmosphérique et à une température encore élevée, on imagine qu'il subit une transformation isobare 5-2 qui le ramène à l'entrée du compresseur à la température  $T_2$ .

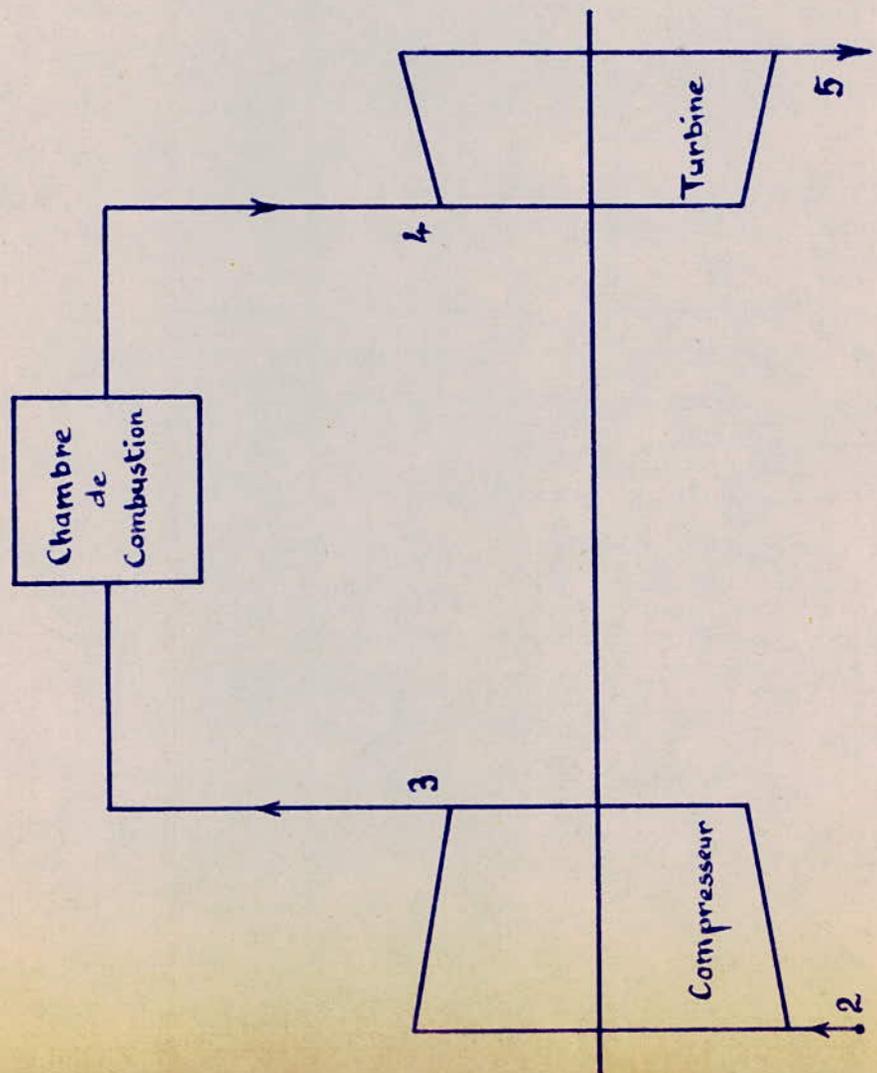
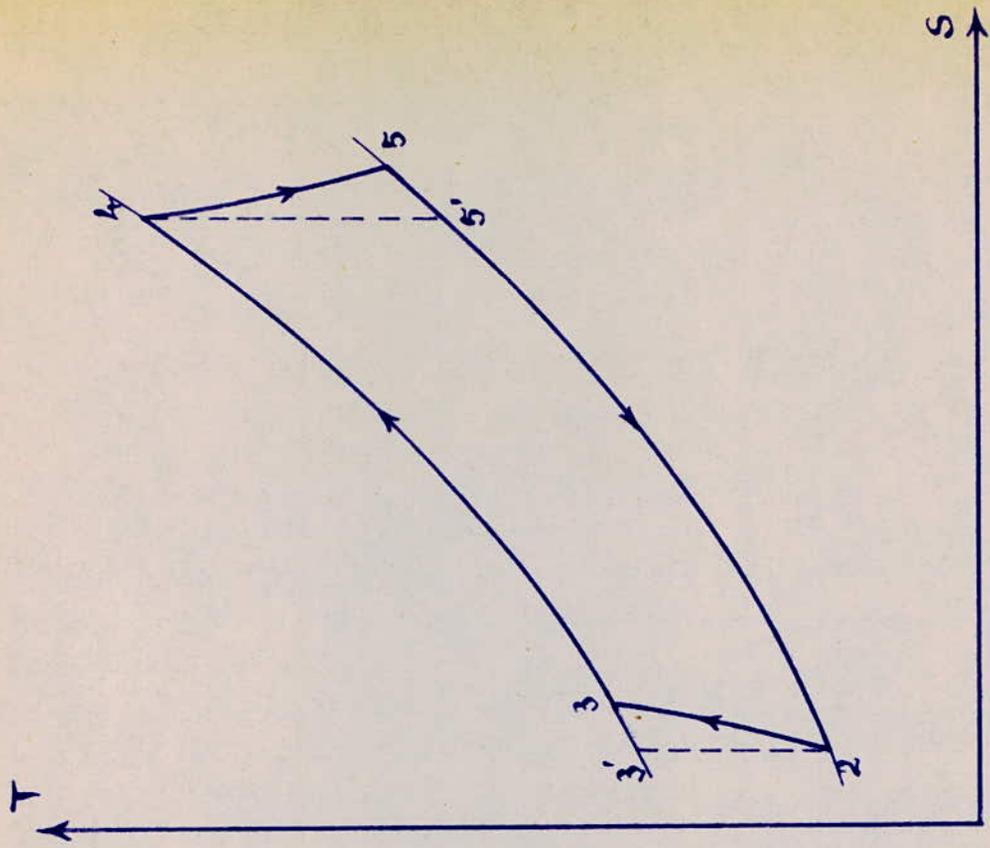
La variation d'énergie cinétique est négligeable, la différence entre les vitesses d'entrée et de sortie des appareils étant très faible.

Sur ces critères, on peut se permettre de considérer cette évolution comme un cycle.

## 2.1 Turbo-moteur simple sans récupération -

### 2.1.1 Cycle théorique

On considère un cycle sans pertes et admet la chaleur spécifique du fluide indépendante de la température ( $c_p$  et  $\gamma$  constants). La figure jointe donne la représentation de cette



TURBO-MOTEUR SIMPLE

évolution sur le diagramme T.S . On y reconnaît:

- la compression isentropique 2-3' dans le compresseur supposé parfait.
- la transformation isobare 3'-4 dans la chambre de combustion.
- la détente isentropique 4-5' dans la turbine supposée parfaite.
- la transformation isobare 5'-2 qui ramène l'air à l'état initial 2.

#### 2.1.1.1 Compression isentropique 2-3'

Les pressions et températures absolues en début et fin de compression sont liées par la relation :

$$\frac{T_{3'}}{T_2} = \left( \frac{P_{3'}}{P_2} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = \beta \quad \text{avec } \delta = 1,40$$

$\beta$  = coefficient d'augmentation de température dans le compresseur pour la transformation idéale.

L'énergie absorbée par la compression rapportée au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_c = c_p ( T_{3'} - T_2 ) = c_p T_2 ( \beta - 1 )$$

#### 2.1.1.2 Combustion isobare adiabatique 3'-4

Connaissant le débit masse d'air  $m_a$  et de combustible  $m_f$ , le bilan énergétique s'écrit :

$$m_a H_{3'} + m_f I_p = ( m_a + m_f ) H_4$$

$H_{3'}$  = enthalpie du fluide à l'entrée de la chambre de combustion

$H_4$  = enthalpie du fluide à la sortie de la chambre de combustion

$I_p$  = pouvoir calorifique inférieur du combustible

Cette expression rapportée au débit d'air unité et en négligeant

$\frac{m'_f}{m_a} = 1,5 \%$  dans le second membre, devient :

$$H_{3'} + \frac{m'_f}{m_a} I_p = H_4$$

$\frac{m'_f}{m_a} = f' =$  rapport de mélange idéal

d'où 
$$T_4 = T_{3'} + f' \frac{I_p}{c_p}$$

$$P_4 = P_3$$

L'apport de chaleur a pour expression :

$$Q_{3'-4} = c_p (T_4 - T_{3'}) = c_p T_2 (\alpha - \beta)$$

$\alpha = \frac{T_4}{T_2} =$  Coefficient global d'augmentation de la température au cours du cycle idéal

### 2.1.1.3 Détente isentropique 4-5'

Les pressions et températures absolues en fin et début de détente sont liées par la relation :

$$\frac{T_{5'}}{T_4} = \left( \frac{P_2}{P_{3'}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1}{\beta}$$

L'énergie de détente dans la turbine est :

$$W_t = c_p (T_4 - T_{5'}) = c_p T_2 \alpha \frac{\beta-1}{\beta}$$

L'énergie utile récupérée sur l'arbre est la différence entre les énergies fournies par la turbine et absorbées par le compresseur.

$$W_u = W_t - W_c = c_p T_2 \frac{\beta-1}{\beta} (\alpha - \beta)$$

### 2.1.2 Cycle réel

*cycle ouvert théorique*

*Energie de détente*

*Dahoumane en exposé affirme qu'il fait une faute*

$$W_t = c_p (T_4 - T_{5'})$$

En réalité plusieurs causes modifient le cycle théorique précédent :

- pertes pendant la compression caractérisées par le rendement du compresseur  $\eta_c$
- pertes de charge en cours de combustion ( $\Delta p_{3-4} = 2 \text{ à } 5 \%$ )
- pertes pendant la détente caractérisées par le rendement de la turbine  $\eta_t$
- pertes mécaniques caractérisées par le rendement  $\eta_m$
- pertes calorifiques par imbrulés pendant la combustion caractérisées par le rendement de combustion  $\eta_b$
- pertes par rayonnement

Les plus importantes sont les pertes en cours de compression et de détente.

#### 2.1.2.1 Compression réelle 2-3

Elle se fait toujours adiabatiquement mais avec frottement d'où l'augmentation de la température en fin de compression par rapport à la compression idéale ( $T_3 > T_{3'}$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{T_{3'} - T_2}{\eta_c}$$

$$p_3 = p_{3'}$$

Energie absorbée par le compresseur :

$$W_c = c_p (T_3 - T_2) = c_p T_2 \left( \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

#### 2.1.2.2 Combustion 3-4

Le bilan énergétique est donné par :

$$m_a H_3 + m_f I_p \eta_b = (m_a + m_f) H_4$$

d'où la température en fin de combustion :

$$T_4 = T_3 + \frac{f I_p \eta_b}{c_p}$$

$$p_4 = 0,95 \text{ à } 0,98 p_3$$

Apport de chaleur :

$$Q_{3-4} = c_p (T_4 - T_3) = c_p T_2 \left( \alpha - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

$\alpha = \frac{T_4}{T_2}$  = Coefficient global d'augmentation de température au cours du cycle

### 2.1.2.3 Détente réelle 4-5

De même que la compression, la détente réelle se fait toujours avec frottements ( $T_5 > T_{5'}$ )

$$T_5 = T_4 + (T_{5'} - T_4) \eta_t$$

La chaleur spécifique ( $c_p$ ) de l'air étant fonction de la température, le coefficient isentropique  $\beta'$  pour la détente est inférieur au  $\beta$  de la compression.

$\beta' = \frac{T_4}{T_{5'}}$  = Coefficient de chute de température au cours de la détente réelle

Energie de détente dans la turbine :

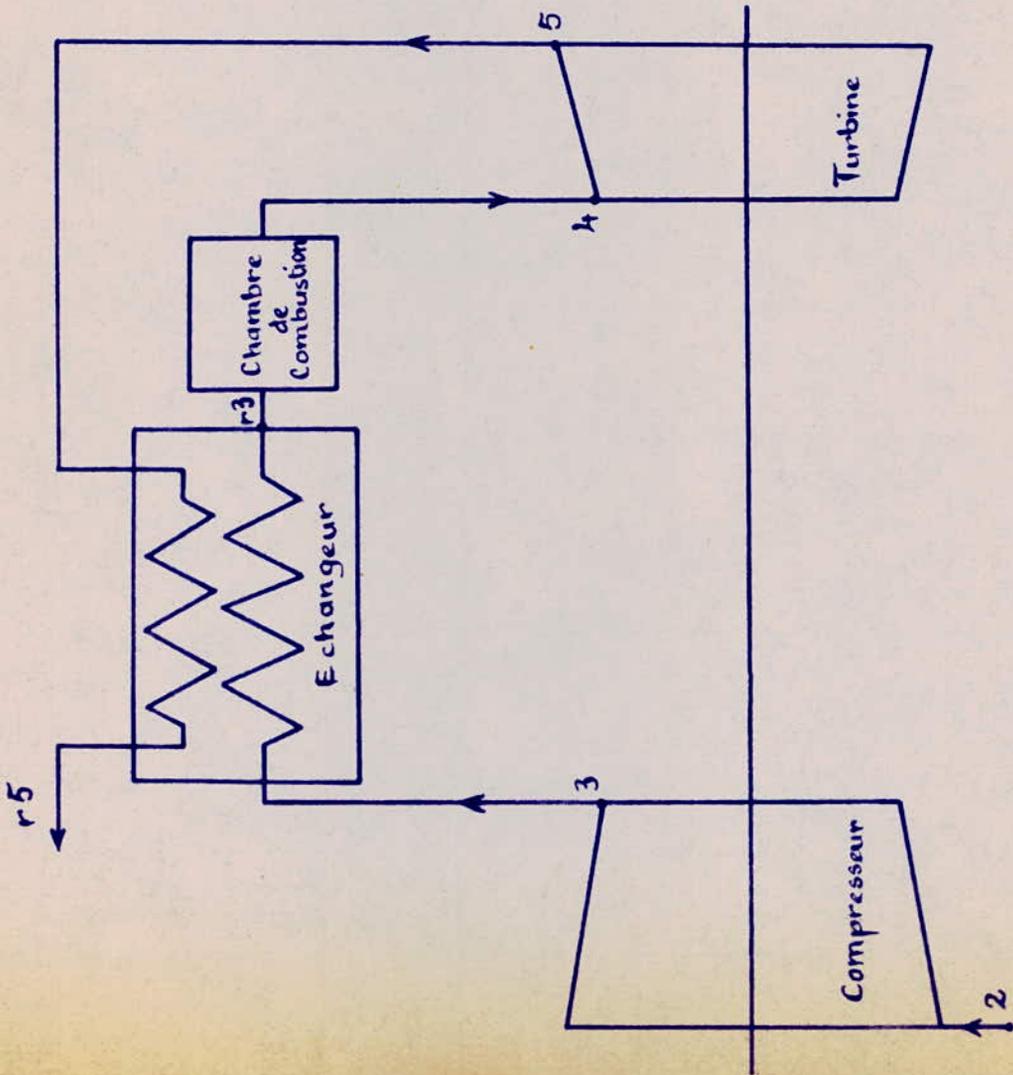
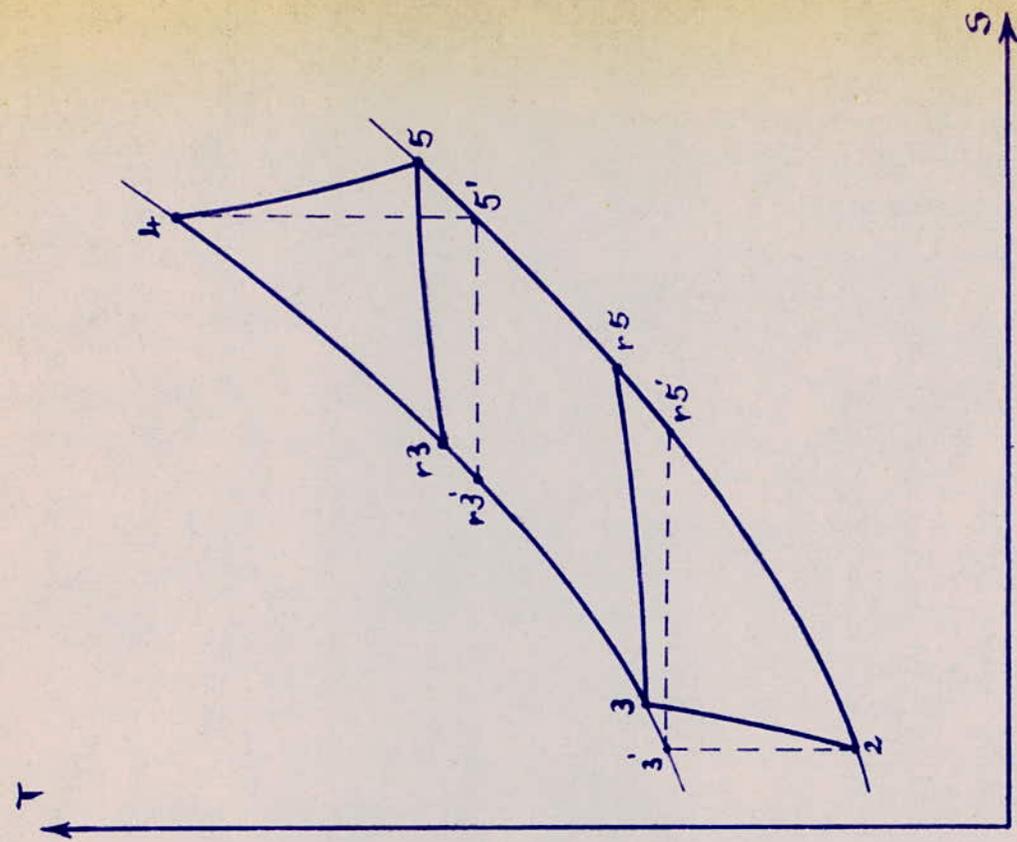
$$W_t = c_p (T_4 - T_5) = c_p \alpha T_2 \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t$$

d'où l'énergie utile récupérée sur l'arbre :

$$W_u = W_t - W_c = c_p T_2 \left( \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

## 2.2 Turbo-moteur avec récupération -

Les gaz de combustion à la sortie de la turbine sont à une température encore élevée. Une partie de la chaleur contenue



TURBO-MOTEUR avec RÉCUPÉRATION

dans ces gaz peut être utilisée à réchauffer l'air qui sort du compresseur; cela suppose donc un échangeur thermique ou récupérateur.

On désignera par  $\sigma$  le rendement de l'échangeur

$$\sigma = \frac{\text{chaleur échangée réellement}}{\text{chaleur échangée par un récupérateur parfait}}$$

### 2.2.1 Cycle théorique

La récupération étant parfaite  $T_{5'} = T_{r3'}$

L'apport de chaleur n'est plus  $Q_{3'-4}$  mais  $Q_{r3'-4}$

$$Q_{r3'-4} = c_p (T_4 - T_{r3'}) = c_p T_2 \alpha \frac{\beta - 1}{\beta}$$

L'énergie utile quand à elle n'est pas modifiée puisque les températures absolues, en début et fin, de compression et de détente restent inchangées par rapport au cycle simple.

$$W_u = c_p T_2 \frac{\beta - 1}{\beta} (\alpha - \beta)$$

### 2.2.2 Cycle réel

L'énergie utile est la même que pour le cycle sans récupération :

$$W_u = c_p T_2 \left( \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \right) \eta_t - \frac{\beta - 1}{\eta_c}$$

Rendement de l'échangeur :

$$\sigma = \frac{T_{r3} - T_3}{T_5 - T_3}$$

L'apport de chaleur n'est plus  $Q_{3-4}$  mais  $Q_{r3-4}$  :

$$Q_{r3-4} = c_p (T_4 - T_{r3})$$

Calcul de  $Q_{r3-4}$  en fonction de  $T_2$  :

$$T_{r3} = T_2 + (T_3 - T_2) + (T_{r3} - T_3)$$

$$= T_2 + T_2 \left( \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right) + \delta (T_5 - T_3)$$

$$T_5 = T_4 + (T_{5'} - T_4) \eta_t = T_4 - T_4 \left( 1 - \frac{T_{5'}}{T_4} \right) \eta_t$$

$$= T_4 - T_4 \left( \frac{\beta' - 1}{\beta'} \right) \eta_t = \alpha T_2 - \alpha T_2 \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t$$

$$T_3 = T_2 + \frac{T_{3'} - T_2}{\eta_c} = T_2 + \frac{T_2}{\eta_c} \left( \frac{T_{3'}}{T_2} - 1 \right)$$

$$= T_2 + T_2 \left( \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

$$T_5 - T_3 = T_2 \left( \alpha - \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t \right) - \left( 1 + \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

En remplaçant dans  $T_{r3}$

$$T_{r3} = T_2 \left[ 1 + \frac{\beta - 1}{\eta_c} + \delta \left( \alpha - \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right) \right]$$

d'où  $Q_{r3-4} = c_p (T_4 - T_{r3})$

$$Q_{r3-4} = c_p T_2 \left[ \alpha - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} - \delta \left( \alpha - \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right) \right]$$

Remarque :

La récupération d'une partie de la chaleur des gaz de combustion n'est possible que si  $T_5 > T_3$ .

or,  $T_5 = \frac{\alpha}{\beta} T_2$  et  $T_3 = \beta T_2$

la condition s'écrit:  $\frac{\alpha}{\beta} > \beta$  ou  $\beta < \sqrt{\alpha}$

## 2.3 Rendements thermodynamique et thermique -

### 2.3.1 Définition

a - Rendement thermodynamique :  $(\eta_{th})$

C'est le rapport de l'énergie théorique disponible à

la quantité d'énergie thermique dépensée au cours du cycle.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energie théorique disponible}}{\text{Energie thermique dépensée}}$$

b - Rendement thermique : ( $\eta_t$ )

C'est le rapport de l'énergie utile à la quantité d'énergie thermique dépensée au cours du cycle d'une machine thermique.

$$\eta_t = \frac{\text{Energie utile}}{\text{Energie thermique dépensée}}$$

### 2.3.2 Calcul

#### 2.3.2.1 Turbo-moteur simple ( sans récupération )

a - Cycle théorique

Des relations précédemment établies on a :

Energie théorique disponible :  $W_u$

$$W_u = c_p T_2 (\alpha - \beta) \frac{\beta - 1}{\beta}$$

Energie thermique dépensée :  $Q_{3'-4}$

$$Q_{3'-4} = c_p T_2 (\alpha - \beta)$$

d'où l'expression du rendement thermodynamique :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{3'-4}} = \frac{\beta - 1}{\beta}$$

De cette dernière relation, on remarque que le rendement du cycle théorique ne dépend que du coefficient d'augmentation de température ( $\beta$ ) dans le compresseur.

b - Cycle réel

Energie utile :  $W_u$

$$W_u = c_p T_2 \left( \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta} \cdot \eta_t - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

Energie thermique dépensée :  $\frac{Q_{3-4}}{\eta_b}$

avec  $Q_{3-4} = c_p T_2 \left( \alpha - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$

d'où l'expression du rendement thermique :

$$\eta_t' = \frac{W_u}{Q_{3-4}} \eta_b = \frac{\beta - 1}{\beta} \eta_b \frac{\alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \frac{\beta}{\beta - 1} \eta_t - \frac{\beta}{\eta_c}}{\alpha - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c}}$$

Notons qu'en faisant  $\eta_b = \eta_t = \eta_c = 1$  et  $\beta = \beta'$  on retrouve le rendement du cycle théorique  $\eta_{th} = \frac{\beta - 1}{\beta}$

### 2.3.2.2 Turbo-moteur avec récupération

#### a - Cycle théorique

Des relations établies dans l'étude du cycle théorique avec récupération, on a :

Energie théorique disponible :  $W_u$

$$W_u = c_p T_2 (\alpha - \beta) \frac{\beta - 1}{\beta}$$

Energie thermique dépensée :  $Q_{r3'-4}$

$$Q_{r3'-4} = c_p T_2 \alpha \frac{\beta - 1}{\beta}$$

d'où l'expression du rendement thermodynamique :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{r3'-4}} = \frac{\alpha - \beta}{\alpha} = 1 - \frac{\beta}{\alpha}$$

Note:-Dans cette relation, il a été considéré une récupération parfaite,  $\sigma = 1$ .

