

PM 100 3/73

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UNE TURBINE DE DETENTE DE GAZ

NATUREL

(Climatisation des Centrales Thermiques)

— PROJEC TEURS : Elèves Ingénieurs : BENBLIDIA  
MAKBOUL

— PROMOTEUR : Professeur : DALBON Gérard.

Membre de Jury

Professeur : DALBON

Professeur : PIEROZAK

Professeur : SAAD

Promotion 1973

## TABLE DES MATIERES

### Chapitre I : ANALYSE DES DIAGRAMMES

- 11 - Justification de l'utilisation des deux turbines de détente.
- 12 - Détermination de la pression intermédiaire ( $P_2$ ) du G.N.
- 13 - Détermination des pressions partielles initiales et finales pour les constituants du G.N.
- 14 - Détermination des chutes partielles d'enthalpie jusqu'à  $P_2$ .
- 15 - Corrections sur les pressions d'arrivées aux échnageurs.
- 16 - Chute d'enthalpie adiabatique pour chaque turbine.

### Chapitre II : CALCUL THERMODYNAMIQUE :

- 21 - Triangles de vitesses
- 22 - Evaluation des pertes dans la turbine.
- 23 - Calculs fonctionnels relatifs à la 2ème turbine.
- 24 - Calculs fonctionnels relatifs à la 1ère turbine.

### Chapitre III - INTERPRETATION EXERGETIQUE :

- 31 - Analyse du principe du détenteur
- 32 - Bilan et rendement exergetique de l'installation.

### Chapitre IV - ETUDE DES TUYERES :

- 41 - Matériau utilisé.
- 42 - Rapport de détente critique du G.N.
- 43 - Tuyères de la 1ère turbine.
- 44 - Tuyères de la 2ème turbine.
- 45 - Caractéristiques géométriques des tuyères.

Chapitre V - ETUDE DES AUBAGES MOBILES :

- 51 - Matériau utilisé.
- 52 - Caractéristiques géométriques.
- 53 - Tracé du profil.
- 54 - Effet de la force centrifuge.
- 55 - Effet de la poussée du fluide.
- 56 - Détermination du moment d'inertie.
- 57 - Calculs de vibrations des aubages.

Chapitre VI - CALCUL DE L'ARBRE ET DU DISQUE :

- 61 - Matériau utilisé.
- 62 - Calcul de l'arbre à la torsion.
- 63 - Calcul de la jante et du disque.
- 64 - Calcul de la voile et du disque.
- 65 - Calcul du moyen du disque.
- 66 - Vérification de l'arbre et vibration.

Chapitre VII - ETUDE DES PALIERS ET DE LA BUTÉE :

- 71 - Détermination des efforts axiaux.
- 72 - Détermination des efforts radiaux.
- 73 - Etude des paliers.
- 74 - Etude de la Butée.
- 75 - Circuit graissage.

Chapitre VIII - ETUDE DE L'ENVELOPPE ET DE L'ETANCHEITE :

- 81 - Etanchéité par labyrinthes.
- 82 - Etanchéité par joints plats.
- 83 - Calcul de l'enveloppe.

Chapitre IX - SOLUTION TECHNOLOGIQUES :

Chapitre X - REGULATION ET SCHEMAS DE PRINCIPE :

10.1 - Pressestat.

10.2 - Vanne trois voies.

10.3 - Servomoteur.

Chapitre XI - SITES FAVORABLES A L'IMPLANTATION D'UNE TELLE INSTALLATION.

AVANT-PROPOS

Les besoins de l'énergie dans le monde sont tels que toutes les formes actuelles d'énergie primaire utilisées ne satisferont pas la demande dans l'avenir.

Pour un pays en voie de développement comme l'Algérie, cette énergie devient particulièrement indispensable.

Les hydrocarbures, grandes richesses naturelle de notre pays, constituent les sources principales d'énergie.

En ce qui concerne les hydrocarbures gazeux, l'étude économique du transport par conduite, de l'exploitation à l'utilisation pose un compromis entre le prix de la conduite et le coût des stations de compression qui permettent d'assurer la pression du fluide admissible. Il existe donc un diamètre optimal du gazoduc déterminé par la relation ci-dessous :

$$d = A.B.C. \eta^{0,5} . M^{0,4}$$

d = diamètre du pipe-line en mètre.

A = coefficient dépendant de la nature des matériaux constituant les conduites.

$$B = (V_o.V. \frac{f}{p})^{0,15}$$

V = volume massique du fluide dans la conduite

V<sub>o</sub> = volume massique du fluide à la sortie des stations de compression (V et V<sub>o</sub> en m<sup>3</sup>/kg)

$\frac{f}{p}$  = rapport de la contrainte admissible sur la pression du gaz régnant dans la conduite (exprimées dans les mêmes unités).

C = coefficient qui tient compte du nombre d'heures d'utilisation actualisées.

$\eta$  = viscosité dynamique en Poiseilles

M = débit massique du gaz en (kg/s)

L'optimum économique montre que le transport du gaz naturel s'effectue à haute pression. Au terminal du gazoduc qui abouti à SKIKDA, cette pression  $p$  peut s'élever jusqu'à 42 bars, à l'utilisation une vanne de laminage détent  $38800 \text{ m}^3/\text{h}$  de gaz jusqu'à une presse de 6 bars. La détente primaire du gaz à la centrale thermique d'Alger (Port) s'effectue de 30 bars à 6 bars pour un débit de  $18000 \text{ m}^3/\text{h}$ ..... ce qui représente une perte considérable d'exergie.

Monsieur DALBON Gérard Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique propose l'étude de la récupération de cette énergie de détente du gaz avec une turbine et l'utilisation des frigories du gaz naturel détendu dans le but de la climatisation des locaux de la Centrale Thermique.

La ventilation de ces locaux se fera par une soufflante accouplée à la turbine de détente.