-Pour améliorer le rendement, le rapport  $\frac{\beta}{\alpha}$  devra être le plus petit possible :

$$\beta \ll \alpha \quad \text{d'où} \quad T_3 \ll T_4$$

b - Cycle réel

L'énergie utile est la même que pour le cycle sans récupération soit :

$$W_u = c_p T_2 \left( \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right)$$

L'énergie thermique dépensée est égale à :  $\frac{Q_{r3-4}}{\eta_b}$

avec 
$$Q_{r3-4} = c_p T_2 \left( \alpha - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} - \sigma \left( \alpha - \alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - 1 - \frac{\beta - 1}{\eta_c} \right) \right)$$

d'où l'expression du rendement thermique :

$$\eta_t' = \frac{W_u}{Q_{r3-4}} \quad \eta_b = \eta_b \frac{\alpha \frac{\beta' - 1}{\beta'} \eta_t - \frac{\beta - 1}{\eta_c}}{(\sigma - 1) \left( \frac{\beta - 1}{\eta_c} - \alpha + 1 \right) + \alpha \sigma \eta_t \frac{\beta' - 1}{\beta'}}$$

Remarques :

- Si on pose  $\sigma = 0$ , on retrouve le rendement du cycle réel sans récupération.

- En faisant  $\eta_t = \eta_c = \eta_b = \sigma = 1$  et  $\beta = \beta'$  on retrouve le rendement du cycle théorique avec récupération.

- Si dans cette dernière remarque, on fait  $\sigma = 0$ , on retrouve le rendement du cycle théorique simple.

2.3.3 Consommation spécifique ( $C_s$ )

C'est la quantité de combustible, de pouvoir calorifique  $I_p$ , dépensée pour obtenir sur l'arbre de la machine motrice un kilo-Watt heure.

$$C_s = \frac{3600}{\eta_t' I_p 4,18} \quad \text{kg/kWh}$$

2.3.4 Calcul sur IBM 1130

Comme on l'a vu précédemment le rendement thermique est

fonction de plusieurs paramètres dont les plus importants sont :

- le taux de compression  $r$
- la température en fin de combustion  $T_4$
- le taux de récupération

On se propose d'étudier ces variations par programmation sur ordinateur IBM 1130 , ce qui permettra un calcul rapide tout en donnant une bonne approximation.

#### 2.3.4.1 Organigramme

Voir feuille jointe.

#### 2.3.4.2 Programme général (Fortran IV)

```

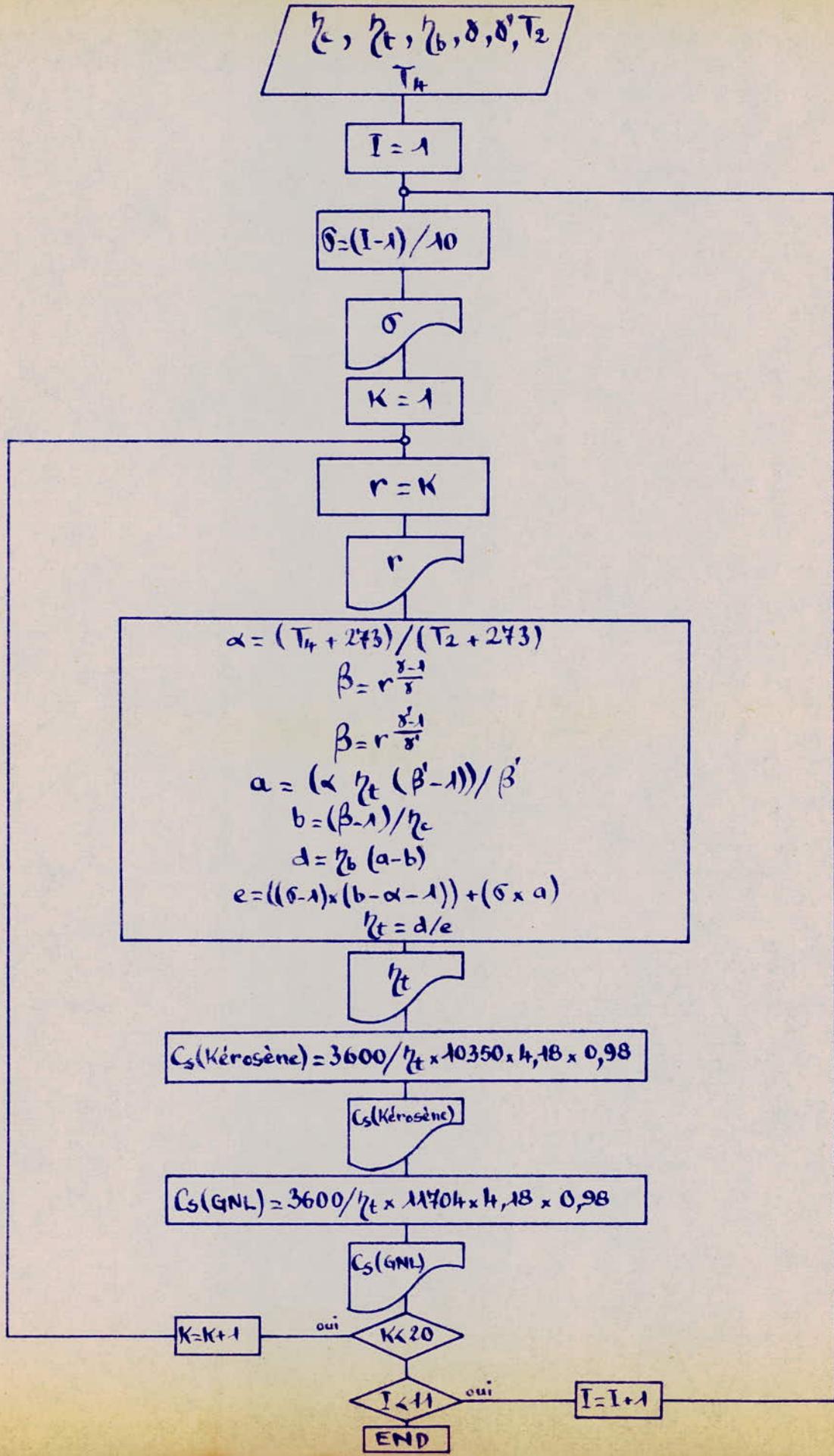
// JOB
// FOR
+IOCS(CARD,1132 PRINTER)
+ONE WORD INTEGERS
+LIST ALL
INTEGER R
READ (2,1) ETAC,ETAT,ETAB,GAM,GAMM,T2
1  FORMAT (5X,6(F5.2,2X))
   READ (2,2) IT4
2  FORMAT (5X,I4)
   DO 7 I=1,11
   SIGMA=(I-1)/10.
   WRITE(3,4)IT4,SIGMA
4  FORMAT ((56X,4HIT4=,I4)/(5X,6HSIGMA=,F4.2))
   DO 7 K=1,20
   R=K
   ALPHA=(IT4+273)/(T2+273)
   BETA=R+((GAM-1)/GAM)
   BETAP=R+((GAMM-1)/GAMM)
   A=(ALPHA+ETAT+(BETAP-1))/BETAP
   B=(BETA-1)/ETAC

```

Fortran

```
D=ETAB+(A-B)
E=((SIGMA-1)+(B-ALPHA+1))+(SIGMA+A)
ETATH=D/E
CSKER=3600/(ETATH+10350+4.18+0.98)
CSCNL=3600/(ETATH+11704+4.18+0.98)
WRITE(3,6)R,ETATH,CSKER,CSCNL
6  FORMAT(17X,2HR=,I2,15X,6HETATH=,F5.3,15X,6HCSKER=,
      F8.5,15X,6HCSCNL=,F8.5)
7  CONTINUE
   CALL EXIT
   END
```

# ORGANIGRAMME $\eta_t, C_s$



## ANALYSE DES VARIATIONS

### DU RENDEMENT THERMIQUE

A partir des résultats obtenus sur ordinateur, on se propose d'établir les courbes de variation du rendement thermique ( $\eta_{th}$ ) en fonction du taux de compression ( $r$ ) avec comme paramètres, le taux de récupération ( $\sigma$ ) et la température en fin de combustion ( $T_4$ ).

Afin de permettre une bonne interprétation, il a été choisi :

- pour le taux de récupération ( $\sigma$ )
  - $\sigma = 0$  ce qui nous ramène au cas d'une turbine simple sans récupération.
  - $\sigma = 0,5$  et  $0,8$  limites entre lesquelles se situent les efficacités des échangeurs les plus utilisés.
  - $\sigma = 1$  cas d'un récupérateur parfait (cas idéal).
- pour la température en fin de combustion ( $T_4$ )
  - $T_4 = 800^\circ\text{C}$  valeur souvent rencontrée dans les Turbo-moteurs industriels.
  - $T_4 = 1000^\circ\text{C}$  valeur valable sur certains Turbo-moteurs nécessitant un taux de dilution relativement important pour le refroidissement.
  - $T_4 = 1500^\circ\text{C}$  emploi de métaux réfractaires et refroidissement au sodium.

#### 3.1 Exploitation des résultats obtenus sur IBM 1130

- Dans le cas du cycle sans récupération ( $\sigma = 0$ ) on constate que la valeur maximale du rendement avec l'accroissement du coefficient global d'augmentation de température ( $\alpha = \frac{T_4}{T_2}$ ) (soit

l'augmentation de la température,  $T_4$ , en fin de combustion ) tend vers les valeurs élevées du rapport de compression (  $r$  ).

- Par suite de la récupération, avec un coefficient global d'augmentation de température constant, le maximum du rendement tend vers les valeurs les plus faibles du taux de compression et cela d'autant plus nettement que le taux de récupération ( $\sigma$ ) est plus élevé.

- Dans le cas du cycle avec récupération, pour un taux de récupération constant ( $\sigma = \text{cte}$ ), on constate que la valeur maximale du rendement tend vers les valeurs élevées du rapport de compression d'autant plus que la température  $T_4$  en fin de combustion augmente.

- Pour un coefficient global d'augmentation de température ( $\alpha = \frac{T_4}{T_2}$ ) constant, les courbes relatives aux différents taux de récupération ( $\sigma$ ) se coupent en un même point M correspondant à un taux de compression  $r_M$ .

- Pour des taux de compression supérieurs à  $r_M$ , l'échangeur est inutile car le rendement devient inférieur à celui du cycle simple.

On se propose dans le calcul qui suit de déterminer  $r_M$ . Pour ce écrivons que le rendement du cycle simple ( $\sigma=0$ ) est égal à celui du cycle à récupération idéale ( $\sigma=1$ ).

$$\eta_b \frac{\beta-1}{\beta} \frac{\alpha \frac{\beta'-1}{\beta'} \frac{\beta}{\beta-1} \eta_t - \frac{\beta}{\eta_c}}{\alpha - 1 - \frac{\beta-1}{\eta_c}} = \eta_b \frac{\alpha \frac{\beta'-1}{\beta'} \eta_t - \frac{\beta-1}{\eta_c}}{(\sigma-1) \left( \frac{\beta-1}{\eta_c} - \alpha + 1 \right) + \frac{\beta'-1}{\beta} \sigma \alpha \eta_t}$$

comme  $\sigma = 1$ , on a :

$$\alpha - 1 - \frac{\beta-1}{\eta_c} = \alpha \eta_t \frac{\beta'-1}{\beta'}$$

afin de simplifier les calculs prenons  $\beta = \beta'$  soit  $\delta = \delta'$  d'où :

$$\frac{\beta-1}{\beta} \left( \frac{\beta}{\eta_c} + \alpha \eta_t \right) = \alpha - 1 \quad \text{avec } \beta = (r_M)^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

après transformation, on aboutit à :

$$\beta^2 + \beta [\eta_c (1 - \alpha + \alpha \eta_t) - 1] - \alpha \eta_t \eta_c = 0$$

équation du second degré qui permet de calculer  $\beta_M$  et finalement :

$$r_M = \beta \frac{\delta}{M}$$

### 3.1.2 Comparaison avec le rendement de Carnot

Il est nécessaire de rappeler le deuxième théorème de Carnot : Le rendement commun de tous les cycles moteurs réversibles susceptibles d'être décrits entre deux sources aux températures  $T$  et  $T'$  est :

$$\eta = 1 - \frac{T'}{T} = \frac{T - T'}{T}$$

*à égalité des conditions*

Comparons nos résultats au rendement d'un cycle académique de Carnot évoluant entre les températures  $T_2$  et  $T_4$

$$\eta = \frac{T_4 - T_2}{T_4}$$

De l'étude théorique précédemment faite, on remarque que dans le cas de la récupération parfaite ( $\sigma = 1$ ), le rendement thermique ( $\eta_{t,1}$ ) se rapproche du rendement de Carnot ( $\eta$ ).

Les valeurs obtenues avec  $r = 2$  et  $\sigma = 1$  sont :

-pour  $T_4 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\eta_{t,1} = 0,495$$

$$\eta = 0,722$$

-pour  $T_4 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\eta_{t,1} = 0,568$$

$$\eta = 0,765$$

-pour  $T_4 = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\eta_{t,1} = 0,679$$

$$\eta = 0,831$$

### 3.2 Conclusion -

Ainsi l'accroissement du coefficient global d'augmentation de température ( $\alpha$ ) dans le cas de la récupération améliore l'utilisation de la chaleur du fait qu'elle augmente le rendement thermique.

La récupération de l'énergie calorifique permet dans un intervalle de température donné de réduire le rapport des pressions et de rapprocher le rendement thermique réel du rendement de Carnot.

On parle ainsi de rendement apparent des turbo-moteurs dont le plafond, de l'ordre de 0,7 serait atteint si la température des gaz rejetés serait égale à celle de l'air aspiré.

## ORIENTATION A SUIVRE

De nos jours le turbo-moteur a acquis une place importante dans l'industrie notamment dans la production d'énergie électrique. Son domaine d'utilisation sera plus vaste à l'avenir si toutefois, il devient compétitif avec les autres machines productrices d'énergie.

### 4.1 Choix du type du turbo-moteur -

Le principe de l'utilisation d'un turbo-moteur étant admis pour une installation donnée, Le choix du type à adopter, en particulier la présence ou non d'un récupérateur devient un problème purement économique. On propose de résoudre ce problème par la méthode suivante :

Les frais d'exploitation R englobent les frais E proportionnels à la puissance produite et les charges fixes horaires F.

Dans la première catégorie entrent :

- les dépenses de combustible

$$\frac{860 P}{\eta_{\alpha}} \quad (\text{D.A./kWh}) \quad \begin{array}{l} P = \text{prix du kcal de combustible} \\ \eta_{\alpha} = \text{rendement à la charge } \alpha \end{array}$$

- les dépenses de lubrifiant

$$\frac{q}{\alpha N_e} \quad (\text{D.A./kWh}) \quad \begin{array}{l} q = \text{pris de la charge d'huile utilisée} \\ \quad \quad \quad \text{en une heure} \\ N_e = \text{puissance maximale} \\ \alpha N_e = \text{puissance produite} \end{array}$$

- les dépenses d'entretien

$$\frac{b}{\alpha} \quad b \text{ en D.A par kWh}$$

$$\text{d'où } E = \frac{1}{\alpha N_e} ( b N_e + q ) + \frac{860 P}{\eta_{\alpha}} \quad \text{D.A./kWh}$$

La seconde catégorie est constituée par :

- les dépenses annuelles d'amortissement et de renouvellement

$$\frac{A}{x} \quad (\text{D.A./kWh}) \quad A = \text{prix de l'installation}$$

$x = \text{nombre d'années pour amortir l'installation.}$

- les dépenses annuelles du personnel

$$\text{d'où} \quad F = \frac{B + \frac{A}{x}}{\alpha N_e} \quad (\text{D.A./kWhan})$$

Le prix de revient du kilowatt-heure est donc :

$$R = E + \frac{F}{h} \quad h = \text{nombre d'heures d'utilisation dans l'année}$$

A charge constante, la valeur de R ne dépend que de h,  $\alpha$  et  $\eta_{\alpha}$  étant invariables. En portant sur un graphique E en ordonnée et F en abscisse, on peut déterminer le prix du kWh pour un nombre d'heures d'utilisation h .

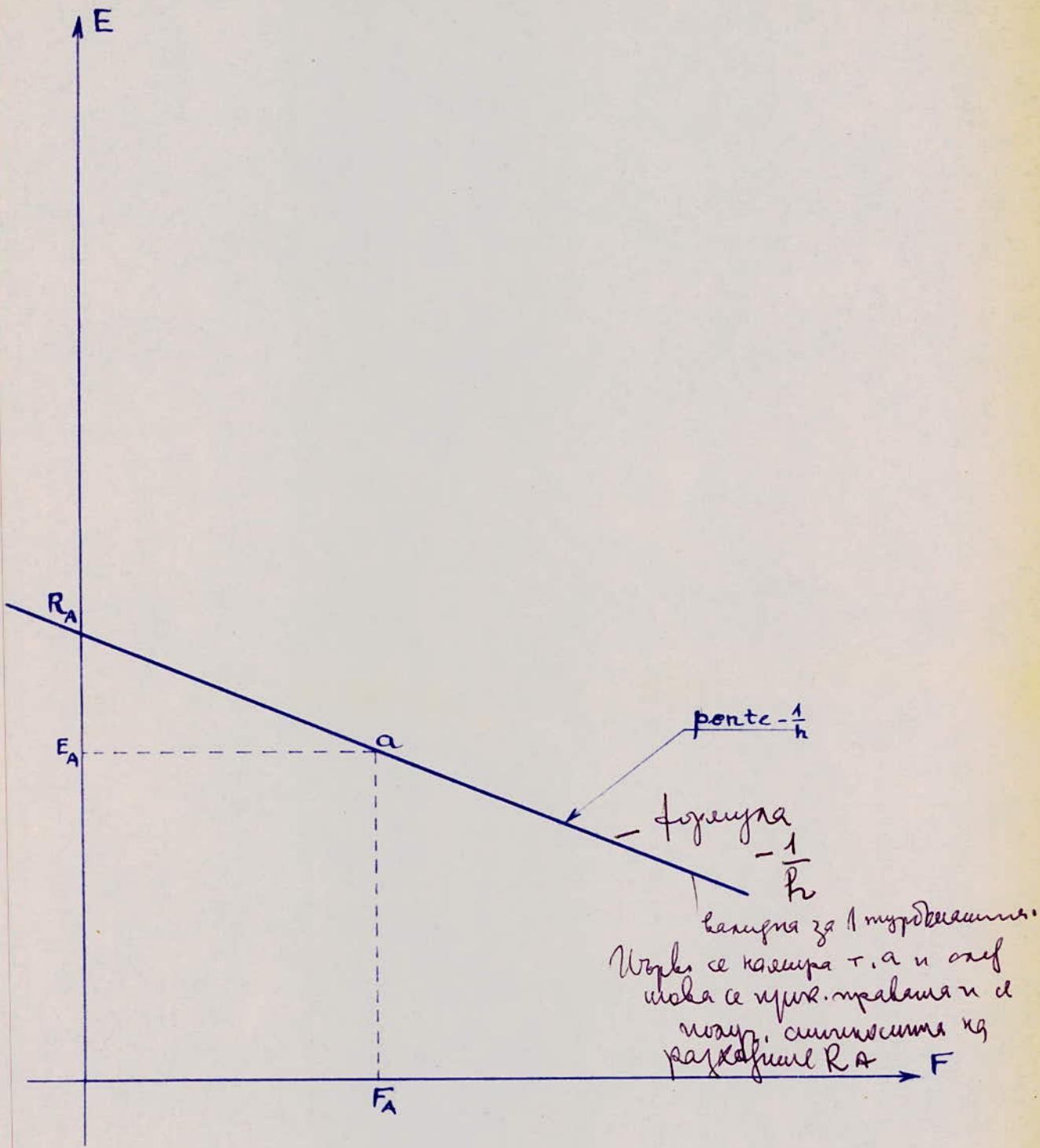
Pour un turbo-moteur A donné, il suffit de porter sur le graphique le point a correspondant aux frais  $E_A$  et  $F_A$  et de tracer la droite de pente  $-\frac{1}{h}$  passant par ce point. Le prix  $R_A$  de revient du kWh sera représenté par l'ordonnée à l'origine de la droite de pente  $-\frac{1}{h}$  .

La méthode que nous venons d'esquisser, bien qu'elle ne permette pas de résoudre tous les problèmes, facilite souvent le choix du type du turbo-moteur le plus avantageux.

#### 4.2 Orientation à suivre

De l'étude précédemment faite on constate que la récupération de l'énergie calorifique et l'accroissement de la température ( $T_4$ ) en fin de combustion sont les facteurs les plus importants de l'augmentation du rendement thermique. L'amélioration de ces facteurs dépend de plusieurs éléments dont les plus importants sont :

- le récupérateur
- le combustible



Prix de revient du kwh  
 TURBO-MOTEUR

#### 4.2.1 Récupérateur

Généralement l'efficacité d'un récupérateur se situe entre 0,5 et 0,8. Son amélioration entraîne l'accroissement des dimensions de l'échangeur.

Les échangeurs de turbo-moteur peuvent prendre des formes variées, échangeurs tubulaires classiques ou échangeurs mobiles.

##### a - échangeurs tubulaires :

Ce sont les plus utilisés. Ils se distinguent les uns des autres par la circulation du fluide chaud ( gaz ) et du fluide à réchauffer ( air ) dans les tubes. Ils sont prévus pour les grandes installations industrielles.

##### b - échangeurs tournants :

Particulièrement compacts, ils sont prévus pour des installations mobiles. Ils sont principalement constitués d'un corps muni de collecteurs d'admission d'air et de gaz et d'un rotor en forme de disque comportant un garnissage en ruban métallique gaufré. Les gaz chauds en passant à travers la garniture la réchauffent. En tournant celle-ci cède la chaleur emmagasinée à l'air passant à travers le deuxième collecteur monté sur le refoulement du compresseur.

#### 4.2.2 Combustible

En général, dans les turbo-moteurs on utilise des combustibles liquides ( fuels, gaz-oil et parfois pétrole brut ) dont la combustion ne soulève pas de grosses difficultés au niveau de la chambre et qui se prêtent facilement à la régulation automatique.

Un grand nombre de turbo-moteurs est alimenté en combustibles gazeux ( gaz naturel, gaz industriel , gaz de gazogène ).

Le combustible solide par contre est rarement utilisé.

#### 4.2.3 Conclusion

On a vu que l'amélioration de l'efficacité d'un échan-

geur entraîne l'accroissement de ses dimensions. Des récupérateurs dont l'efficacité atteint jusqu'à 0,8 ne sont économiquement justifiés que pour des combustibles coûteux et des durées de service élevées.

Jusqu'à présent les combustibles liquides ont été les plus utilisés, mais il est un combustible qui semble avoir été réservé à la turbine à gaz et dont l'abondance s'affirme d'année en année dans plusieurs régions du globe. C'est le gaz naturel. Le plus souvent exempt d'impuretés, il donne une combustion régulière sans dépôts ni fumées.

Substitut économique idéal du kérosène des turbines aéronautiques, le gaz naturel est l'un des facteurs essentiels de l'introduction massive des turbo-moteurs dans la production d'énergie électrique. C'est enfin un combustible abondant et bon marché à la production, mais dont le transport est parfois coûteux.

L'introduction de la récupération de l'énergie calorifique et l'augmentation de la température en fin de combustion, poseront des problèmes de résistance des organes du turbo-moteur. Il est possible de dépasser la température que peuvent normalement supporter les matériaux de construction, en refroidissant les régions les plus chaudes. Parmi les modes de réfrigération on peut citer :

- refroidissement par air
- refroidissement par eau

Enfin un procédé de refroidissement au gaz naturel liquide (G.N.L) pourrait faire l'objet d'une importante étude. Le principe consisterait à interposer sur le trajet de l'air de refroidissement des aubes de la turbine ( venant directement du compresseur ) un récupérateur dans lequel évoluerait le gaz naturel de l'état liquide à l'état gazeux du fait de l'échange de chaleur. En traversant le récupérateur, la température des gaz chuterait; ce qui permettra un refroidissement important et une plus grande résistance des aubes.

## ANNEXE

L'appareillage existant ainsi que celui prévu, dans le cadre de l'expansion du laboratoire d'Energétique, nécessite en grande partie une alimentation en eau pour son fonctionnement ou refroidissement.

### 5.1 Circuits hydrauliques

#### 5.1.1 Alimentation en eau des bancs d'essais

5.1.1.1 but : Il s'agit

- d'alimenter en eau les appareils existants :
  - banc de combustion
  - turbine à gaz
- prévoir l'alimentation en eau des appareils prévus :
  - moteur fusée
  - réacteur homogène

5.1.1.2 principe :

Circuit bouclé comprenant une pompe pour l'aspiration d'eau dans la réserve du Laboratoire d'Hydraulique, alimentation des bancs d'essais, et refoulement.

5.1.1.3 calcul :

Dans les calculs de perte de charge linéaire qui suivront, nous utiliserons la formule de Flamant, retenue par le Code de Plomberie pour les tuyauteries sans distinction de leur matériau constitutif, pratiquement la seule utilisée pour les tuyauteries des installations particulières ( petits et moyens diamètres ).

Données :

Débit : 2 000 l/h      soit  $0,555 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Pression effective  $> 1 \text{ bar}$

Pour l'alimentation du moteur fusée, on prévoira une pompe centrifuge donnant une pression absolue de 5 bars.

Installation économique :Calculs relatifs à l'aspirationDiamètre des conduites d'aspiration

En aspiration les vitesses admises sont comprises entre 0,5 et 1 m/s .

$$S_{\max} = \frac{Q}{v_{\min}} = \frac{0,555}{0,5} 10^{-3} = 1,11 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{soit } D_{\max} = 37,6 \text{ mm}$$

$$S_{\min} = \frac{Q}{v_{\max}} = \frac{0,555}{1} 10^{-3} = 0,555 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{soit } D_{\min} = 26,6 \text{ mm}$$

Nous prendrons une tuyauterie n° 1  $D_{\text{int}} = 27,9 \text{ mm}$

Vitesse à l'aspiration

$$v_a = \frac{Q}{S} = \frac{0,555 10^{-3}}{\frac{3,14 (27,9 10^{-3})^2}{4}} = 0,91 \text{ m/s}$$

Calcul des pertes de charge

Dans les conduites longueur : 4 m

Appliquons la formule de Flamant  $J = 0,00092 \sqrt[4]{\frac{v^7}{D^5}}$

$$J_a = 0,00092 \sqrt[4]{\frac{(0,91)^7}{(27,9 10^{-3})^5}} = 6,85 10^{-2} \text{ m d'eau/m de conduite}$$

$$J_{\text{at}} = 6,85 10^{-2} \times 4 = 27,4 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Au niveau des coudes nombre : 3

$$\Delta h = \frac{1}{2} \zeta \frac{v_a^2}{g} \quad \zeta = 1 \text{ coefficient de perte de charge pour un coude à } 90^\circ$$

$$\Delta h_a = \frac{1}{2} \frac{(0,91)^2}{9,8} = 0,0423 \text{ m d'eau/coude}$$

$$\Delta h_{\text{at}} = 0,0423 \times 3 = 0,1269 \text{ m d'eau}$$

Au niveau de la crépine et du filtre

Non déterminés.

Perte de charge totale dans l'aspiration

$$J_t = J_{at} + \Delta h_{at} = 0,274 + 0,127 = 0,401 \text{ m d'eau}$$

Calculs relatifs au refoulement.

Diamètre des conduites de refoulement

En refoulement les vitesses admises sont de l'ordre de 1 à 3 m/s.

$$S_{\max} = \frac{Q}{v_{\min}} = \frac{0,555}{1} 10^{-3} = 0,555 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{soit } D_{\max} = 37,6 \text{ mm}$$

$$S_{\min} = \frac{Q}{v_{\max}} = \frac{0,555}{3} 10^{-3} = 0,185 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{soit } D_{\min} = 15,4 \text{ mm}$$

Nous prendrons une tuyauterie n° 3/4  $D_{\text{int}} = 22,2 \text{ mm}$

Vitesse au refoulement

$$v_r = \frac{Q}{S} = \frac{0,555 10^{-3}}{3,14 \frac{(22,2 10^{-3})^2}{4}} = 1,43 \text{ m/s}$$

*max*

Calcul des pertes de charge

Dans les conduites longueur : 36 m

$$J_r = 0,00092 \cdot 4 \frac{(1,43)^7}{(22,2 10^{-3})^5} = 20,1 10^{-2} \text{ m d'eau/m de conduite}$$

$$J_{rt} = 20,1 10^{-2} \times 36 = 7,56 \text{ m d'eau}$$

Au niveau des coudes nombre : 9

$$\Delta h_r = \frac{1}{2} \frac{(1,43)^2}{9,8} = 0,104 \text{ m d'eau/coude}$$

$$\Delta h_{rt} = 0,104 \times 9 = 0,936 \text{ m d'eau}$$

Au niveau de la vanne  $\xi = 1$

$$\Delta h_v = \frac{1}{2} \frac{(1,43)^2}{9,8} = 0,104 \text{ m d'eau}$$

Perte de charge totale dans le refoulement

$$J_{t2} = J_{rt} + \Delta h_r + \Delta h_v = 7,56 + 0,936 + 0,104 = 8,6 \text{ m d'eau}$$

Perte de charge totale dans l'installation

$$J = J_{t1} + J_{t2} = 0,401 + 8,6 = 9 \text{ m d'eau}$$

Hauteur manométrique totale de la pompe

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + J$$

$$H_{mt} = \frac{(2 - 1) 10^5}{9,8 \cdot 10^3} + \frac{1}{2 \cdot 9,8} (1,43)^2 + 3 + 9 = 22,3 \text{ m d'eau}$$

Puissance du moteur nécessaire

$$P_{th} = q_m g H_{mt}$$

$$= 0,555 \cdot 9,8 \cdot 22,3 = 121 \text{ W}$$

$$P_{eff} = \frac{P_{th}}{\eta} = \frac{121}{0,55} = 220 \text{ W} \quad \text{soit } 0,3 \text{ CV}$$

Pompe proposée

Pompe centrifuge verticale

Guinard D.M 30

$H_{mt} = 25 \text{ m}$  pour un débit de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$

moteur de 0,37 kW

En prévision de l'expansion du laboratoire d'Energétique, nous proposons une installation qui répondra aux besoins plus importants en eau.

Installation proposée :

Débit :  $2 \text{ 000 l/h}$  soit  $0,555 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Pression affective  $> 1 \text{ bar}$

Diamètre de la tuyauterie : 40-49

Longueur de la tuyauterie à l'entrée de la turbine : 41 m

Nombre de coudes avant la turbine : 10

Pertes de charge singulières dûes à :

- crépine
- filtre
- vanne
- étranglement entrée pompe
- élargissement sortie pompe

Vitesse du fluide

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,555 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 (4 \cdot 10^{-2})^2}{4}} = 0,442 \text{ m/s}$$

Pertes de charge dans la conduite

Appliquons la formule de Flamant  $J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{v^7}{D^5}}$

$$J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{(0,442)^7}{(4 \cdot 10^{-2})^5}} = 12,35 \cdot 10^{-3} \text{ m d'eau/m de conduite}$$

$$J_t = 12,35 \cdot 10^{-3} \times 41 = 50,5 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Pertes de charge singulières

$$\Delta h = \frac{1}{2} \zeta \frac{v^2}{g}$$

$$= \frac{1}{2} \zeta \frac{(0,442)^2}{9,8} = 10^{-2} \zeta \text{ m d'eau}$$

A hauteur des coudes  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 10 \cdot 10^{-2} = 10^{-1} \text{ m d'eau}$

A hauteur de la vanne  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 1 \cdot 10^{-2} = 10^{-2} \text{ m d'eau}$

non déterminées pertes de charge à hauteur de la crépine, filtre et changement de section

Perte de charge totale

$$J_t = 50,5 \cdot 10^{-2} + 10^{-1} + 10^{-2} = 61,5 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Hauteur manométrique totale de la pompe

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + J_t$$

$$H_{mt} = \frac{(2-1) 10^5}{10^3 \cdot 9,8} + \frac{1}{2 \cdot 9,8} (0,442)^2 + [1 - (-2,70)] + 61,5 \cdot 10^{-2}$$

$$= 14,525 \text{ m d'eau}$$

Puissance du moteur nécessaire

$$P_{eff} = \frac{q_m \cdot g \cdot H_{mt}}{\eta}$$

$$= \frac{0,555 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8 \cdot 14,525}{0,55} = 0,144 \text{ kW ou } 0,2 \text{ CV}$$

Pompe proposée

Pompe centrifuge verticale

Guinard D.M 20

$H_{mt} = 17 \text{ m}$  pour un débit de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$

Installation annexe pour l'alimentation du banc fusée

L'alimentation du banc fusée devant se faire sous une pression de 5 bars absolus, nous prévoyons une deuxième pompe montée en série dans le circuit précédent.

Débit :  $2000 \text{ l/h}$  soit  $0,555 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Pression absolue : 5 bars

Longueur de la conduite : 48,30 m

Nombre de coudes : 9

Pertes de charge singulières :

- crépine
- filtre
- vanne
- étranglement entrée pompe
- élargissement sortie pompe

$H_{mt}$  première pompe 17 m pour un débit de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$

Vitesse du fluide

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,555 \cdot 10^{-3}}{\frac{(\varnothing 0 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3,14}{4}} = 0,442 \text{ m/s}$$

Pertes de charge dans la conduite

Appliquons la formule de Flamant :  $J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{v^7}{D^5}}$

$$J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{(0,442)^7}{(4 \cdot 10^{-2})^5}} = 12,35 \cdot 10^{-3} \text{ m d'eau/m de conduite}$$

$$J_t = 12,35 \cdot 10^{-3} \times 48,3 = 59,7 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Pertes de charge singulières

$$\Delta h = \frac{1}{2} \zeta \frac{v^2}{g}$$

$$\Delta h = \frac{1}{2} \zeta \frac{(0,442)^2}{9,8} = 10^{-2} \zeta \text{ m d'eau}$$

A hauteur des coudes  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 9 \cdot 10^{-2} = 9 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$

A hauteur de la vanne  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 1 \cdot 10^{-2} = 10^{-2} \text{ m d'eau}$

Non déterminés pertes de charge à hauteur de la crépine, filtre et changement de section.

Perte de charge totale

$$J_t = 59,7 \cdot 10^{-2} + 9 \cdot 10^{-2} + 10^{-2} = 69,7 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Pression à l'entrée de la deuxième pompe

$$p_2 = \rho g \left[ H_{mt} - \left( -\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + J_t \right) \right]$$

$$p_2 = 10^3 \cdot 9,8 \cdot 17 - \left( -\frac{10^5}{10^3 \cdot 9,8} + \frac{(0,442)^2}{2 \cdot 9,8} + 1 - (-2,70) + 69,7 \cdot 10^{-2} \right)$$

$$= 2,32 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Hauteur manométrique totale de la deuxième pompe

En négligeant les pertes de charge par changement de section et dans la conduite qui relie la 2<sup>ème</sup> pompe au banc.

$$H_{mt} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + (Z_2 - Z_1)$$

$$H_{mt} = \frac{(5 - 2,32)}{10^3 \cdot 9,8} \cdot 10^5 + \frac{(0,442)^2}{2 \cdot 9,8} + 1 = 28,41 \text{ m d'eau}$$

Puissance du moteur nécessaire

$$P_{\text{eff}} = \frac{q_m \rho H_{\text{mt}}}{\eta}$$

$$P_{\text{eff}} = \frac{0,555 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8 \cdot 28,41}{0,55} = 280 \cdot 10^{-3} \text{ kW}$$

soit 0,38 CV

Pompe proposée

Pompe centrifuge verticale

Guinard D.M 40

$H_{\text{mt}} = 33 \text{ m}$  pour un débit de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$

Puissance du moteur : 0,37 kW

5.1.2 Alimentation en eau de la Centrale de gaz5.1.2.1 but :

Il s'agit d'alimenter en eau la centrale de liquéfaction.

5.1.2.2 principe :

Circuit bouclé comprenant une pompe pour l'aspiration de l'eau dans la réserve du laboratoire d'Hydraulique, passage dans l'adoucisseur et les liquéfacteurs puis refoulement dans le réservoir.

5.1.2.3 calcul :

Données :

Débit :  $1 \text{ 500 l/h}$  soit  $0,417 \text{ m}^3/\text{s}$

Pression absolue : 2 bars

Diamètre de la conduite : 40-49

Longueur de la conduite : 36 m

Nombre de coudes : 13

Pertes de charge singulières dues à :

- crépine
- filtre

- vanne
- étranglement entrée pompe
- élargissement sortie pompe

Vitesse du fluide

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,417 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14}{4} (40 \cdot 10^{-2})^2} = 0,332 \text{ m/s}$$

Perte de charge dans la conduite (F<sup>1e</sup> de Flamant)

$$J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{v^7}{D^5}}$$

$$J = 92 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{(0,332)^7}{(4 \cdot 10^{-2})^5}} = 7,46 \cdot 10^{-3} \text{ m d'eau/m de conduite}$$

$$J_t = 7,46 \cdot 10^{-3} \times 36 = 26,85 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Pertes de charge singulières

$$\Delta h = \frac{1}{2} \frac{v^2}{g} \zeta$$

$$\Delta h = \frac{1}{2} \frac{(0,332)^2}{9,8} \zeta = 0,561 \cdot 10^{-2} \zeta \text{ m d'eau}$$

A hauteur des coudes  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 0,561 \cdot 10^{-2} = 0,561 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$

A hauteur de la vanne  $\zeta = 1$   $\Delta h = 1 \cdot 0,561 \cdot 10^{-2} = 0,561 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$

Non déterminées pertes de charge à hauteur de la crépine, filtre et changement de section.

Perte de charge totale

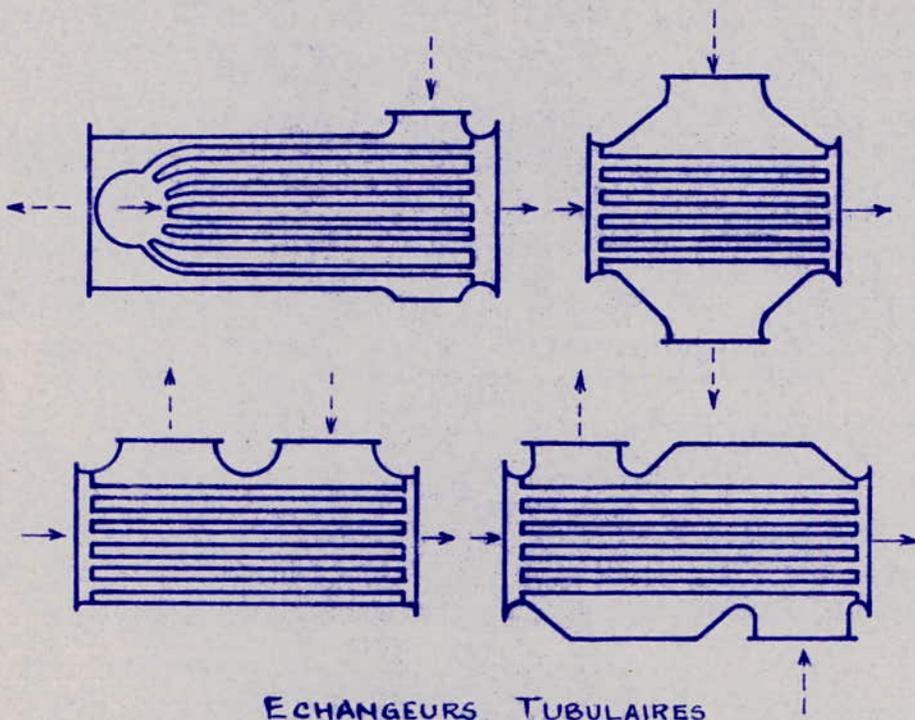
$$J_t = 26,85 \cdot 10^{-2} + 0,561 \cdot 10^{-2} + 0,561 \cdot 10^{-2} = 28,0 \cdot 10^{-2} \text{ m d'eau}$$

Hauteur manométrique totale de la pompe

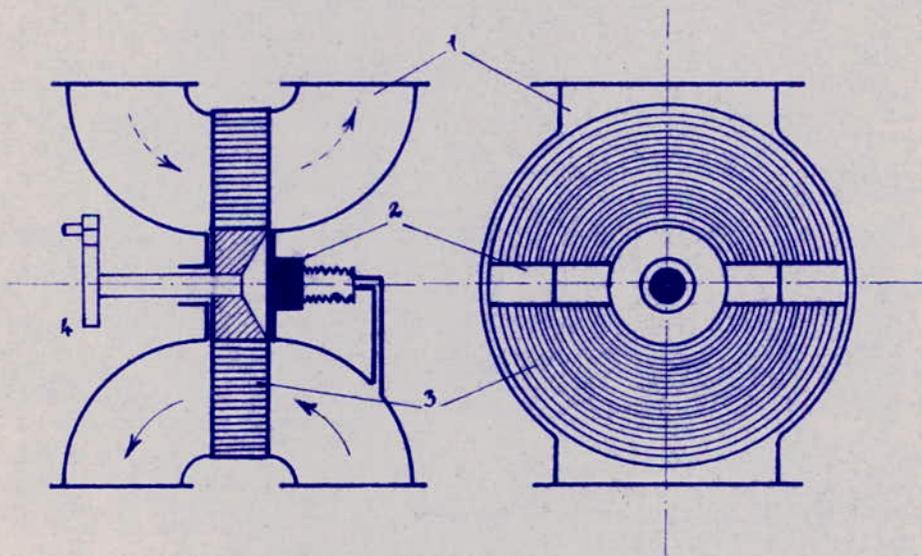
$$H_{mt} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + J_t$$

$$H_{mt} = \frac{(2 - 1)}{10^3 \cdot 9,8} \cdot 10^5 + \frac{1}{2 \cdot 9,8} (0,332)^2 + 1 - (-2,7) + 28,0 \cdot 10^{-2}$$

$$H_{mt} = 14,252 \text{ m d'eau}$$



ECHANGEURS TUBULAIRES



ECHANGEURS TOURNANTS

- |                  |              |
|------------------|--------------|
| 1. Corps         | 2. Rotor     |
| 3. Presse-étoupe | 4. Engrenage |

Puissance du moteur nécessaire

$$P_{\text{eff}} = \frac{q_m g H_{\text{mt}}}{\eta}$$

$$P_{\text{eff}} = \frac{0,417 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8 \cdot 14,252}{0,55} = 106 \cdot 10^{-3} \text{ kW}$$

soit 0,144 CV

Pompe proposée

Pompe centrifuge verticale

Guinard D.M 20

$H_{\text{mt}} = 17 \text{ m}$  pour un débit de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$

5.2 Installation de la turbine et accessoires

L'étude pratique proposée consiste à installer la turbine à gaz "Gilkes - Rover", de prévoir son alimentation en eau (frein et réfrigérant d'huile) et donc d'assurer des conditions de fonctionnement en prévision d'études ultérieures.

L'installation se compose principalement de la turbine à gaz équipée d'un frein hydraulique et d'un pupitre de commande et de lecture. Les appareils montés sur le pupitre sont reliés aux différents éléments de la turbine à gaz par des conducteurs et des canalisations flexible passant dans un caniveau couvert. Afin de permettre aux gaz d'échappement de s'évacuer hors du laboratoire ; il a été pratiqué une ouverture dans le mur.