Le projet d'une telle installation comprend plusieurs études (turbine, échangeurs de chaleur, soufflante, économie du système, locaux à climatiser, fabrication mécanique .....).

Dans le cadre du "Projet de fin d'études" le sujet est limité à l'étude fonctionnelle et technologique de la turbine de détente.

En moyenne, la détente primaire du gaz dans les centrales thermiques alimentées au gaz naturel, comme dans la centrale d'Alger, s'effectue par laminage de 30 bars à 6 bars.

Ceci nous permettra d'évaluer à la fin de cette étude la puissance de la turbine de détente pour chaque centrale.

.../...

CARACTERISTIQUES FONCTIONNELLES  
DU PROJET D'UNE TURBINE DE DETENTE

---

Pression d'entrée du G.N.	30 bars
Pression de sortie du G.N.	6 bars
Débit massique du G.N.	20 kg/s
Température moyenne du G.N.	300°K

ANALYSE DES DIAGRAMMES

Le gaz naturel est un mélange d'hydrocarbures, il comporte essentiellement des alcanes, du gaz carbonique, de l'azote et de l'hélium.

Dans le gaz de HASSI R'MEL, le gaz carbonique et l'hélium se trouvent à l'état de traces.

Composition molaire des constituants du G.N de HASSI R'MEL

Constituants	Méthane	Ethane	Propane	Azote	Somme
x <sub>i</sub> réels	83, 21	7, 05	3, 32	6, 06	99, 64%
x <sub>i</sub> corrigés	83, 57	7, 05	3, 32	6, 06	100 %
Indice	1	2	3	4	

- TABLEAU I-

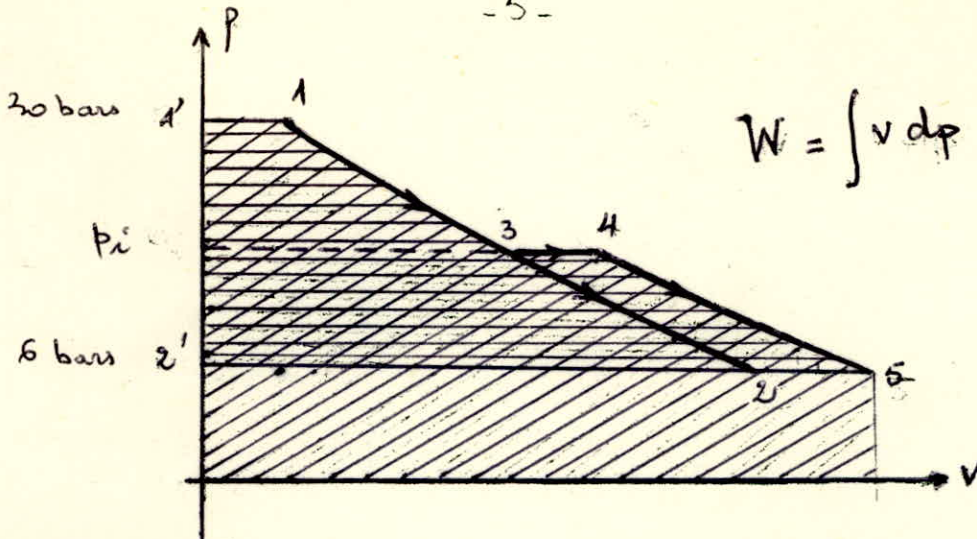
11- Justification de l'utilisation de deux turbines de détente :

Supposons que le gaz naturel ne soit constitué que de méthane (ce qui n'entraîne pas une grande erreur : 83, 57% du G.N.)

L'analyse du diagramme de méthane révèle qu'une détente adiabatique de 30 à 6 bars du gaz, le refroidirait de 27° C à - 73° C. Il se pourrait qu'à cet état thermique du gaz, des traces d'alcanes lourds se trouvent liquéfiés, bien qu'en très faibles proportions, cela pourrait nuire au fonctionnement de la turbine. Pour prévenir le risque l'utilisation de deux turbines avec réchauffe intermédiaire est nécessaire ( la réchauffe consiste à récupérer les figories du gaz dans le but de la climatisation en utilisant un échangeur de chaleur). (Cf : Projet MILOUDI Mohammed).

Autre avantage, cette réchauffe intermédiaire permettrait d'accroître considérablement le rendement thermique de l'installation.





Pour une détente de 30 à 6 bars, le travail machine recueilli  $w_1$ :

$$w_1 = \int_1^2 v dp = \text{aire } 11' 22'$$

Pour une détente avec réchauffe intermédiaire à la pression  $p_i$  de 30 à 6 bars, le travail machine recueilli  $w_2$

$$w_2 = \int_1^2 v dp = \text{aire } 11' 22' + \text{aire } 2345$$

Le procédé de détente avec réchauffe intermédiaire présente un accroissement de travail machine correspondant à l'aire 2345 ce qui augmente le rendement thermodynamique de l'installation (Schéma de principe de l'installation) ①

Convention d'écriture :

Le premier indice définit l'état du gaz (Fig. 1), le 2<sup>e</sup> indice définit les constituants du G.N ( tableau I)

12- Détermination de la pression intermédiaire  $P_2$  du G.N. :

Nous nous proposons d'utiliser deux turbines identiques; pour cela la chute d'enthalpie du gaz dans la première turbine de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$  doit être égale à la chute d'enthalpie du gaz dans la deuxième turbine de la pression  $P_2$  à la pression  $P_4$ .

.../...

$$\log P_0 - \log P_2 = \log P_2 - \log P_4$$

$$\log 30 - \log P_2 = \log P_2 - \log 6$$

$$1,48 - \log P_2 = \log P_2 - 0,78$$

$$\log P_2 = \frac{1,48 + 0,78}{2} = 1,135$$

$$P_2 = 13,65 \text{ bars.}$$

Pressions partielles

$$\frac{P_{21}}{P_2} = 0,8357 \Rightarrow P_{21} = 13,65 \times 0,8357 = 11,41 \text{ bars}$$

$$\frac{P_{22}}{P_2} = 0,0705 \Rightarrow P_{22} = 13,65 \times 0,0705 = 0,963 \text{ bars}$$

$$\frac{P_{23}}{P_2} = 0,0332 \Rightarrow P_{23} = 13,65 \times 0,0332 = 0,453 \text{ bars}$$

$$\frac{P_{24}}{P_2} = 0,0606 \Rightarrow P_{24} = 13,65 \times 0,0606 = 0,837 \text{ bars}$$

13 - Détermination des pressions partielles initiales et finales pour les constituants du G.N. :

- Méthane :  $P_{01} = P_0 \cdot X_1 = 30 \times 0,8357 = 25 \text{ bars}$

$$P_{41} = P_4 \cdot X_1 = 6 \times 0,8357 = 5 \text{ bars}$$

- Ethane :  $P_{02} = P_0 \cdot X_2 = 30 \times 0,0705 = 2,115 \text{ bars}$

$$P_{42} = P_4 \cdot X_2 = 6 \times 0,0705 = 0,423 \text{ bars}$$

- Propane :  $P_{03} = P_0 \cdot X_3 = 30 \times 0,0332 = 1 \text{ bar}$

$$P_{43} = P_4 \cdot X_3 = 6 \times 0,0332 = 0,2 \text{ bar}$$

- Azote :  $P_{04} = P_0 \cdot X_4 = 30 \times 0,0606 = 1,818 \text{ bar}$

$$P_{44} = P_4 \cdot X_4 = 6 \times 0,0606 = 0,363 \text{ bar}$$

.../...

14 - Détermination des chutes partielles d'enthalpies jusqu'à P<sub>2</sub> .

Les chutes partielles d'enthalpies pour le méthane, l'éthane et le propane sont lues directement sur les diagrammes thermodynamiques (DIAGRAMME) 3.

Ne disposant pas de diagramme d'azote nous l'avons assimilé à un gaz parfait pour le calcul de l'enthalpie partielle . Cette approximation se justifie d'une part par les propriétés de l'azote voisines de celles du gaz parfait (gaz inerte) et d'autre part par son faible pourcentage dans la composition du gaz naturel :  $\chi_y = 0,0606$ .

Calculs relatifs à l'azote :

$$[H_o]_{N_2} = A \frac{\gamma}{\gamma-1} P_{o4} \cdot v_{o4} \left[ 1 - \left( \frac{P_{24}}{P_{o4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Calcul de  $v_{o4}$  à  $P_{o4} = 1,818$  bar

$$P = 1 \text{ bar}$$

$$T = 35 + 273 = 308 \text{ °K}$$

$$v = 0,9 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (chambadal)}$$

$$r = \frac{Pv}{T} = \frac{10^5 \times 0,9}{308} = 292 \text{ J/kg °K}$$

$$P_{o4} = 1,818 \text{ bar}$$

$$T_{o4} = 300 \text{ °K}$$

$$v_{o4} = \frac{rT_{o4}}{P_{o4}} = \frac{292 \times 300}{1,818 \times 10^5} = 0,482 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pour l'azote  $T_{o4} = 300 \text{ °K}$ ,  $P_{o2} = 0,827$  bar

$$[H_o]_{N_2} = \frac{1,4}{0,4 \times 427} \times 1,818 \times 10^4 \times 0,482 \left[ 1 - \left( \frac{0,827}{1,818} \right)^{\frac{1,4}{1,4}} \right]$$

$$[H_o]_{N_2} = 14,4 \text{ kcal/Kg}$$

$$H_o \text{ global pour les deux turbines} = 2 \times [H_o]_{N_2}$$

$$H_o = 2 \times 14,4 = 28,8 \text{ kcal /Kg}$$

.../...

Chutes partielles d'enthalpies dans chaque turbine, compte-non tenu de la depression dans les échangeurs :

Constituants	Chutes partielles
Méthane	26 kcal/kg
Ethane	14, 33 kcal/kg
Propane	10 kcal/Kg
Azote	14, 4 Kcal/kg

15 - Correction sur les pressions d'arrivées aux échangeurs :

Pour permettre la circulation du gaz naturel dans les échangeurs, il est nécessaire de prévoir une différence de pression  $\Delta p$  entre l'entrée et la sortie du gaz dans l'échangeur.

$$\Delta p \Rightarrow \Delta h \Rightarrow C_{éch} = 91,5 \sqrt{\Delta h}$$

$$p_2 + \Delta p = p_I \quad \text{et} \quad p_4 + \Delta p = p_{II}$$

avec  $p_0 - p_2 \neq p_2 - p_4$   $p_0 = 30 \text{ bars}$  et  $p_4 = 6 \text{ bars}$

Prenons une différence de pression  $p = 0,3 \text{ bar}$

$$p_I = 13,65 + 0,3 = 13,95 \text{ bars}$$

$$p_{I1} = 13,95 \times 0,8357 = 11,66 \text{ bars}$$

$$p_{I2} = 13,95 \times 0,0705 = 0,98 \text{ bar}$$

$$p_{I3} = 13,95 \times 0,0332 = 0,463 \text{ bar}$$

$$p_{I4} = 13,95 \times 0,0606 = 0,845 \text{ bar}$$

$$\sum p_{Ii} = 13,95$$

$$\Delta p_{I1} = p_{I1} - p_{21} = 0,25 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{I2} = p_{I2} - p_{22} = 0,02 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{I3} = p_{I3} - p_{23} = 0,04 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{I4} = p_{I4} - p_{24} = 0,018 \text{ bar}$$

.../...