Les branchements de conduites (air, kérosène, huile) ayant été effectués, il a été procédé à un contrôle d'étanchéité. Une fuite de kérosène à hauteur d'un robinet du circuit de combustible nous a conduit à roder le tournant dans le boisseau. La fuite persistant, mais à un degré moindre, nous proposons le remplacement du robinet.

Se référant aux recommandations du constructeur, les circuits d'huile et de kérosène ont été purgés ("DE - INHIBITING").

L'installation du circuit hydraulique d'alimentation des bancs d'essais demandant un délai excessif ; un circuit provisoire a été réalisé. Une pompe (DM 10), montée en série entre le robinet d'alimentation en eau de ville et la turbine à gaz, permet d'avoir sur le frein la pression requise par le constructeur.

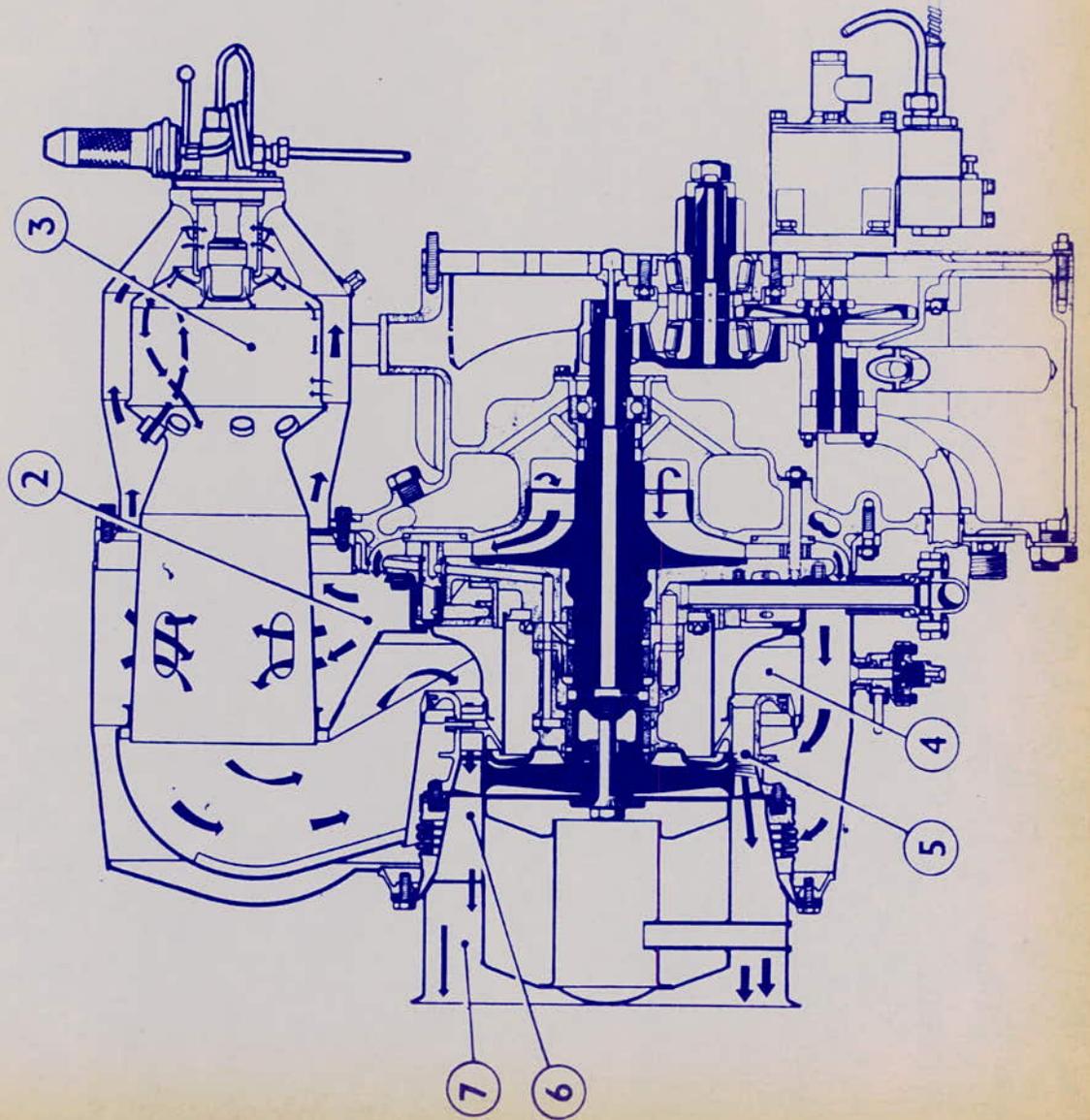
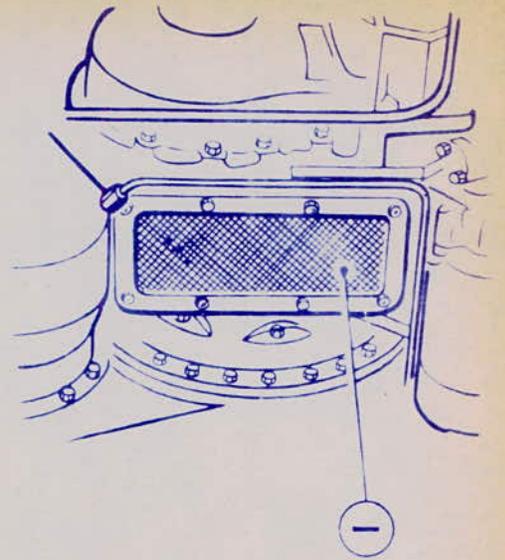
L'installation terminée, des essais à faibles régimes ont été effectués. Après exploitation et analyse des résultats, certaines anomalies sur les taux de compression, d'expansion et rendements ont été constatées. Nous avons alors procédé au contrôle des appareils dont les indications agissent sur le calcul des facteurs précédents.

Les pyromètres donnent une indication à 5°C près. Nous avons jugé inutile de procéder à leur réglage.

- Manomètres :

Les indications du manomètre I.T.P donnant la pression en tête des aubes sont correctes (voir courbe d'étalonnage manomètre I.T.P). Par contre celles données par le manomètre  $P_2$  (pression à la sortie du compresseur) étaient entâchées d'une grande erreur (voir courbe d'étalonnage manomètre  $P_2$ ).

En cours d'essais nous avons constaté, pendant les mesures de consommation de combustible, des fluctuations de régime. (vitesse et charge). Ces fluctuations sont dues à la variation de la charge de combustible dans l'éprouvette de mesure de débit. D'autre part la mesure de la consommation de kérosène s'effectuant ~~voit~~ pour un volume de 2 l, ce qui est relativement long, un débitmètre électronique donnant une mesure instantanée a été monté en série sur le circuit de combustible.



Devant la complexité et les difficultés de manipulation, nous préconisons l'automatisation complète de la turbine à gaz.

- Enregistreur de températures
- Enregistreur de débit
- Enregistreur de charge avec pesonélectrique
- Enregistreur de pression
- Enregistreur de vitesse etc . . .
- Systèmes de sécurité

Nous souhaitons que la turbine à gaz soit équipée ultérieurement d'une calculatrice électronique qui permettrait une exploitation rapide des résultats.

### 5.3 Essais

#### 5.3.1 Mise en route :

##### Précautions à prendre avant le démarrage

- 1) S'assurer que le réservoir contient suffisamment de combustible pour la durée de l'essai.
- 2) Vérifier le niveau d'huile
- 3) Enlever tout couvercle de protection ou objet pouvant se trouver sur ou à proximité de l'aspiration et l'échappement.
- 4) S'assurer qu'aucune charge n'est appliquée sur le frein.
- 5) S'assurer que les commutateurs "DRY CYCLE" et "WET CYCLE" sont sur la position "RUN".

ATTENTION : Un arrêt de la turbine dû à un manque de kérosène est inadmissible, car il peut entraîner une détérioration de la pompe à combustible.

##### Démarrage :

- 1) Ouvrir les trois robinets d'alimentation en kérosène.
- 2) Insérer la clé dans le contacteur.
- 3) Tourner à fond la clé dans le sens des aiguilles d'une

montre. Dès que le moteur de démarrage commence à tourner, relâcher la clé qui reviendra d'elle même dans la position "Allumage".

Si la turbine ne démarre pas au bout de 30 secondes, l'arrêter immédiatement en remettant la clé sur la position "OFF".

ATTENTION : En aucune circonstance, on ne peut actionner le contacteur de démarrage tant que la turbine n'est pas totalement arrêtée, le démarreur risquant d'être sérieusement endommagé.

Le démarreur ne peut être actionné plus de trois fois dans un intervalle de cinq minutes. Attendre 30 minutes pour redémarrer. Car on risque de le surchauffer et le rendre inutilisable.

Si au bout de 30 secondes l'allumage dans la chambre de combustion n'a pas lieu, on ne doit pas essayer un autre démarrage. Le kérosène s'accumulant dans la chambre, risque de provoquer une explosion. On doit attendre cinq minutes pour permettre au kérosène de s'évacuer par la valve de vidange.

Arrêt :

- 1) Enlever progressivement toute charge appliquée à la turbine en actionnant le frein.
- 2) Tourner la clé sur la position "OFF".
- 3) Lorsque la turbine est complètement arrêtée, fermer les robinets d'alimentation en kérosène, et remettre le couvercle de protection.
- 4) Purger le frein et le mettre en butée.

ATTENTION : Un arrêt, turbine en charge, entraîne la détérioration du rotor.

### 5.3.2 Mesures et calculs

Les essais seront effectués à charge variable. Ils concernent l'étude du compresseur et de la turbine ainsi que l'établissement des bilans énergétiques et thermiques de l'installation.

Calculs :

INDICES -

- A = Atmosphère  
0 = Col de la tuyère  
1 = Entrée compresseur  
2 = Sortie compresseur  
3 = Chambre de combustion  
4 = Entrée tuyère de la turbine  
5 = Point fictif dans la turbine de sorte que la chute de température  $\delta T_{t(4-5)}$  puisse servir à l'entraînement du compresseur  
6 = Sortie de la turbine (juste après les aubes)  
7 = Echappement  
a = Air  
b = Frein  
c = Compresseur  
d = Dynamique  
g = Gaz  
i = Idéal  
s = Statique  
t = Total  
is = Isentropique  
comb = Combustion  
turb = Turbine

### 5.3.1 - Paramètre du compresseur ( $K_c$ )

Connaissant la vitesse périphérique, on détermine le paramètre du compresseur pour la température  $T_A$

$$K_c = \frac{U}{(\sqrt{T_{t(1)}})} = \frac{n_c \cdot D}{(\sqrt{T_{t(1)}})}$$

$n_c$  = vitesse du compresseur = 15,33  $n_b$

$D$  = diamètre de la roue = 6,5 x 2,54 cm

Note :  $T_{t(1)} = T_A$

### 5.3.2 - Puissance effective de la machine ( $N_c$ )

La puissance effective  $N_c$  peut être calculée connaissant la charge  $P_b$  (kg), la vitesse de rotation  $n_b$  en t/mn et la constante du frein .-

$$N_c = \frac{P_b \cdot n_b}{2000} \quad \text{CV}$$

2000 est la constante du frein tenant compte des facteurs de conversion.

### 5.3.3 - Débit masse d'air ( $M$ )

Pour le calculer, on doit :

a- faire le rapport  $\frac{\delta P_s (A-0)}{P_A}$

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

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

c- multiplier  $\frac{M \sqrt{T_A}}{X_o P_A}$  par la surface au col  $X_o = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

d-  $M$  (kg/s) peut être calculé en multipliant cette dernière valeur par  $\frac{P_A}{\sqrt{T_A}}$  ( $P_A$  en  $\text{kgf/m}^2$  et  $T_A$  en  $^\circ\text{K}$ )

Note : 1 mm Hg = 16,22 mm Alcool  
 1 mm Hg = 13,6 kgf/m<sup>2</sup>

#### 5.3.4 - 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 fournie 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 aux termes correspondants à la pression statique.

Note : 1 mm Hg = 1,333 10<sup>-3</sup> bar

#### 5.3.5 - 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

$$P_t(6) = k ( P_A + \delta P_s(7-A) )$$

$$\text{d'où } E = \frac{P_s(4)}{k(P_A + \delta P_s(7-A))} = \frac{P_s(4)}{P_t(6)}$$

### 5.3.6 - Rendement du compresseur ( $\eta_c$ )

Le rendement adiabatique de compression est défini par

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{\delta T_{t(1-2)is}}{\delta T_{t(1-2)}} \\ &= \frac{T_{t(1)} (R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\delta T_{t(1-2)}} \end{aligned}$$

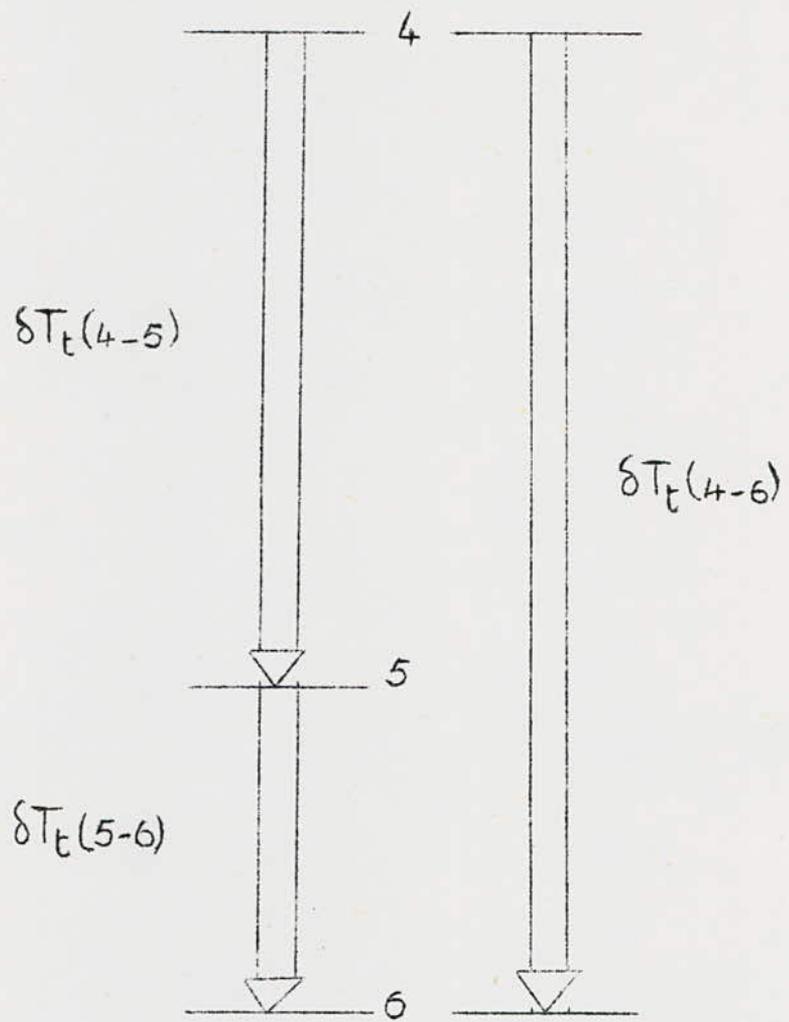
$\delta$  est pris à la température moyenne de compression.

Lorsqu' on utilise la valeur  $\delta T_{t(1-2)}$  déduite des mesures, on obtient des rendements faibles car, non seulement il y a une 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 au cours d'essais particulièrement soignés. La seule augmentation de température considérée dans ces essais est celle due à la compression seule.

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

### 5.3.7 - Rendement de la turbine ( $\eta_t$ )

La chute totale de température dans la turbine peut être représentée par le schémas ci-joint :



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

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

Note :  $c_{pa} = 0,240 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$   
 $c_{pg} = 0,275 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

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 donnée par la courbe n° 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 :

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{\delta T_{t(4-6)}}{\delta T_{t(4-6)is}}$$

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

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

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

Note :  $\gamma$  est pris à la température moyenne d'expansion.

### 5.3.8 - Rendement de combustion ( $\eta_{\text{comb}}$ )

L'accroissement réel de température entre (2) et (4)  $\delta T_{t(2-4)}$  dû à la combustion peut être obtenu par simple soustraction :

$$\delta T_{t(2-4)} = T_{t4} - \left( T_{t1} + \frac{\delta T_{t(1-2)}}{T_{t1}} T_{t1} \right)$$

L'accroissement de température théorique  $\delta T_{t(2-4)i}$  entre ces deux points peut être obtenu par deux méthodes différentes.

1 - pour tout combustible.

$$\delta T_{t(2-4)i} = \frac{\text{débit combustible} \times \text{pouvoir calorifique}}{\text{débit d'air} \times c_{pg}}$$

Dans cette méthode on néglige les phénomènes de dissociation.

Note -  $c_{pg} = 0,260 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

2 - pour un combustible particulier.

a - on cherche le rapport  $\frac{\text{débit combustible}}{\text{débit air}}$

b - à partir de la courbe 8a et 8b (ou toute

autre courbe équivalente suivant le combustible employé ) on cherche  $\delta T_{t(2-4)i}$  connaissant la température initiale  $T_{t2}$ .

Le rendement de combustion est défini par :

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{\delta T_{t(2-4)}}{\delta T_{t(2-4)i}}$$

On constate que le rendement obtenu par la première méthode est inférieur à celui obtenu par la deuxième. La première méthode ne tient pas compte de la dissociation qui a lieu à la température élevée. On recommande donc d'utiliser les courbes 8a et 8b lorsque c'est possible.

### 5.3.9 - 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.

$$\eta_{\text{thermique}} = \frac{N_e \text{ ( kW )}}{\text{débit combustible} \times \text{PCI} \times 4,18}$$

### 5.3.10 - Rendement thermodynamique ( $\eta_{\text{th}}$ )

Le rendement thermodynamique du cycle de la turbine à gaz peut être exprimé par :

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{R \frac{\delta-1}{\delta}}$$

### 5.3.11 - Coefficient global d'augmentation de température ( $\alpha$ )

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

$$\alpha = \frac{T_t(4)}{T_t(1)}$$

Cette valeur sera utilisée ultérieurement.

### 5.3.12 - Rapport des travaux

C'est le quotient de la somme des travaux effectif et perdu par frottement, sur le travail de la turbine.

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

En négligeant la différence entre les  $c_p$  moyens des deux termes.

### 5.3.13 - Coefficient de débit turbine (K)

Quoique n'étant pas normalement calculé pour une turbine à un étage simple, le coefficient de débit turbine est donné par :

$$K = \frac{M}{P_{t(4)}} \sqrt{T_{t(4)}} \frac{E^2}{E^2 - 1}$$

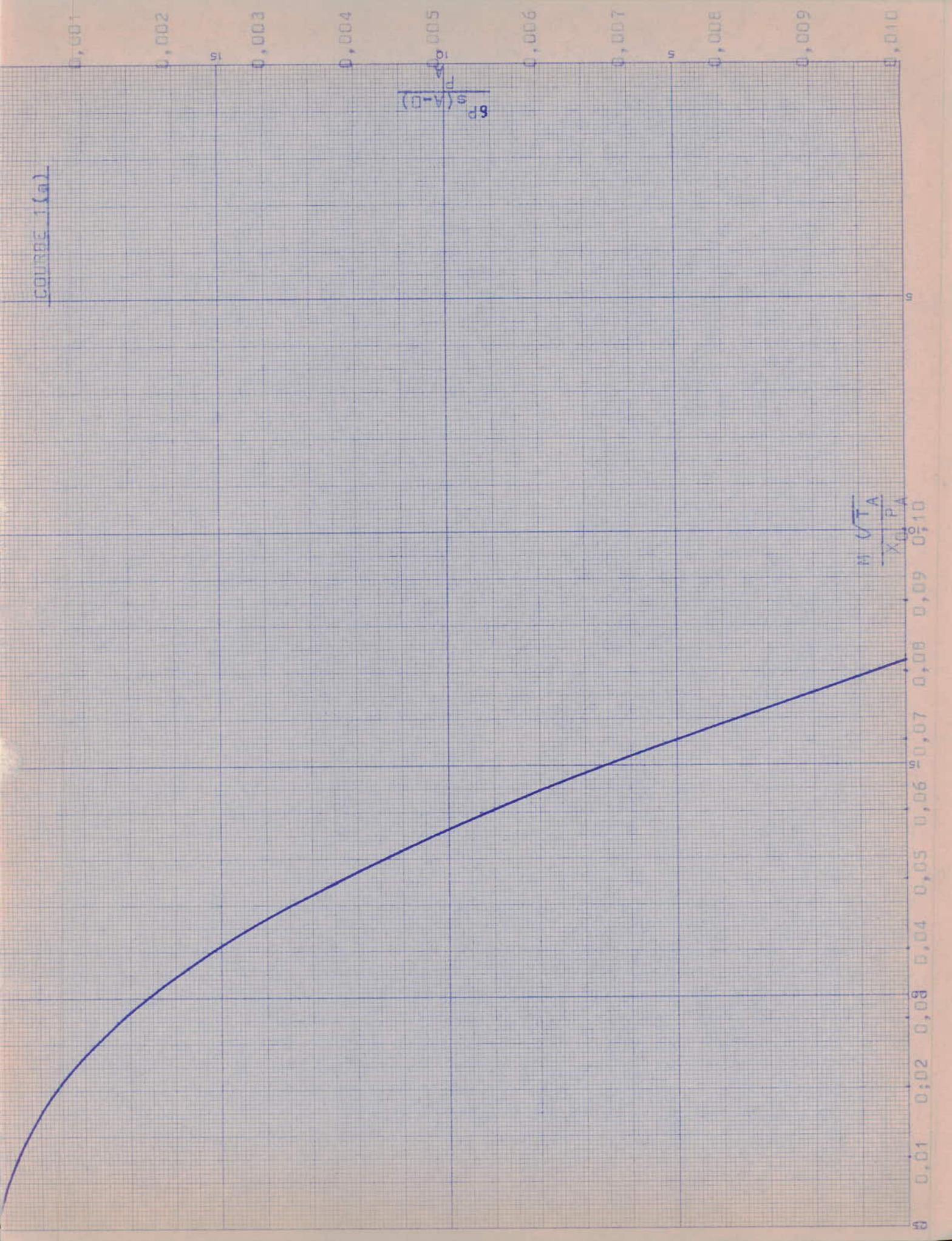
$P_{t(4)}$  peut être pris égal à  $P_{s(4)}$