Détermination de l'enthalpie partielle de l'azote  $\Delta h_{14}$ :

On se trouve sur une **isotherme**  $P_{O_4} \cdot V_{O_4} = P_{14} \cdot V_{14}$

$$V_{14} = V_{O_4} \cdot \sqrt{\frac{P_{O_4}}{P_{14}}} = 0,482 \cdot \sqrt{\frac{1,818}{0,845}} = 0,835 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\Delta h_{14} = \frac{1,4}{427 \times 0,4} \times 0,845 \times 0,835 \times 10^4 \left[ 1 - \left( \frac{0,827}{0,845} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} \right]$$

$$\Delta h_{14} = 19,4 (1 - 0,938) = 19,4 \times 0,056 = 0,35 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_1 = \sum n_i \cdot \Delta h_{1i}$$

$n_i$  étant la composition massique des éléments

constituants	Masse moléculaire	Masse $m_i$	$n_i$
Méthane	$M_1 = 16$	$m_1 = M_1 \times x_1 = 13,4$	$n_1 = \frac{m_1}{M} = 0,417$
Ethane	$M_2 = 30$	$m_2 = M_2 \times x_2 = 3,12$	$n_2 = \frac{m_2}{M} = 0,114$
Propane	$M_3 = 44,1$	$m_3 = M_3 \times x_3 = 1,464$	$n_3 = \frac{m_3}{M} = 0,078$
Azote	$M_4 = 28$	$m_4 = M_4 \times x_4 = 1,7$	$n_4 = \frac{m_4}{M} = 0,091$
Mélange	-----	$M = 18,68$	$\sum n_i = 1$

$$\Delta h_{11} = 0,83 \text{ kcal/kg (diagramme)}$$

$$\Delta h_{12} = 0,5 \text{ kcal/Kg (diagramme)}$$

$$\Delta h_{13} = 0,33 \text{ kcal/kg (diagramme)}$$

$$\Delta h_{14} = 0,35 \text{ kcal/kg (calculé)}$$

$$\Delta h_1 = \sum n_i \Delta h_{1i} = n_1 \Delta h_{11} + n_2 \Delta h_{12} + n_3 \Delta h_{13} + n_4 \Delta h_{14}$$

$$\Delta h_1 = 0,417 \times 0,8357 + 0,114 \times 0,5 + 0,078 \times 0,33 + 0,091 \times 0,35$$

$$\Delta h_1 = 0,787 \text{ kcal/Kg}$$

Vitesse de circulation du gaz dans les échangeurs Cech

$$Cech = 91,5 \sqrt{\Delta h_1} = 91,5 \sqrt{0,71} = 77 \text{ m/s (acceptable)}$$

16 - Chûte d'enthalpie adiabatique dans chaque turbine :

$$\Delta H = h_2 - h_0 = 26 \times 0,717 + 14,33 \times 0,114 + 10 \times 0,078 + 14,4 \times 0,091$$

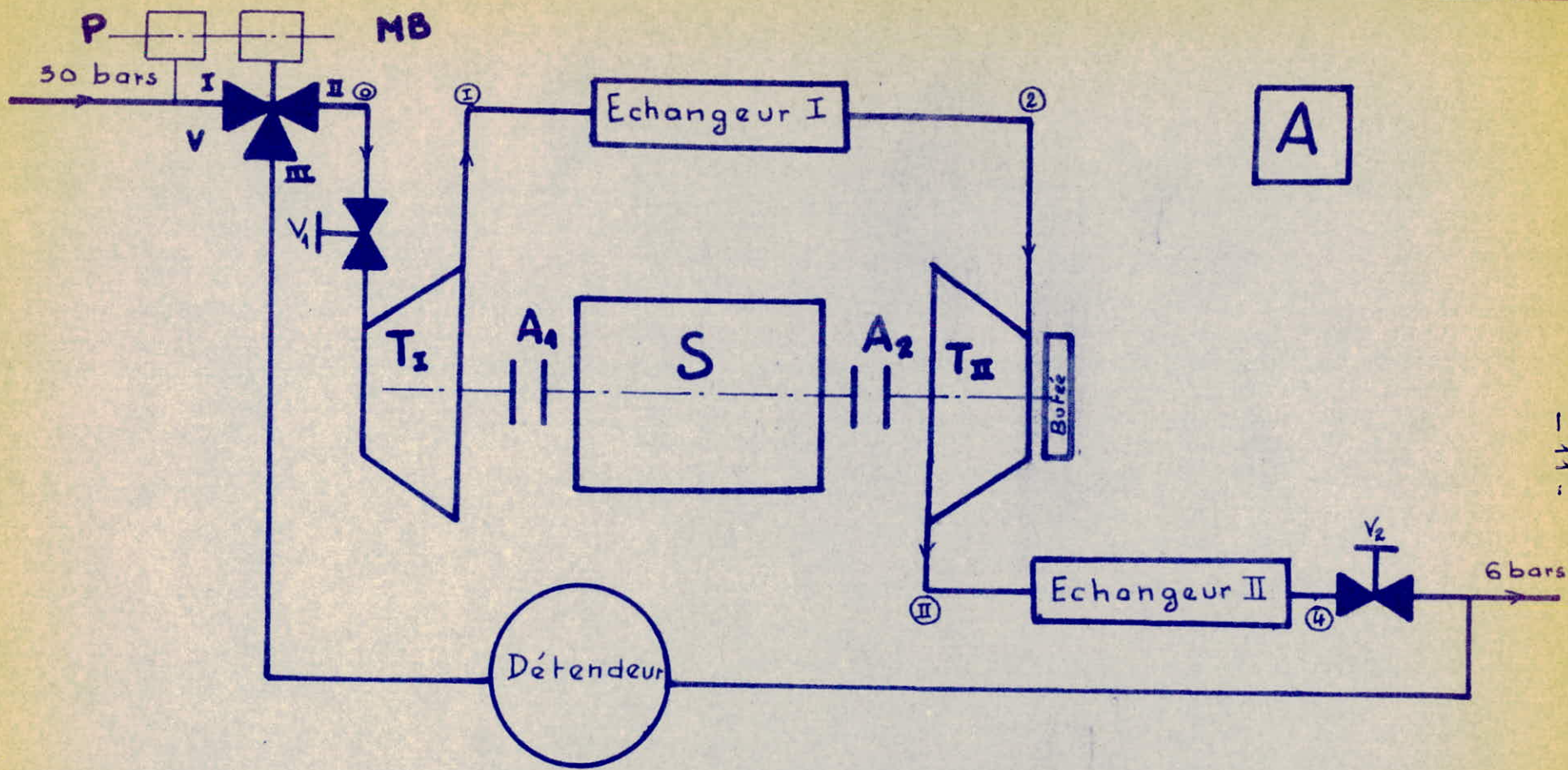
$$\Delta H = 22,33 \text{ kcal/kg}$$

$$H_0 = (h_2 - h_0) - (h_2 - h_1) = \Delta H - \eta h_1$$

$$H_0 = 22,33 - 0,71 = 21,62 \text{ kcal/kg de G.N}$$

Chaque turbine permet une détente adiabatique du G.N d'une chute d'enthalpie de 21,62 kcal/kg de G.N.

-----\*



$T_I$  : Turbine I

$T_{II}$  : Turbine II

P : Pressostat

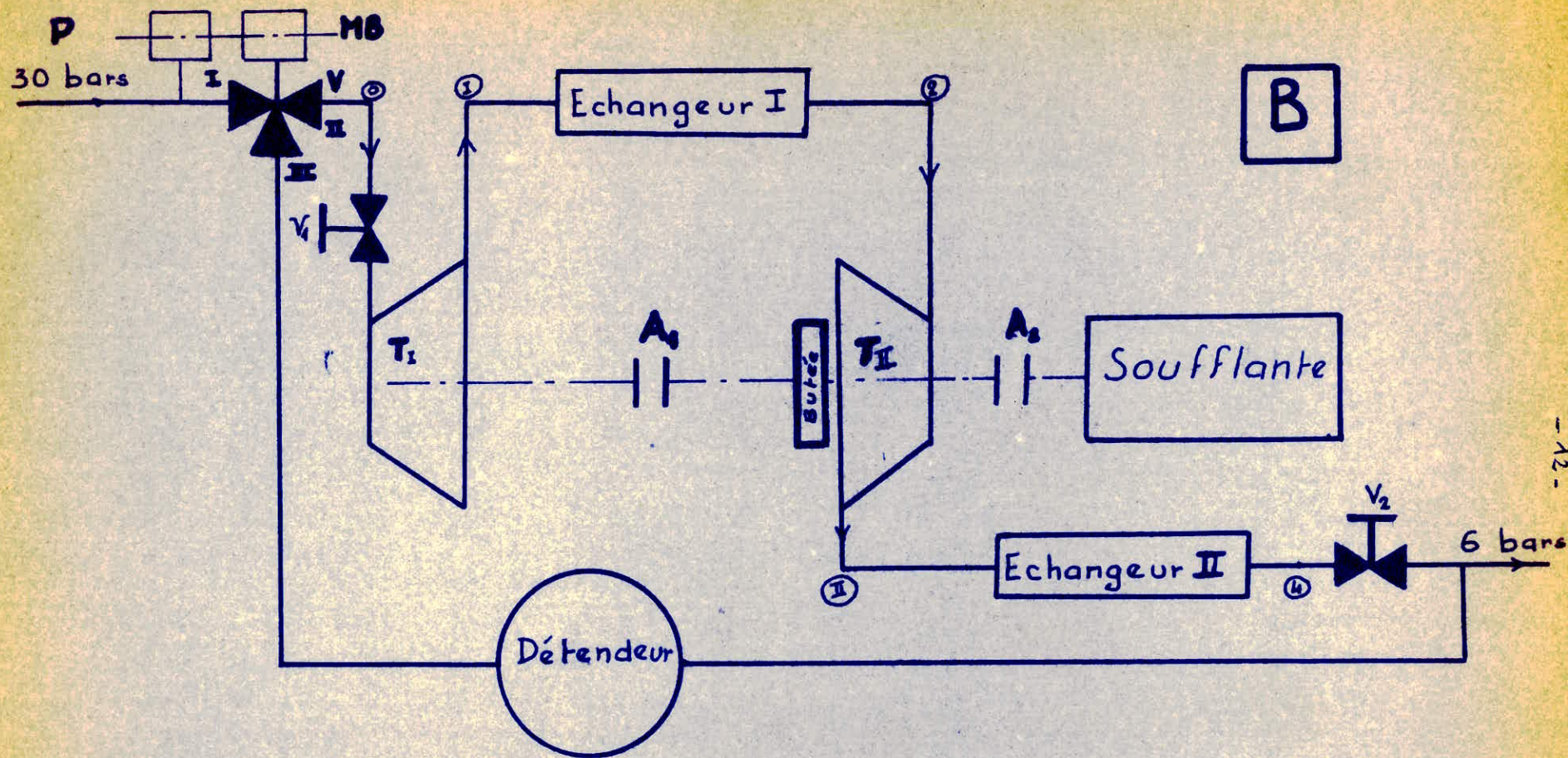
MB : Servo-moteur de la Vanne 3 voies V

$V_1, V_2$  : Vannes d'isolement des Turbines

$A_1, A_2$  : Accouplements élastiques

S : Soufflante

**SCHEMA DE PRINCIPE  
DE L'INSTALLATION**



T<sub>I</sub> : Turbine I

T<sub>II</sub> : Turbine II

P : Pressostat

MB : Servo-moteur de la Vanne 3 voies V

V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub> : Vannes d'isolement des Turbines

A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub> : Accouplements élastiques

**SCHEMA DE PRINCIPE  
DE L'INSTALLATION**



## Chapitre II

### CALCULS THERMODYNAMIQUES

Principe : La chute d'enthalpie du GN de 30 à 6 bars est de 21,62 kcal/kg pour chaque turbine il est donc évident que les turbines ne comportent qu'une seule cellule ( turbine de LAVAL) qui sera constituée :

- d'un distributeur fixe composé de tuyères (transformation de l'énergie thermique en énergie cinétique);

- d'une roue mobile fixée sur l'arbre et dont les ailettes sont situées sur la périphérie (transformation de l'énergie cinétique du GN en énergie mécanique de rotation de l'arbre).