### 5.3.14 - Consommation spécifique de combustible ( $C_s$ )

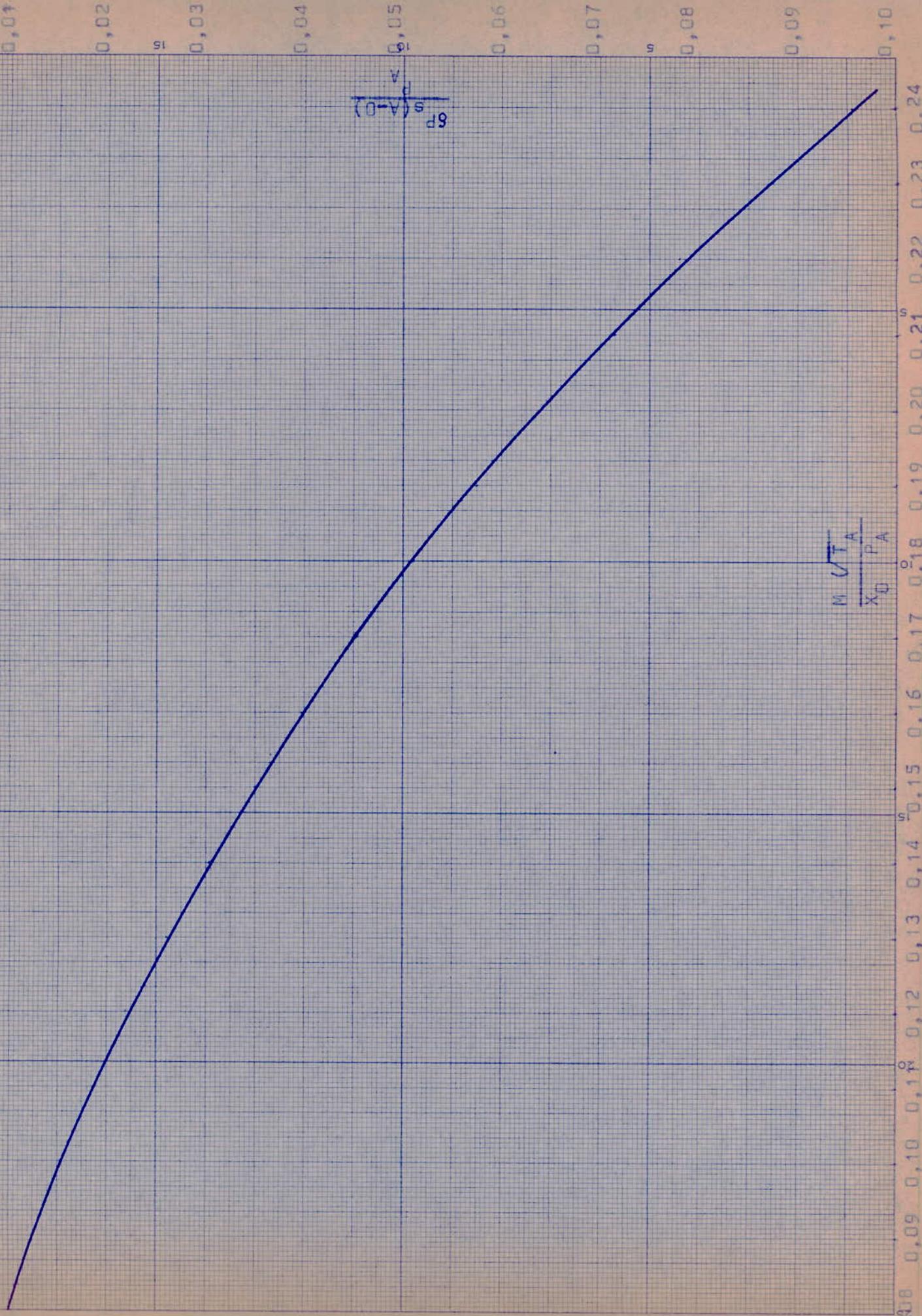
Elle est obtenue en divisant le débit de combustible par la puissance sur le frein.

$$C_s = \frac{\text{débit combustible} \times 3600}{N_o} \quad \text{kg/CV/h}$$

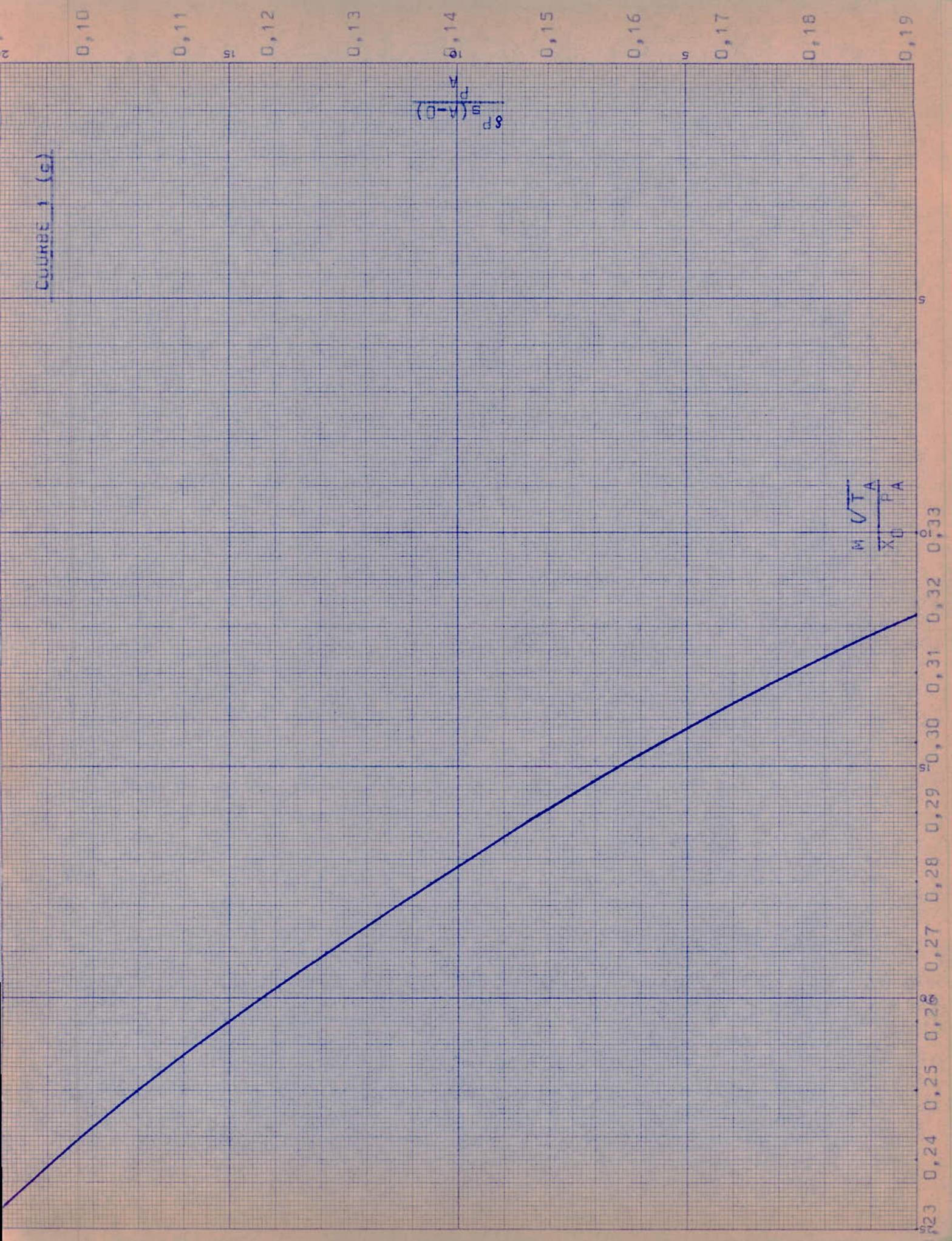
COURSE 1 (m)



COURBE 1 (b)



COURBE 1 (g)



10<sup>-3</sup>

15

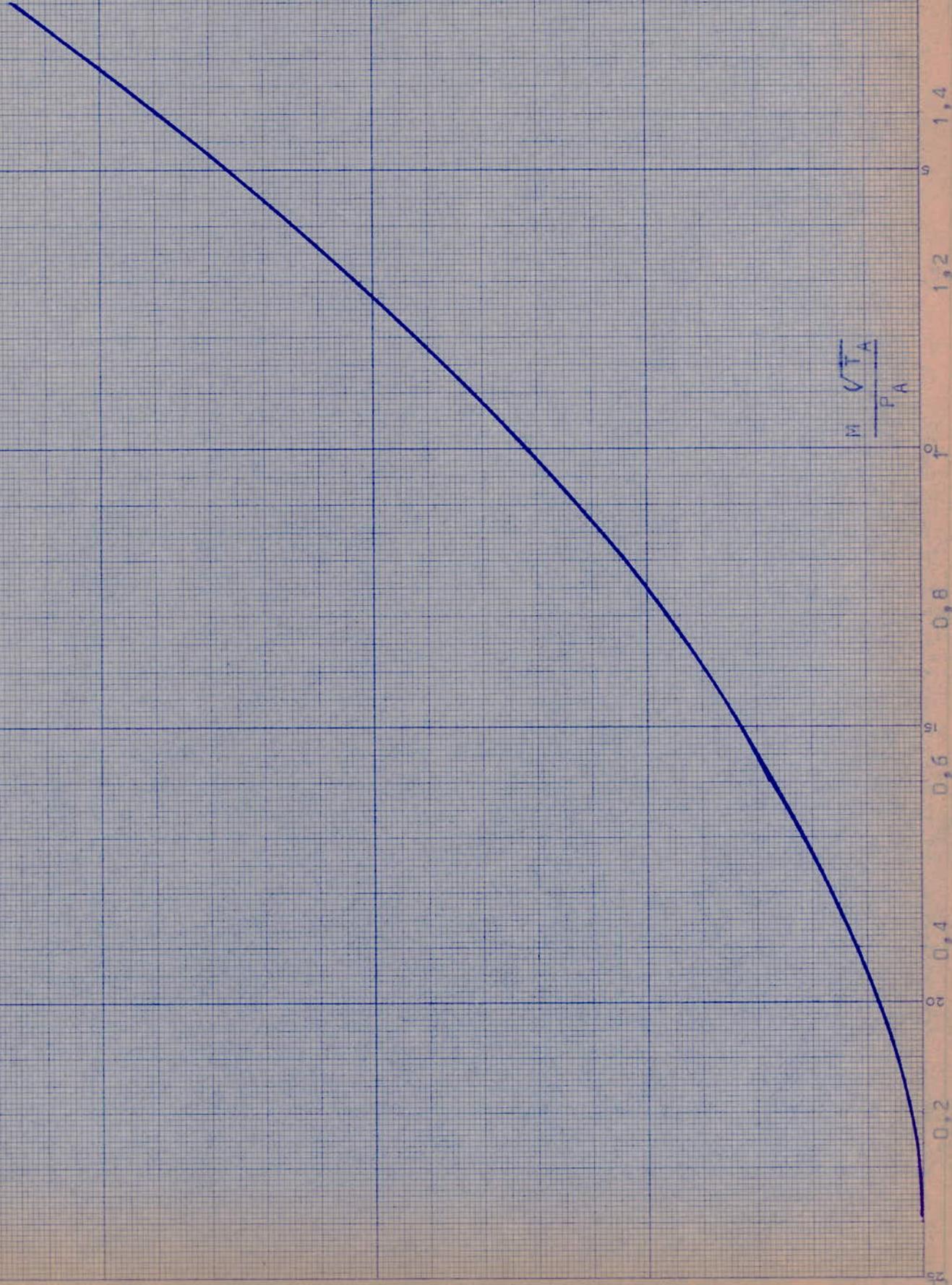
X<sub>10</sub>

5

1,6 10<sup>-3</sup>

COURSE 2

$$\frac{M \sqrt{T A}}{P A}$$



COURBE 3

$T_t(6) = 600\text{ }^\circ\text{C}$   
 $= 550\text{ }^\circ\text{C}$   
 $= 500\text{ }^\circ\text{C}$   
 $= 450\text{ }^\circ\text{C}$

x

(R.P.F.  $\times 1000$ )