#### 21 - Triangles de vitesse :

-Chute adiabatique  $H_0 = 21,62$  kcal/kg de G.N

Taux de réaction : Turbine à action à faible degré de réaction :  $\rho = 0,1$   
chûte disponible d'enthalpie :

$$H_{01} = (1 - \rho) H_0 = 0,9 \times 21,62 = 19,5 \text{ kcal/dg de G.N}$$

Coéfficient de vitesse choisi à l'entrée de la roue :  $\psi = 0,96$

Vitesse d'écoulement à la sortie des tuyères :

$$C_1 = 91,5 \times \psi \times \sqrt{H_{01}} = 91,5 \times 0,96 \times \sqrt{19,5} = 388 \text{ m/s}$$

voir courbe  $\eta_u = f\left(\frac{U}{C}\right)$

$$\alpha_1 \neq \beta_2 \text{ et } \alpha_2 \neq \beta_1 \Rightarrow \left(\frac{U}{C_1}\right)_{\max} = \xi_{\max} = 0,5$$

$$\xi_{\max} \cdot K_1 = \frac{\cos \alpha_1}{2} = X_1 \text{ on prend habituellement } K_1 = 0,95$$

$$\cos \alpha_1 = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,95 = 0,95 \Rightarrow \alpha_1 = 18^\circ 30' \Rightarrow \sin 18^\circ 30' = 0,317$$

vitesse périphérique :

$$X_1 = \left( \frac{V}{C_1} \right) = \int \text{max. } k_1 = 0,5 \times 0,95 = 0,45$$

$$U = C_1 \cdot X_1 = 388 \times 0,45 = 174 \text{ m/s}$$

Diamètre moyen de l'étage       $N = 6\,000 \text{ tr/mn}$

Avantage : En prenant un nombre de tours par minute de la turbine élevé le diamètre moyen de l'étage sera relativement moins important, la turbine sera donc plus compact. Cette conséquence est avantageuse du point de vue technologique, réalisation et surtout étanchéité.

D'autre part plus la vitesse de rotation est élevée que la soufflante accouplée aura un meilleur rendement.

Inconvénient : Plus la vitesse de rotation de l'arbre est importante plus l'équilibrage dynamique du rotor est difficile à réaliser.

$$d = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot N} = \frac{60 \times 174}{3,14 \times 6000} = 0,554 \text{ m}$$

Projection des vitesses à l'entrée des aubes mobiles : (triangles) 1

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 388 \times 0,948 = 368 \text{ m/s}$$

$$W_{1u} = C_{1u} - u = 368 - 174 = 194 \text{ m/s}$$

$$W_{1a} = C_{1a} = 368 \times 0,317 = 122,3 \text{ m/s}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{W_{1a}}{W_{1u}} = \frac{122,3}{194} = 0,63$$

$$\beta_1 = 32^\circ 15'$$

$$\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ 15' = 28^\circ$$

$$\sin 28^\circ = 0,47$$

$$\cos 28^\circ = 0,89$$

- Détermination du coefficient de vitesse de sortie de la roue

$$\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$$

$$\beta_1 + \beta_2 = 60^\circ$$

$$\psi = 0,86$$

.../...

—Vérification du coefficient de vitesse d'entrée de la roue

$$\varphi = k_2 \cdot \varphi_1$$

$\varphi_1$  = coefficient de vitesse théorique  
 $k_2$  = coefficient correcteur

$$\varphi_1 = f(\beta_1 + \beta_2) = 0,97$$

$$k_2 = f(\beta_1 + \beta) = 0,99$$

$$\varphi = 0,97 \times 0,99 = 0,96$$

Le coefficient de vitesse pris au début des calculs est vérifié avec les angles calculés  $\beta_1$  et  $\beta_2$

Vitesse relative à l'entrée de la roue :

$$W_1 = \sqrt{W_{1a}^2 + W_{1u}^2} = \sqrt{122,3^2 + 192^2} = 228 \text{ m/s}$$

Energie cinétique à l'entrée de la roue par le mouvement relatif :

$$E = \frac{\Delta W_1^2}{2g} = \frac{228^2}{2 \times 9,81 \times 427} = 6,22 \text{ kcal/kg}$$

Vitesse relative théorique à la sortie de la roue :

$$W_{2t} = 91,5 \sqrt{pHo + E} = 91,5 \sqrt{8,37} = 265 \text{ m/s}$$

Vitesse relative réelle :

$$W_2 = \varphi \cdot W_{2t} = 0,86 \times 265 = 228 \text{ m/s}$$

Projection des vitesses à la sortie de la roue :

$$W_{2a} = C_{2a} = W_2 \sin \beta_2 = 228 \times 0,47 = 107 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = W_2 \cos \beta_2 = 228 \times 0,89 = 203 \text{ m/s}$$

$$C_{2u} = W_{2u} - U = 203 - 174 = 29 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2a}^2} = 10^2 \sqrt{1,15 + 0,084} = 111 \text{ m/s}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_2} = \frac{29}{111} = 0,261 \implies \alpha_2 = 75^\circ$$

22 - Evaluation des pertes dans la turbine :