1,06  
1,05  
1,04  
1,03  
1,02  
1,01  
1,00

52

48

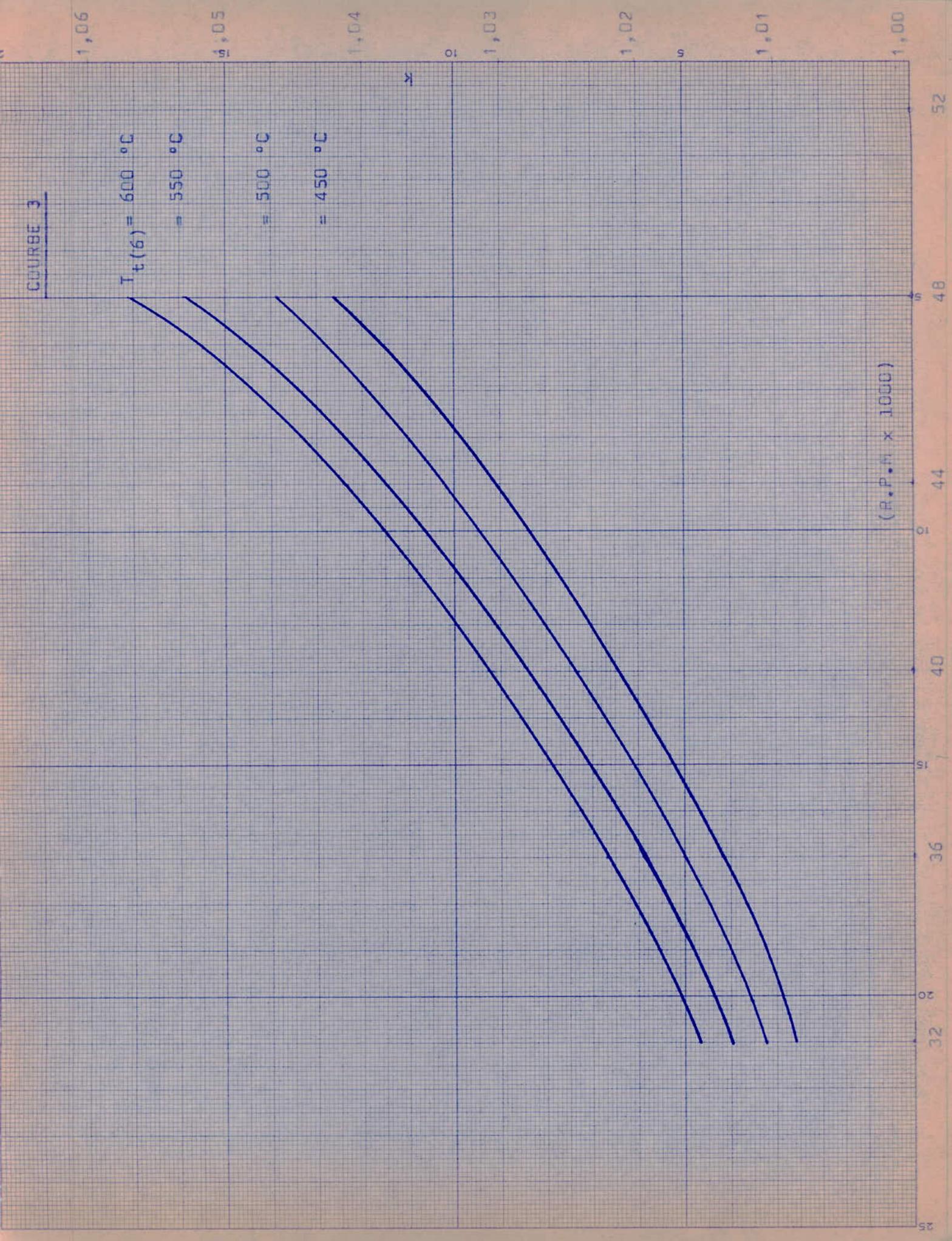
44

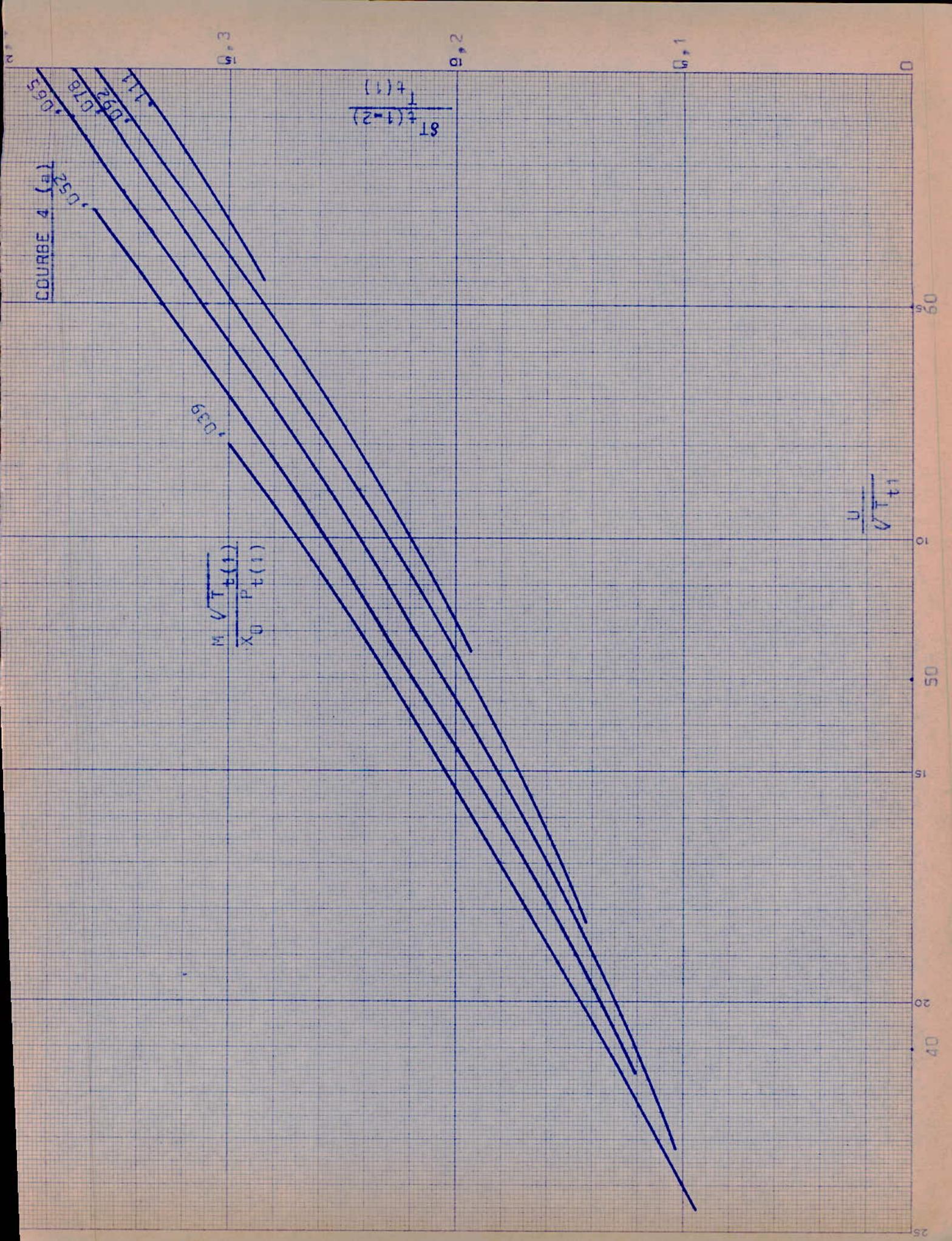
40

36

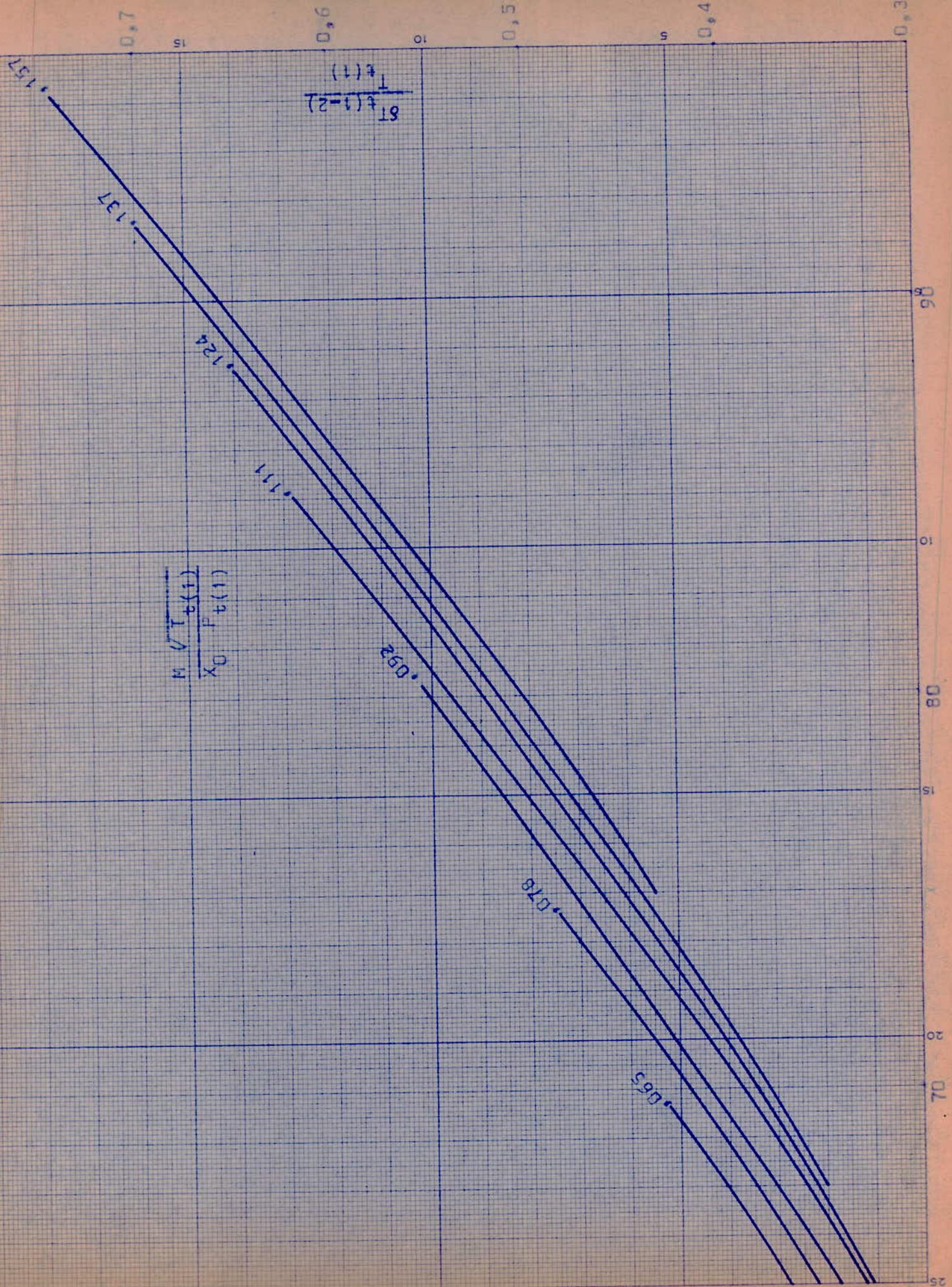
32

28

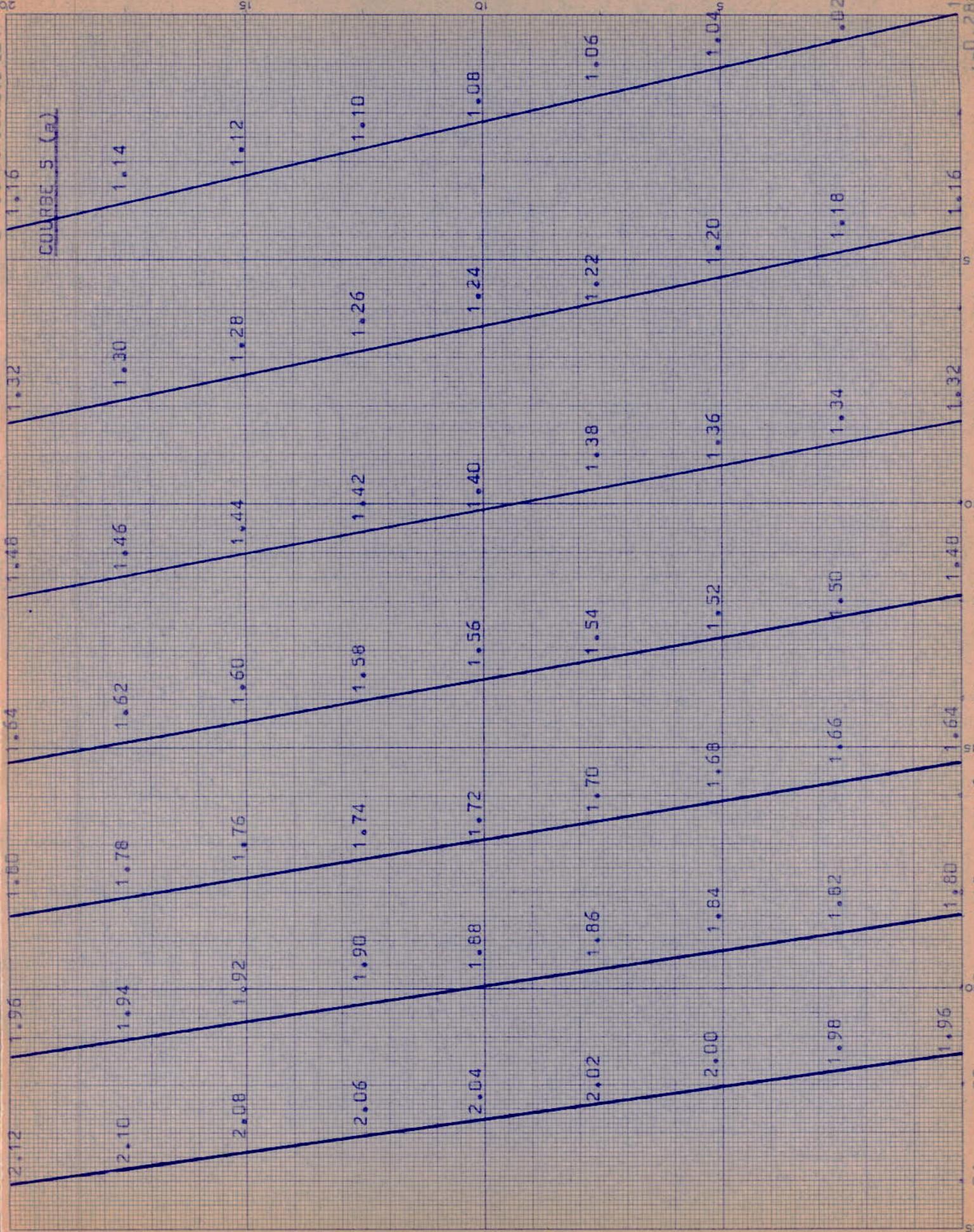




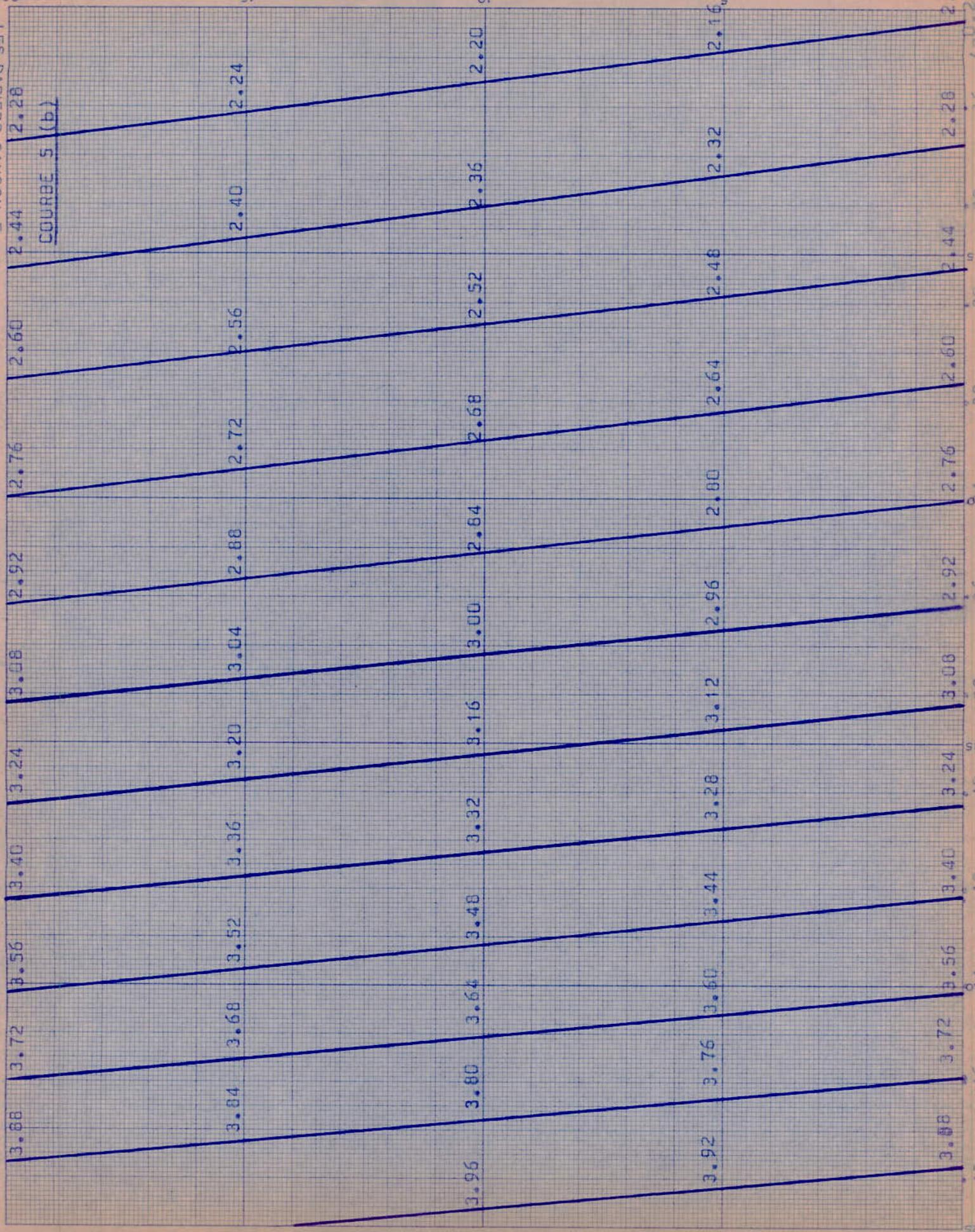
COURSE 4 (b)



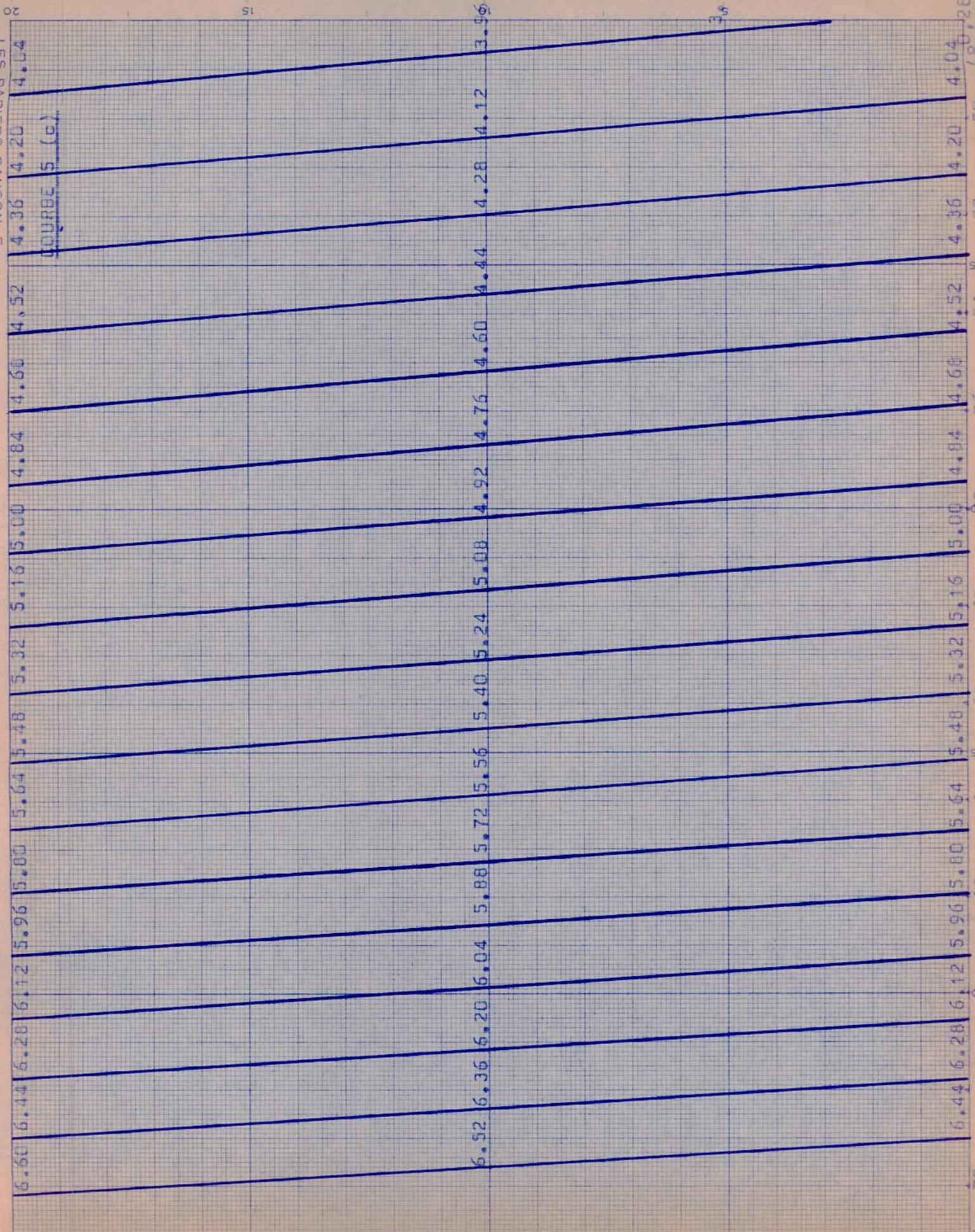
COURBE 5 (R)



COURBE 5 (b)



COURBE 5 (P)



Taux de Compression R

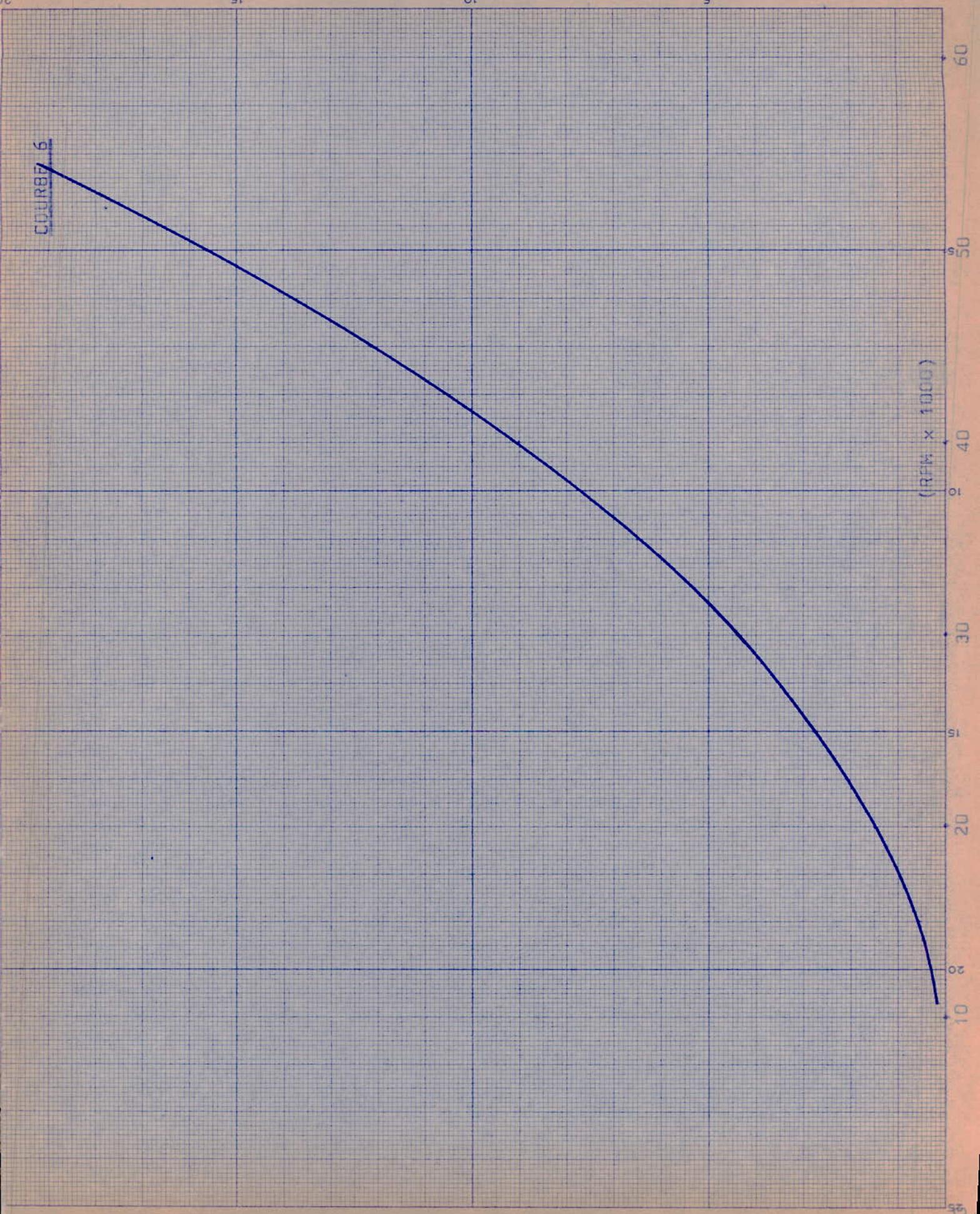
R

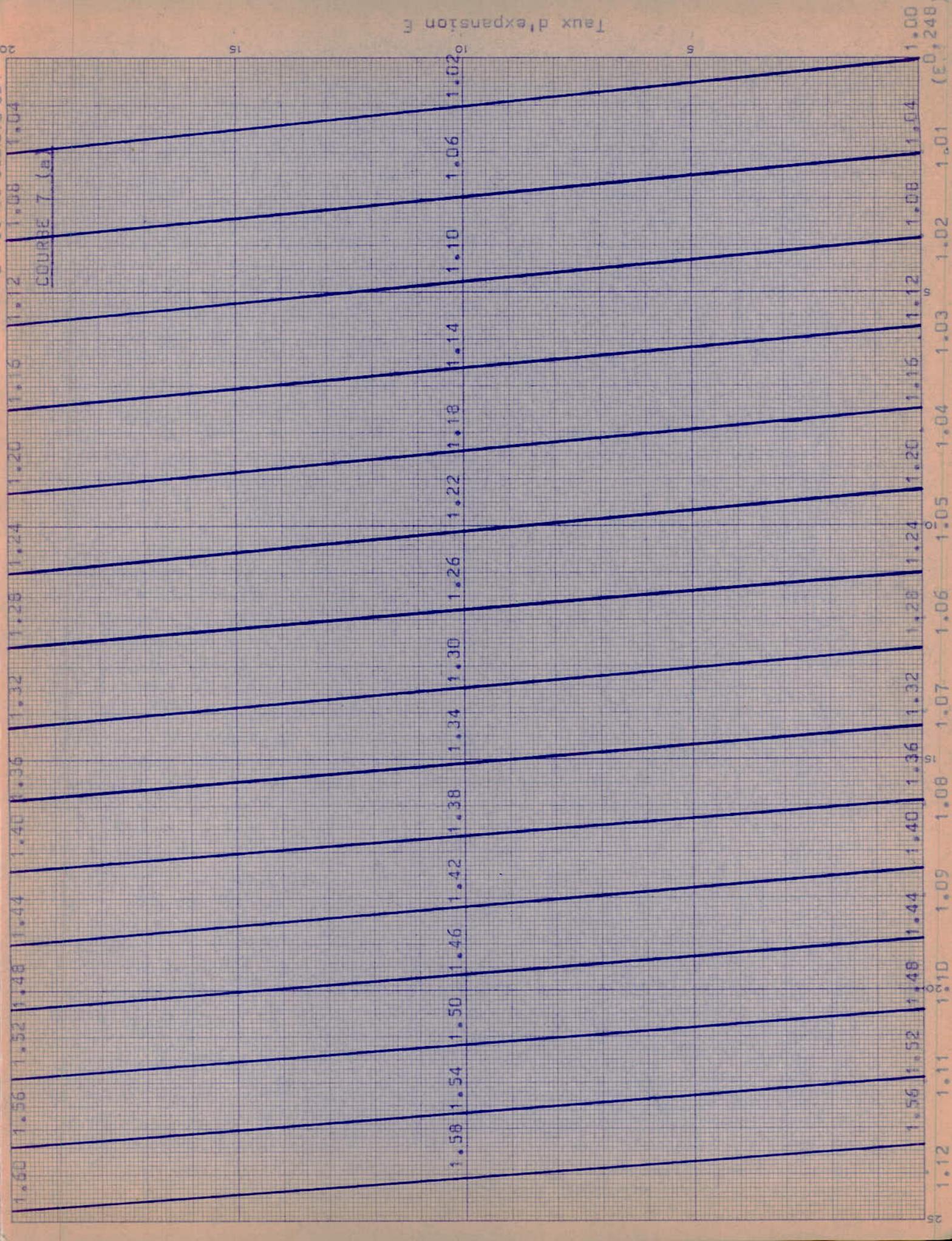
3,92

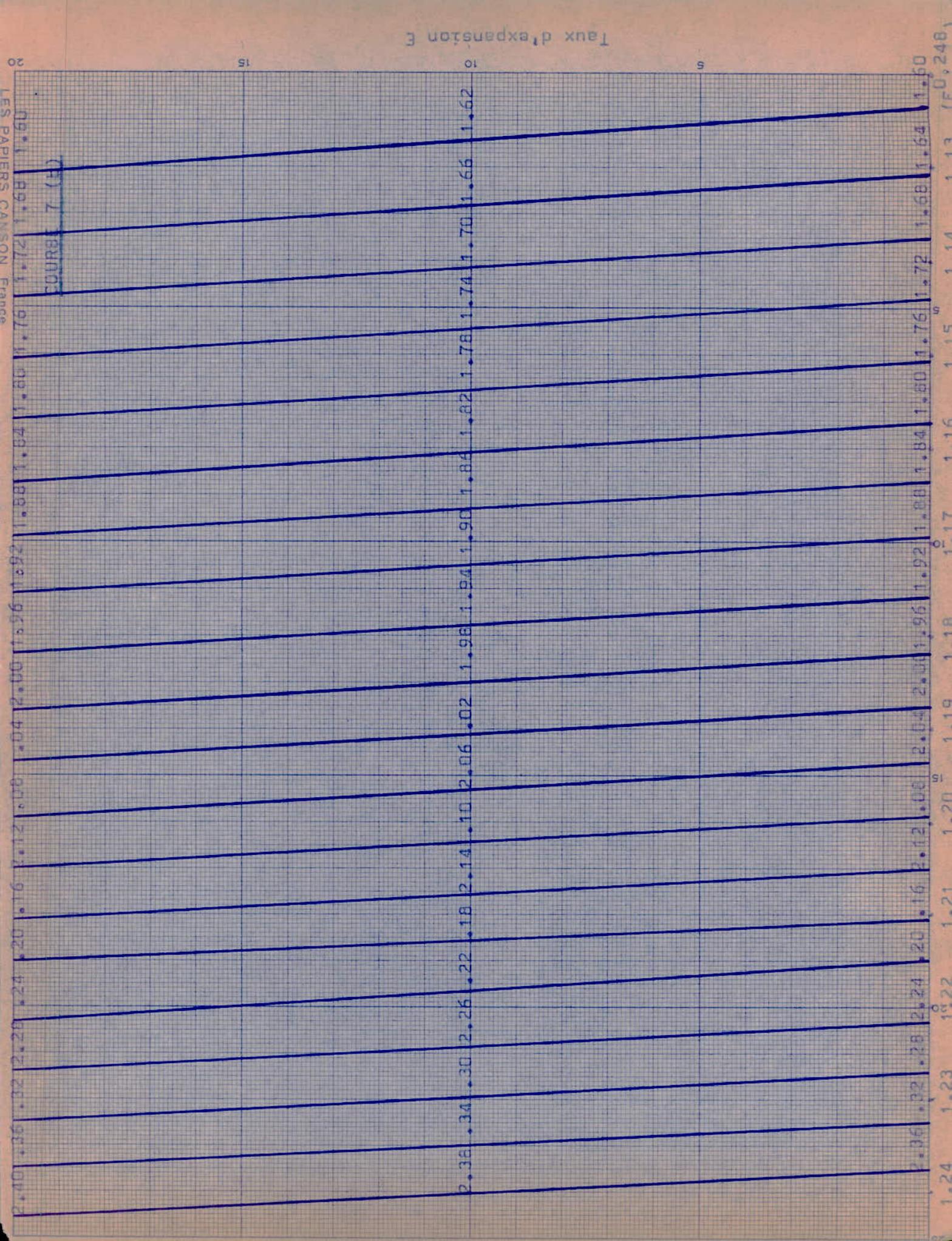
8  
7,2  
7,0  
6,8  
6,6  
6,4  
6,2  
6,0  
5,8  
5,6  
5,4  
5,2  
5,0  
4,8  
4,6  
4,52  
4,4  
4,28  
4,20  
4,12  
4,04  
R (8,288 - 1)

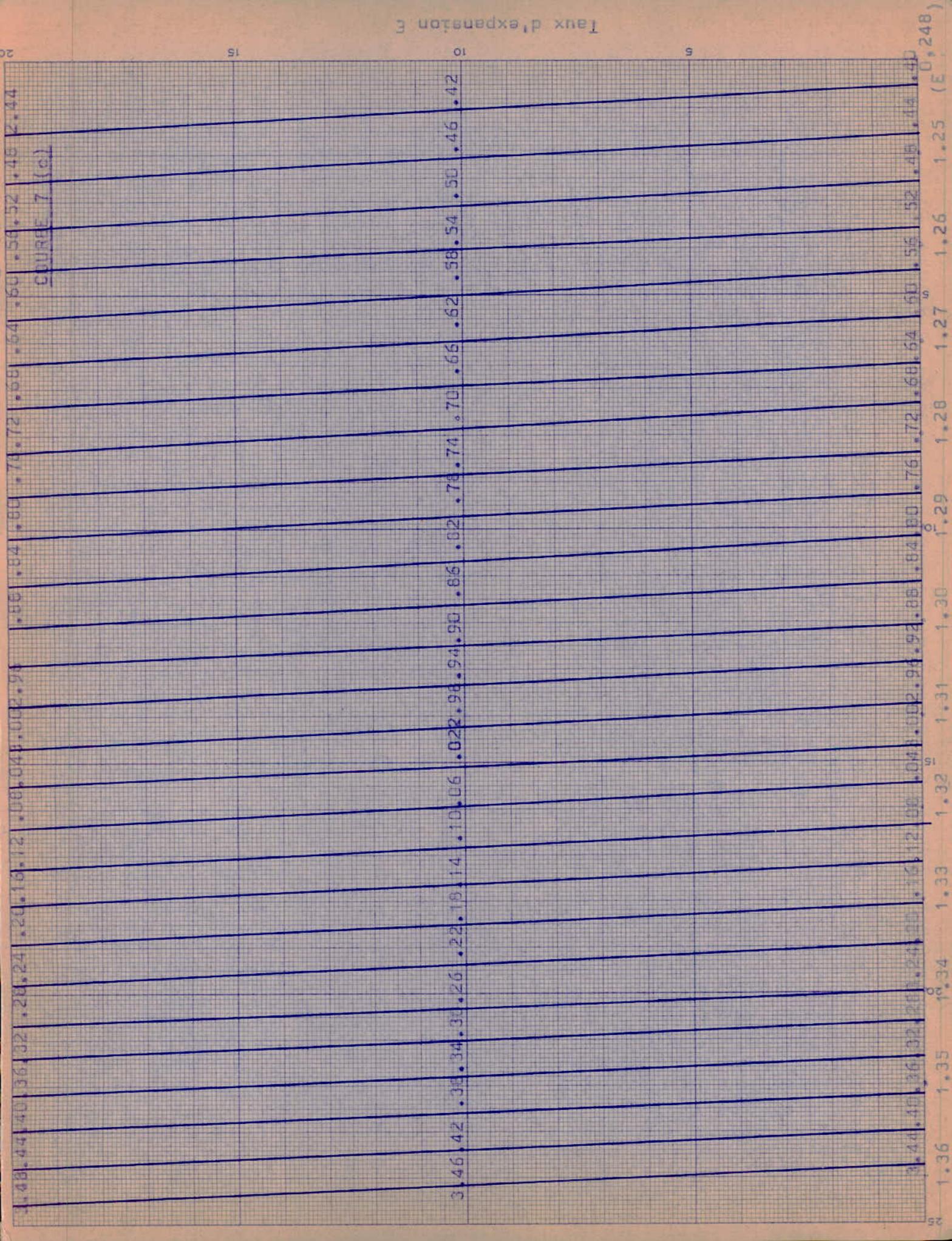
COURBE 6

(RPM x 1000)

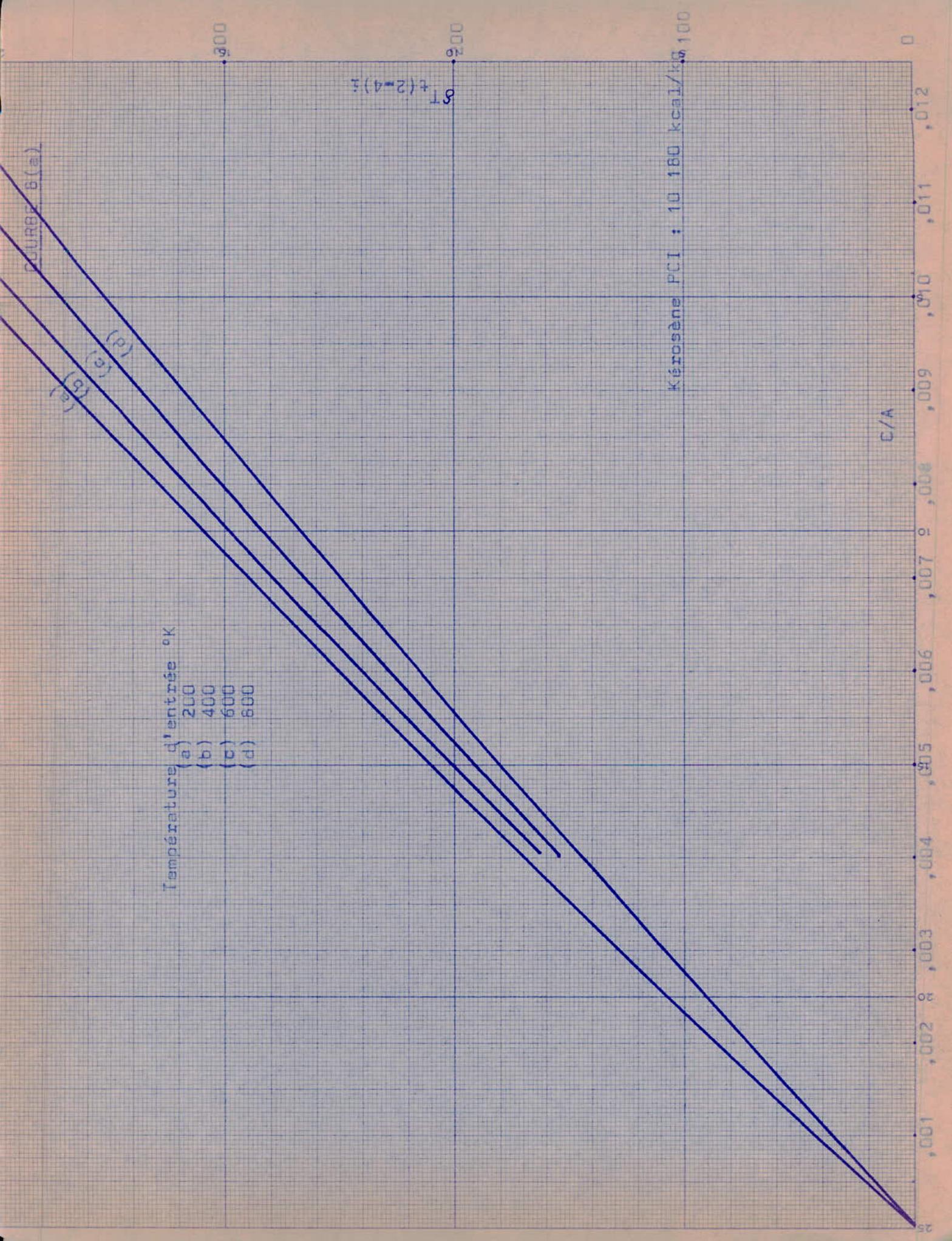












Température d'entrée °K

- (a) 200
- (b) 400
- (c) 600
- (d) 800

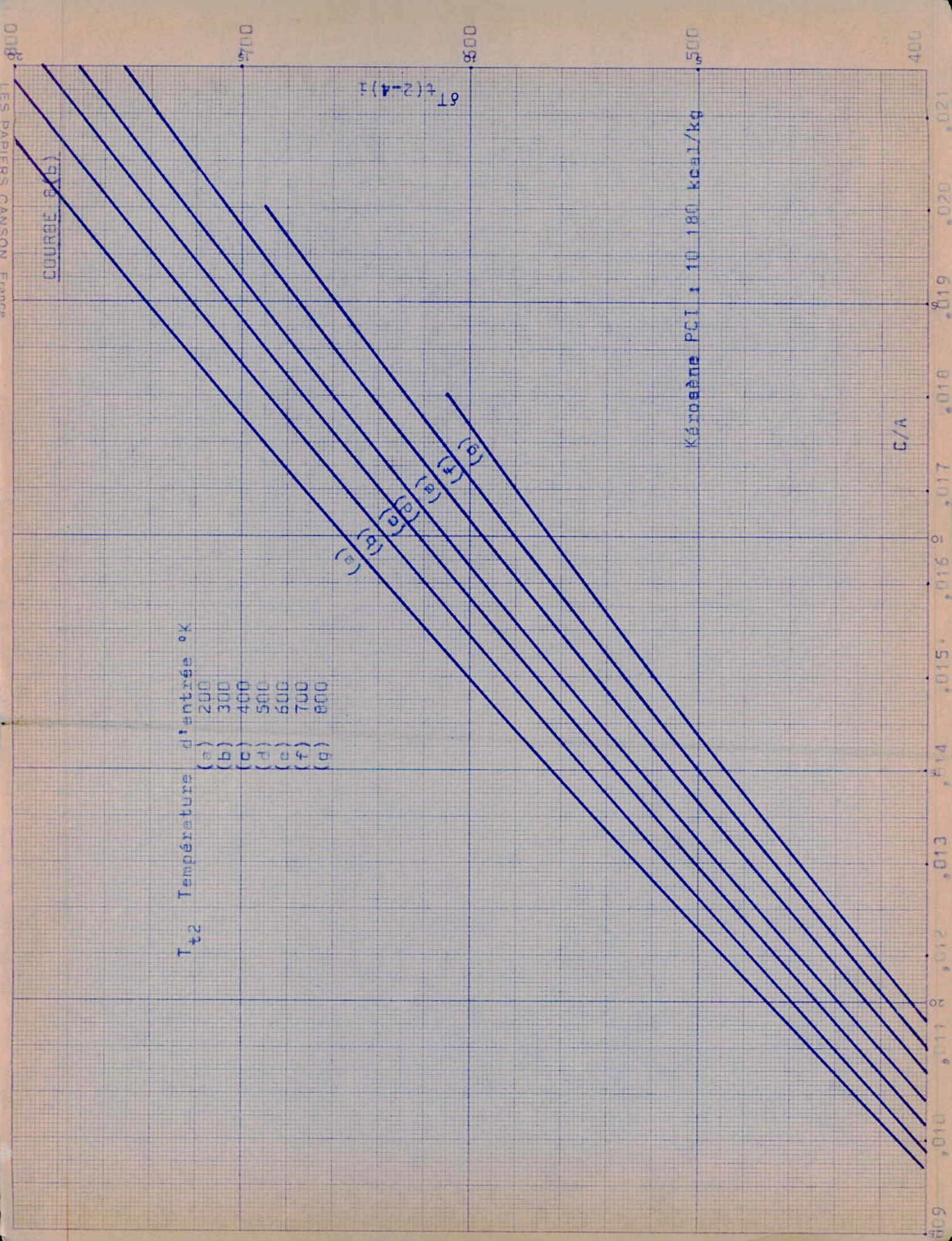
Kérosène PCI : 10 180 kcal/kg

ST (2-4) ?

COURBE S(a)

(a)  
(b)  
(c)  
(d)

C/A



### 5.3.3 Résultats

Le tableau ci-joint groupe les mesures, calculs intermédiaires et résultats obtenus à partir des essais effectués sur la turbine.

En conclusion nous remarquons que du point de vue thermodynamique les rendements thermiques obtenus sont relativement faibles par rapport à ceux obtenus dans l'étude précédemment faite. Par contre les autres conditions de fonctionnement (températures, pressions, vitesse et charge) ont été acceptables et ont permis une accessibilité aisée des grandes puissances.

### 5.4 Utilisation du diagramme enthalpie-richesse (air-kérosène)

Il permet de résoudre immédiatement des problèmes fondamentaux de combustion :

- Valeur de la richesse  $\varphi$  pour obtenir une température adiabatique de fin de combustion donnée, par détermination de l'intersection de la droite de mélange ( $D = h_A + \varphi f_s h_K$ ) avec l'isotherme correspondante.

- Valeur de la température ( $T_b$ ) en fin de combustion réelle pour une richesse  $\varphi$  donnée : intersection de l'isotherme et de la droite des mélanges pour une richesse  $\varphi$ .

- Influence du préchauffage des comburants sur la température ( $T_b$ ) en fin de combustion réelle.

Les valeurs obtenues à l'aide du dit diagramme permettent de déterminer :

- Le rendement de combustion : rapport de la différence entre la température ( $T_4$ ) moyenne dans la section de sortie et la température ( $T_3$ ) d'entrée dans la chambre de combustion, par la différence entre la température ( $T_b$ ) de fin de combustion réelle et la température ( $T_3$ ) d'entrée.

- Les concentrations des produits de combustion, en particulier CO et CO<sub>2</sub>, à partir de diagrammes d'analyse de gaz.

TABLEAU DE MESURES

Avant p. 47 PM 00471

Mesures et Résultats	Essais	Unités	1	2	3	4	5	6	7	8
Nb		tr/mn	2000	2 120	2 250	2 370	2 500	2 700	2 800	2 960
Pb		kg	11,5	15	18	22	25,3	28	30,5	35
TA		°C	14	14	14	14	13	18	23	23
PA		mm Hg	746,7	748	748	748	739,7	750,3	750,5	750,5
δP <sub>3</sub> (A-0)		mm Alcool	60	76	86	94	108	140	150	144
P <sub>6</sub>		mm Alcool	24	36	40	46	38	44	48	44
δP <sub>3</sub> (2-4)		mm Hg	28	30	34	36	41	51	51	57
P <sub>3</sub> 2 (loc.)		bars	0,43	0,52	0,65	0,73	0,90	1,065	1,15	1,40
Tt2		°C	130	118	128	137	145	164	172	187
Tt6		"	580	605	590	608	604	590	600	595
Temps Consommation 2l		Secondes.	277,5	248,5	228	206	196	178	161,5	167,3
P <sub>3</sub> 2 (réelle)		bars	0,68	0,76	0,91	0,95	1,16	1,34	1,42	1,68
q <sub>c</sub>		kg/s.	5,77 · 10 <sup>-3</sup>	6,43 · 10 <sup>-3</sup>	7,02 · 10 <sup>-3</sup>	7,77 · 10 <sup>-3</sup>	8,17 · 10 <sup>-3</sup>	8,98 · 10 <sup>-3</sup>	9,90 · 10 <sup>-3</sup>	9,57 · 10 <sup>-3</sup>
K		sans unité	1,0012	1,0162	1,0185	1,0281	1,0270	1,0338	1,0385	1,0451
δP <sub>3</sub> (A-0) PA		"	0,00496	0,00626	0,00708	0,00774	0,00904	0,01150	0,01230	0,01180
M√TA X=PA		"	0,057	0,065	0,0685	0,0715	0,0765	0,0865	0,0902	0,087
ST(1-2) Tt1		"	0,23	0,252	0,284	0,322	0,362	0,412	0,423	0,481
Nf		cv	1,88	2,12	2,48	2,80	3,28	3,84	4,32	4,92
C/A		sans unité	1,94 · 10 <sup>-2</sup>	1,66 · 10 <sup>-2</sup>	1,72 · 10 <sup>-2</sup>	1,83 · 10 <sup>-2</sup>	1,79 · 10 <sup>-2</sup>	1,90 · 10 <sup>-2</sup>	1,87 · 10 <sup>-2</sup>	1,865 · 10 <sup>-2</sup>
STt(2-4) i		°C	720	628	648	680	666	700	690	686
Kc		sans unité	51,3	54,4	57,8	60,9	64,3	68,9	70,8	74,9
Nc		cv	11,50	15,90	20,25	26,07	31,62	37,80	42,70	51,80
q <sub>a</sub>		kg/s	0,33715	0,38514	0,40588	0,42366	0,44904	0,51057	0,52686	0,50930
R		sans unité	1,6881	1,7622	1,9126	1,9527	2,1764	2,3397	2,4194	2,6793
E		"	1,6456	1,9646	1,8332	1,8618	2,0652	2,1975	2,2642	2,4912
η <sub>c</sub>		"	0,7034	0,7033	0,7230	0,6601	0,6934	0,6732	0,6850	0,6837
η <sub>t</sub>		"	0,7643	0,7828	0,7915	0,8667	0,8381	0,8633	0,8740	0,9080
η <sub>b1</sub>		"	0,8801	0,9396	0,8901	0,8789	0,8991	0,8916	0,8397	0,8555
η <sub>b2</sub>		"	0,8097	0,9741	0,9282	0,9204	0,9423	0,8699	0,8959	0,9114
η <sub>f</sub>		"	0,0384	0,0429	0,0499	0,0585	0,0683	0,0733	0,0745	0,0942
η <sub>u</sub>		"	0,1884	0,2032	0,2289	0,2354	0,2679	0,2888	0,2983	0,3264
α		"	0,261	3,383	3,379	3,502	3,556	3,504	3,511	3,592
ρ <sub>w</sub>		"	0,3059	0,3216	0,3349	0,3508	0,3550	0,3327	0,3432	0,3649
k		"	7,92	8,65	8,10	8,38	7,82	8,05	8,04	6,96
C <sub>s</sub>		kg/cv h	1,7843	1,4490	1,2444	1,0632	0,9106	0,8476	0,8343	0,6602

Mesures

Calculs Intermédiaires

Résultats

## II CONCLUSION

Le turbo-moteur à circuit ouvert malgré ses appareils complexes destinés à améliorer le rendement du cycle, paraît déjà vouloir s'imposer dans certains domaines de production d'énergie.

Après avoir conquis une place incontestable en aéronautique, il est en voie de supplanter les moteurs à combustion interne et la turbine à vapeur. Car, si ces derniers ont de nos jours sensiblement atteint leur rendement thermique maximum, le turbo-moteur est encore susceptible d'importants perfectionnements.

La consommation spécifique est l'un des facteurs primordiaux dans le choix d'une machine productrice d'énergie.

Pour le moteur à combustion interne le plus avantageux, en l'occurrence le moteur à allumage par compression suralimenté la consommation spécifique est de l'ordre de 0,195 kg/kwh.

Dans le cas du turbo-moteur à récupération on peut obtenir : (voir listing)

a - avec le kérosène comme combustible :

- pour  $T_4 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 3$  ,  $C_s = 0,257 \text{ kg/kwh}$
- pour  $T_4 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 4$  ,  $C_s = 0,220 \text{ kg/kwh}$
- pour  $T_4 = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 6$  ,  $C_s = 0,178 \text{ kg/kwh}$

b - avec le G.N.L. comme combustible

- pour  $T_4 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 3$  ,  $C_s = 0,227 \text{ kg/kwh}$
- pour  $T_4 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 4$  ,  $C_s = 0,195 \text{ kg/kwh}$
- pour  $T_4 = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$  ,  $\delta = 0,8$  ,  $r = 6$  ,  $C_s = 0,157 \text{ kg/kwh}$

Il ressort de la comparaison des consommations spécifiques que le turbo-moteur, avec l'évolution de sa technologie de

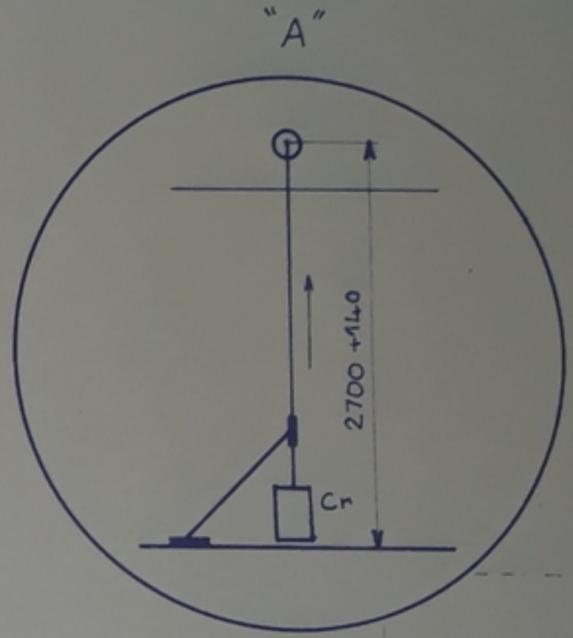
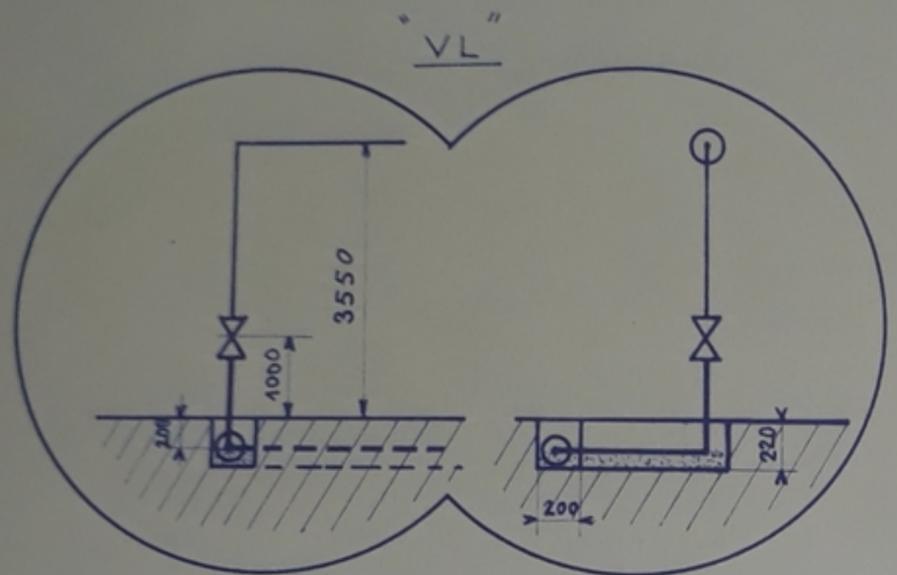
construction, promet à l'avenir une avance confortable, sur les autres moteurs, grâce à une consommation intéressante de l'ordre de 0,157 kilogramme au kilowatt-heure.