Pertes dans les tuyères :

$$h_c = H_{o1} (1 - \eta^2) = 19,5 (1 - 0,96^2) = 1,56 \text{ kcal/kg}$$

Pertes dans les aubages mobiles :

$$h_1 = \frac{\Delta W_{2t}^2}{2g} (1 - \eta^2) = \frac{265^2 (1 - 0,96^2)}{2 \times 9,81 \times 427}$$

$$h_1 = \frac{7}{0,838} (1 - 0,86^2) = \frac{7 \times 0,26}{0,828} = 2,16 \text{ kcal/kg}$$

Pertes avec la vitesse de sortie de la roue :

$$h_{rs} = \frac{102^2}{2g} = \frac{111^2}{2 \times 9,81 \times 427} = 1,5 \text{ kcal/kg}$$

Somme des pertes thermiques :

$$\sum h = h_c + h_1 + h_{rs} = 1,56 + 2,15 + 1,5 = 5,22 \text{ kcal/kg}$$

REMARQUE : Pour pouvoir tracer les cycles ouverts sur chaque diagramme pour chaque constituant, il faudrait évaluer les pertes relatives à chaque constituant.

Pertes dans les tuyères pour chaque constituant :

a) Méthane :

$$h_{c1} = (1 - \eta^2)(1 - \rho)(\Delta H_1 - h_1)$$

$$h_{c1} = 0,08 \times 9,9 (26 - 0,8357)$$

$$h_{c1} = 1,81 \text{ kcal/kg}$$

b) Ethane :

$$h_{c2} = (1 - \eta^2)(1 - \rho)(\Delta H_2 - h_2)$$

$$h_{c2} = 0,08 \times 0,9 (14,33 - 0,5)$$

$$h_{c2} = 0,995 \text{ kcal/kg}$$

.../...

c) Propane :

$$h_{c3} = (1 - \psi^2)(1 - \rho)(\Delta H_3 - h_3)$$

$$h_{c3} = 0,08 \times 0,9 (10 - 0,33)$$

$$h_{c3} = 0,697 \text{ kcal/kg}$$

d) Azote :

$$h_{c4} = (1 - \psi^2)(1 - \rho)(\Delta H_4 - h_4)$$

$$h_{c4} = 0,08 \times 0,9 (14,4 - 0,35)$$

$$h_{c4} = 1,01 \text{ kcal/kg}$$

Vérification :

$$h_c = \sum h_{ci} \cdot n_i = 1,81 \times 0,717 + 0,995 \times 0,114 + 0,697 \times 0,078 + 1,01 \times 0,091 = 1,559 \text{ kcal/kg}$$

Nous retrouvons la valeur  $h_c$  à une différence de 1%/00

Pertes dans les subages mobiles pour chaque constituant :

$$h_1 = 2,16 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{h_1}{H_c} = \frac{h_{11}}{\Delta H_1 - h_1} = \frac{h_{12}}{\Delta H_2 - h_2} = \frac{h_{13}}{\Delta H_3 - h_3} = \frac{h_{14}}{\Delta H_4 - h_4}$$

$$\frac{h_1}{H_c} = \frac{2,16}{21,62} = 0,1$$

$$h_{11} = 0,1 \times 25,17 = 2,517 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{12} = 0,1 \times 13,83 = 1,383 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{13} = 0,1 \times 9,67 = 0,967 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{14} = 0,1 \times 14,05 = 1,405 \text{ kcal/kg}$$

Vérification :

$$h_1 = \sum h_{1i} \cdot n_i$$

$$h_1 = 2,517 \times 0,717 + 1,383 \times 0,114 + 0,967 \times 0,078 + 1,405 \times 0,091$$

$$h_1 = 2,1615 \text{ kcal/kg}$$

La valeur de  $h_1$  est vérifiée avec une erreur absolue de 2%/00

Chutes et pertes d'enthalpie dans chaque T (†)

23 - Calculs fonctionnels relatifs à la deuxième turbine :

Nous commençons par les calculs fonctionnels de la deuxième turbine, car le degré d'injection partielle de la 2<sup>e</sup> turbine déterminera celui de la première.

Détermination de la constante thermodynamique du gaz naturel :

données du gaz naturel	{	Masse volumique = 0,847 kg/m <sup>3</sup>
		Température = 273° K
		Pression = 1,013 bar

L'équation d'état d'un gaz réel est de la forme

$$pv = \frac{r}{z} \cdot T$$

$\frac{r}{z}$  = coefficient de compressibilité

$\frac{1}{z}$  moyen est évalué sur l'abaque de 1,04

$$r = 438 \text{ joules/kg degré}$$

Pression de sortie des tuyères déterminée à partir du diagramme de

méthane :  $\frac{p_1}{p} = X_1$

$$P'_3 = \frac{5,6}{0,8357} = 6,7 \text{ bars}$$

Volume spécifique du G.N à l'entrée de la turbine :

$$t_2 = 12^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 12 + 273 = 285 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$p_2 = 13,65 \text{ bars}$$

$$p_2 v_2 = r T_2 \implies v_2 = \frac{438 \times 285}{13,65 \times 10^5} = 0,0915 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Volume spécifique du G.N après les tuyères dans une expansion adiabatique :

$$p'_3 v'_3 = p_2 v_2$$

$$(\gamma) \text{ moyen} = 1,318$$

Courbes  $\gamma = f(T)$

$$C_p = f(\gamma)$$

(2)

.../...