En résumé, le turbo-moteur a déjà fait la preuve qu'il pouvait apporter une solution rapide et satisfaisante à l'accroissement des besoins en énergie à tous les stades de développement. L'apparition de machines aéronautiques de plus en plus puissantes, le développement de la distribution du gaz naturel et les besoins en énergie, accentueront sûrement la position concurrentielle du turbo-moteur pour la production d'énergie.

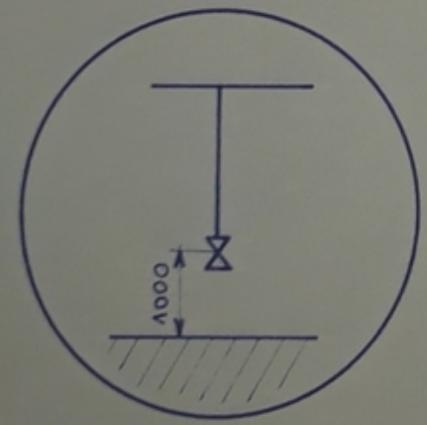
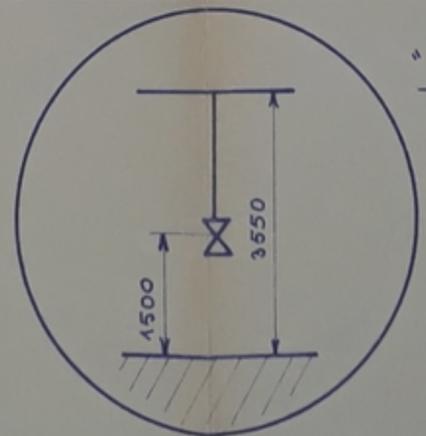
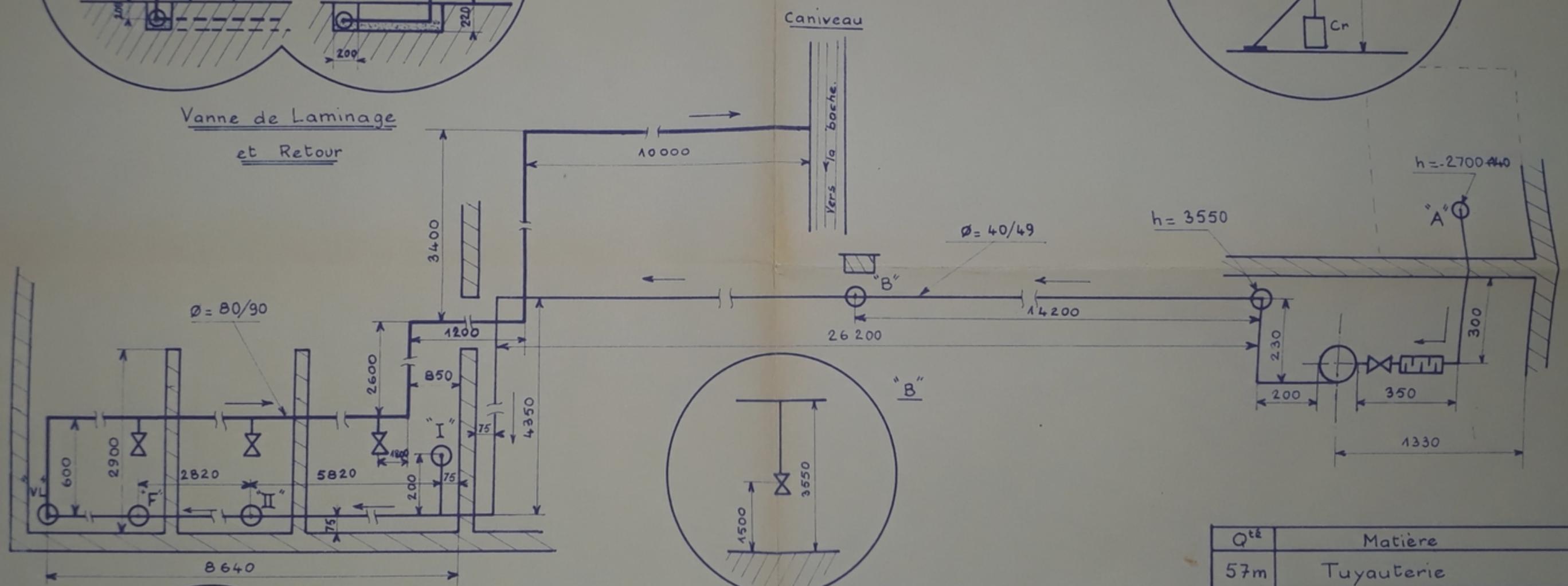
## BIBLIOGRAPHIE

- Cours de Thermodynamique par G. MATTON (E.N.P.A)
- Revues " Ingénieurs de l'automobile"
- Cours de turbines marines par A. MICHELON
- Combustion par SURUGUE et BARRERE
- Les machines transformatrices d'énergie t. 2 par G. LEMASSON
- Elements de constructions t. 10 par G. LEMASSON et A.L.TOURANCHEAU
- Guide pratique pour l'utilisation du tube d'acier
- Thermodynamique appliquée aux machines par R. VICHNIESKY
- Turbines à vapeur et à gaz par G. VIVIER
- Jet propulsion par W.HESSE et N. MUMFORD

PM 00471



Vanne de Laminage  
et Retour



Q <sup>te</sup>	Matière	D.ions
57m	Tuyauterie	40/49
28	" (Retour)	80/90
15/7	Coudes - T.	
8+VL	Vannes	

Réf.	ORGANES	Q <sup>te</sup>
DM.20	Pompe	1
	Filtre + Crépine	1/1

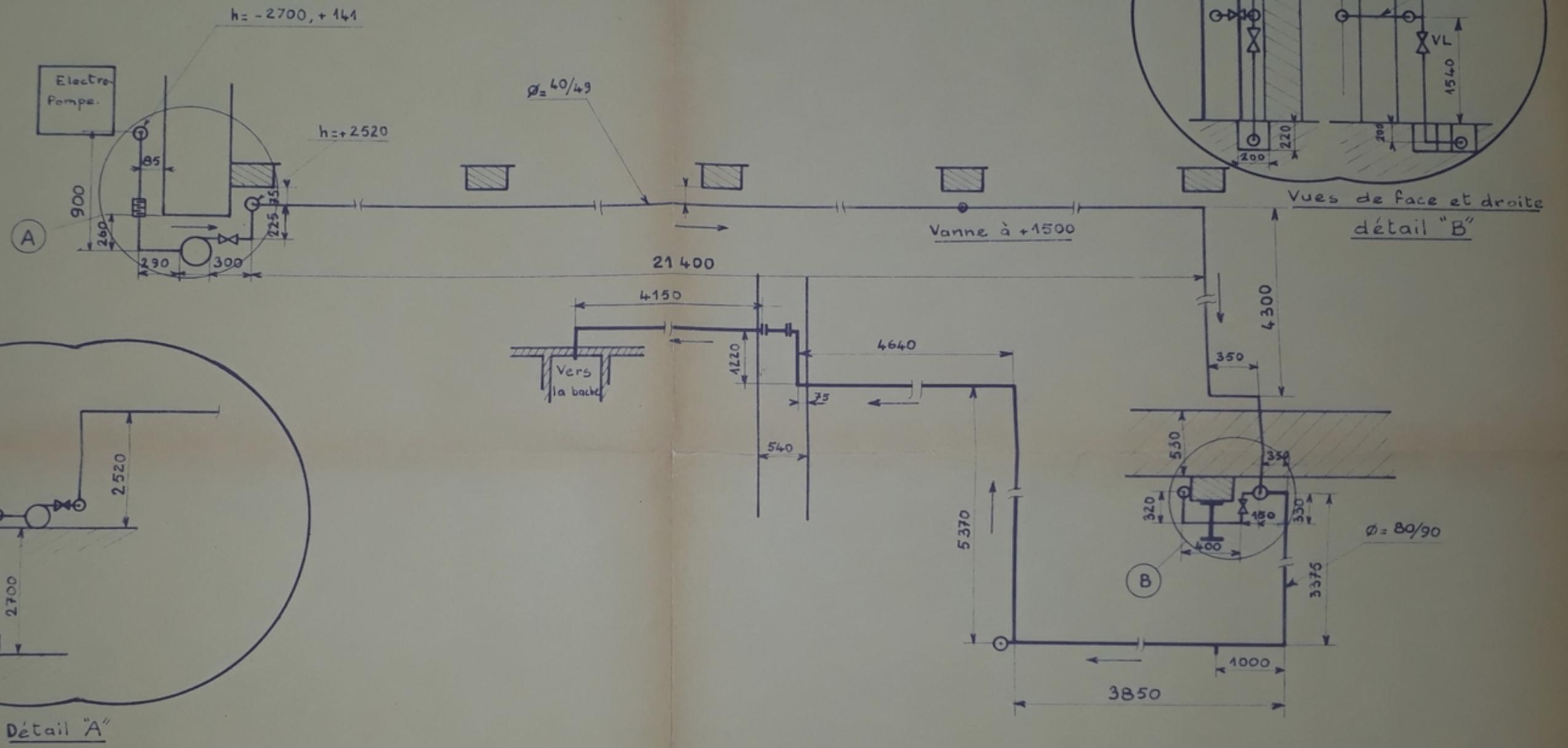
ENPA D<sup>pt</sup> MECANIQUE

10.12.1970

LABORATOIRE D'ENERGETIQUE  
Circuit Hydraulique

BANCS D'ESSAIS

PM 00471



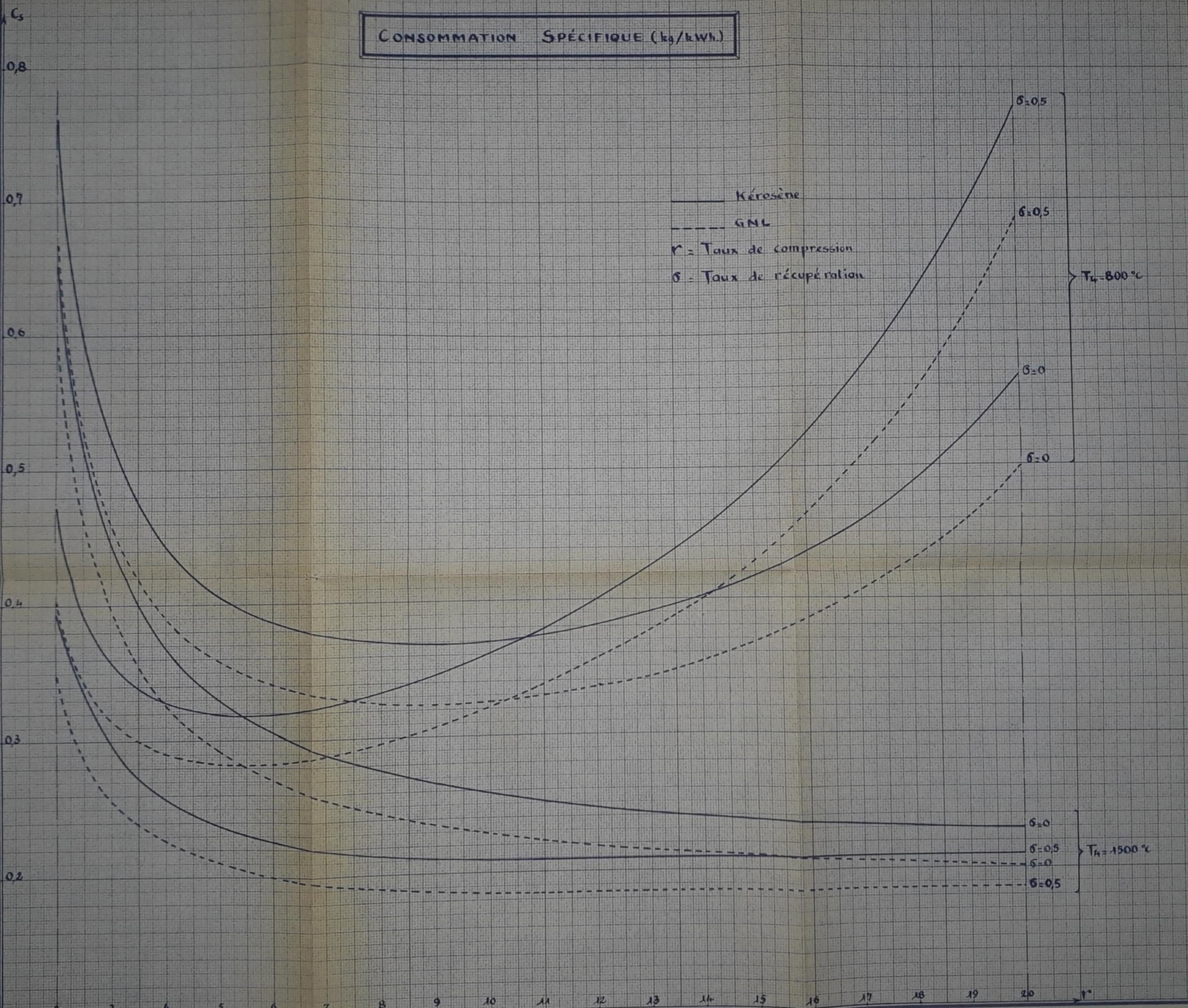
Détail "A"

Vues de face et droite  
détail "B"

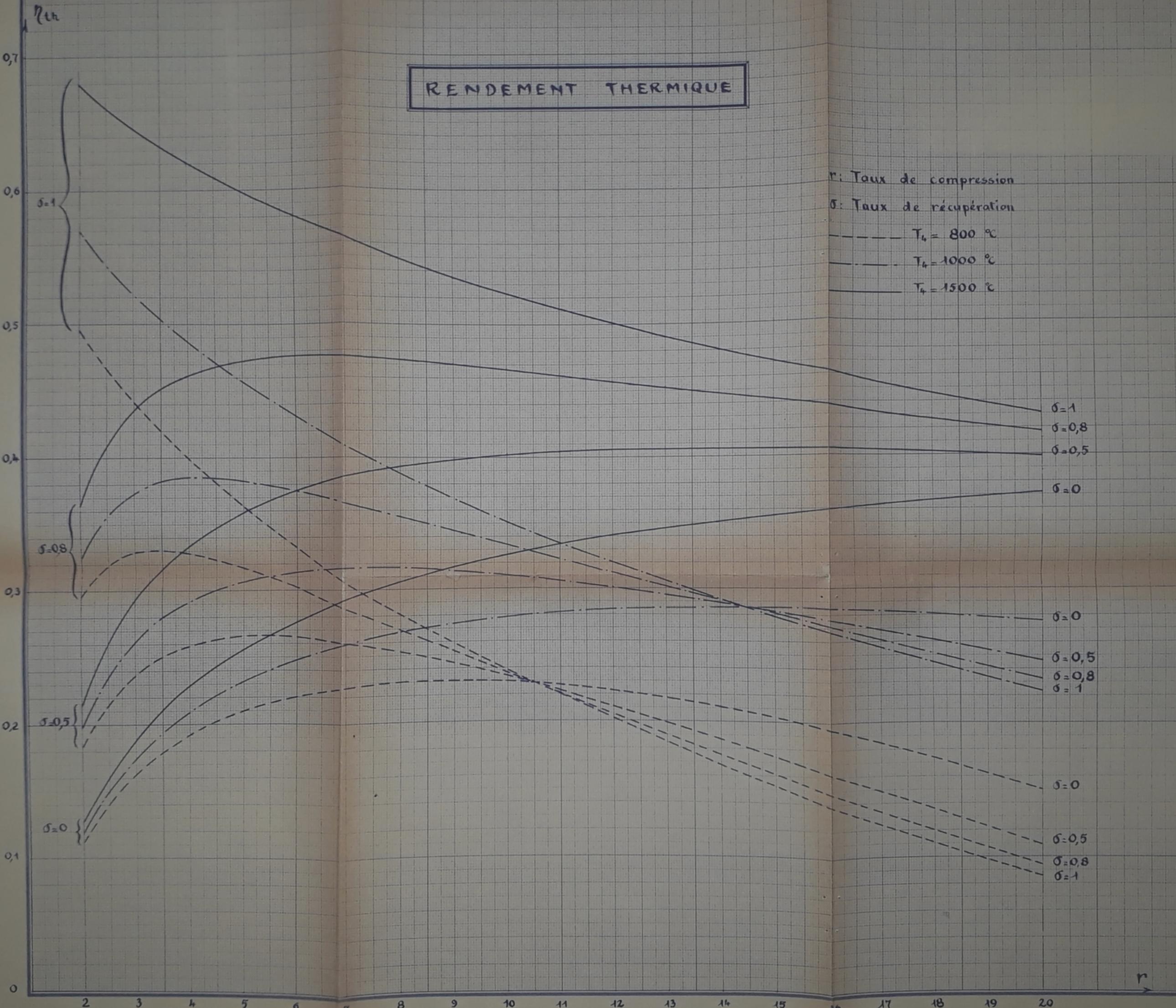
Ref	ORGANES	Qté	Qté	Matière	D'sions.
DM.20	Pompe	1	38m	Tuyauterie	40/49
	Filtre + Crépine	1	26m	" (Retour)	80/90
		1	20	Coudes - T -	
		1	4		
			3+VL	Vannes	

ENPA D' MECANIQUE		17-1-71
LABORATOIRE D' ENERGETIQUE		Centrale de Liquéfaction
Circuit Hydraulique		

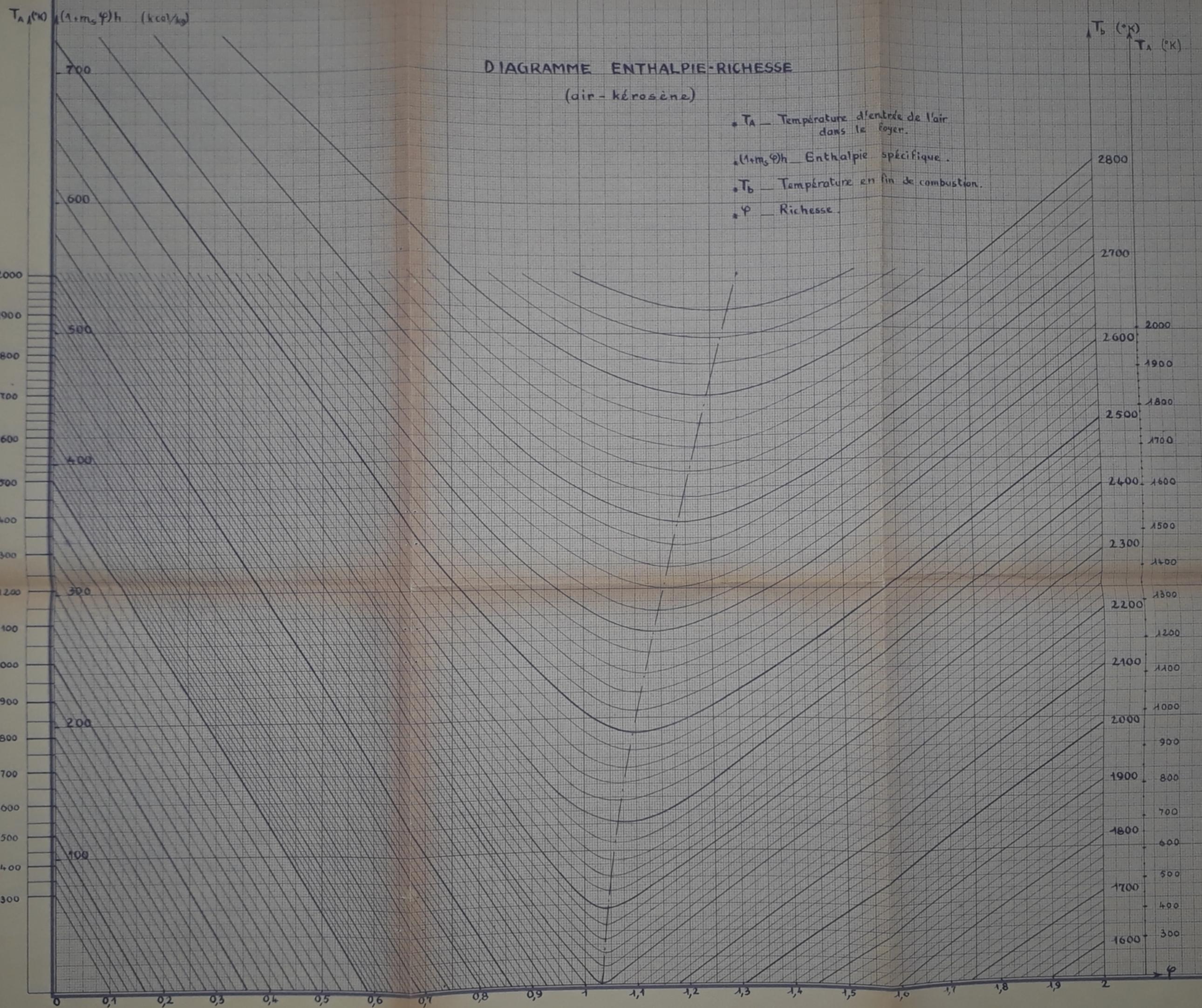
CONSOMMATION SPÉCIFIQUE (kg/kWh)



RENDEMENT THERMIQUE



PM 00471



### DIAGRAMME ENTHALPIE-RICHESSE (air - kérosène)

- \*  $T_A$  - Température d'entrée de l'air dans le foyer.
- \*  $(1+m_s\phi)h$  - Enthalpie spécifique.
- \*  $T_b$  - Température en fin de combustion.
- \*  $\phi$  - Richesse.

(D'après l'ouvrage de SURGUE et BARRÈRE "Combustion")