$$v'_3 = \left( \frac{p_2}{p'_3} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot v_2 = \left( \frac{13,65}{6,7} \right)^{\frac{1}{1,318}} \times 0,0915$$

$$v'_3 = 0,157 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Température du G.N après les tuyères dans une expansion adiabatique:

$$T'_3 = \frac{p'_3 v'_3}{r}$$

$$T'_3 = \frac{6,7 \cdot 10^5 \times 0,157}{438} = 240 \text{ }^\circ\text{K}$$

Température du G.N après les tuyères dans une expansion réelle :

$$h_e = 1,56 \text{ kcal/kg}$$

$$T_3 = T'_3 + \frac{h_e}{C_p} \quad [C_p]_{248 \text{ }^\circ\text{K}} \approx [C_p]_{254 \text{ }^\circ\text{K}} \approx 0,428 \text{ cal/Kg degré}$$

$$T_3 = 240 + \frac{1,56}{0,428} = 243,64 \text{ }^\circ\text{K}$$

Volume spécifique du G.N après les tuyères dans une expansion réelle :

$$v_3 = \frac{r T_3}{p_3} = \frac{438 \times 243,64}{6,7 \cdot 10^5}$$

$$v_3 = 0,1595 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pression du G.N après les aubages mobiles :

$$(p''_3)_{\text{méthane}} = 5,2 \text{ bars}$$

$$p''_3 = \frac{(p''_3)_{\text{mét.}}}{0,8357} = \frac{5,2}{0,8357} = 6,2 \text{ bars}$$

Volume spécifique du G.N après les aubages dans une expansion adiabatique:

$$p''_3 \cdot v''_3 = p_2 \cdot v_2$$

$$v''_3 = \left( \frac{p_2}{p''_3} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot v_2 = \left( \frac{13,65}{6,2} \right)^{\frac{1}{1,318}} \times 0,0915$$

$$v''_3 = 0,1663 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Température du G.N après les aubages dans une expansion adiabatique :

$$T''_3 = \frac{p''_3 \cdot v''_3}{r} = \frac{6,2 \cdot 10^5 \times 0,1663}{438} = 235 \text{ }^\circ\text{K}$$

Température du G.N après les aubages dans une expansion réelle :

$$(T_3)_a = T''_3 + \frac{h_c + h_1}{C_p}$$

$$(C_p)_{244 \text{ °K}} \approx (C_p)_{254 \text{ °K}} = 0,428 \text{ cal/Kg degré}$$

$$(T_3)_a = 235 + \frac{3,72}{0,428} = 243,7 \text{ °K}$$

Volume spécifique du G.N après les aubages dans une expansion réelle :

$$(V_3)_a = \frac{(T_3)_a \cdot r}{(P_3)_a}$$

$$(V_3)_a = \frac{243,7 \times 438}{6,2 \times 10^5} = 0,172 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Hauteur des tuyères :

$$(l_1)_{II} = \frac{G \cdot V_3}{\pi \cdot d \cdot \zeta \cdot \xi_1 \cdot C_1 \sin \alpha_1}$$

G : débit massique du G.N = 20 kg/s

$\xi_1$  : degré d'injection partielle = 1

$\zeta$  : coefficient d'obstruction de la couronne

$$\zeta : 0,8 \cdot 0,92 \text{ on prend } = 0,9$$

$$(l_1)_{II} = \frac{20 \times 0,1595}{3,14 \times 0,554 \times 122,3} = 16,7 \text{ mm}$$

Cf :  $(l_1)_{\text{mini}} = 15 \text{ mm}$

Hauteur des aubes :

$$(l_2)_{II} = (l_1)_{II} \cdot \frac{C_{1a}}{C_{2a}} \cdot \frac{V_{3a}}{V_3}$$

$$(l_2)_{II} = 16,7 \times \frac{122,3}{107} \times \frac{0,172}{0,1595} = 20,6 \text{ mm}$$

Cf :  $(l_2)_{\text{mini}} = 20 \text{ mm}$



Puissance dissipée par frottements et ventilation du disque :

$$(N_{fv})_{II} = \lambda \cdot d^2 \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3 \times \frac{1}{v_2}$$

$$(N_{fv})_{II} = \frac{1,2 \times 0,306 \times 5,28}{0,0915} = 21,2 \text{ kw}$$

Perte d'enthalpie par frottements et ventilation :

$$(h_{fv})_{II} = \frac{(N_{fv})_{II}}{G \times 4,18} = \frac{21,2}{4,18 \times 20} = 0,254 \text{ kcal/kg de G.N}$$

Perte d'enthalpie globale dans la turbine :

$$(\sum h + h_{fv})_{II} = 5,22 + 0,254 = 5,474 \text{ kcal/kg}$$

Chute utilisée dans la turbine :

$$(H_i)_{II} = H_o - (\sum h + h_{fv})_{II}$$

$$(H_i)_{II} = 21,62 - 5,474 = 16,146 \text{ kcal/kg}$$

Rendement thermodynamique :

$$(\eta_t)_{II} = \frac{(H_i)_{II}}{H_o} = \frac{16,146}{21,62} = 0,746$$

Rendement effectif ou global de la turbine

Palier à roulement  $\eta_m = 0,985$

$$(\eta_e)_{II} = (\eta_t)_{II} \cdot (\eta_m)_{II}$$

$$(\eta_e)_{II} = 0,746 \times 0,985 = 0,735$$

Puissance effective : D = 3600.G

$$(N_e)_{II} = \frac{D \cdot H_o \cdot (\eta_e)_{II}}{860}$$

$$(N_e)_{II} = \frac{3600 \times 20 \times 0,735 \times 21,62}{860} = 1332 \text{ kw}$$

.../...

Température de sortie du G.N de la turbine :

$$T_{II} = (T_3)_a + \frac{(h_{vs} + h_{fv})_{II}}{C_p}$$

$$T_{II} = 243,7 + \frac{1,5 + 0,254}{0,428} = 247,88 \text{ °K}$$

Volume spécifique du G.N à la sortie de la turbine :

$$V_{II} = \frac{r T_{II}}{P_{II}} = 0,175 \text{ m}^3/\text{kg}$$

24 - Calculs fonctionnels relatifs à la première turbine :

Volume spécifique du G.N à l'entrée de la turbine :

$$\left. \begin{array}{l} T_0 = 300 \text{ °K} \\ P_0 = 30 \text{ bars} \end{array} \right\} V_0 = \frac{r T_0}{P_0} = \frac{438 \times 300}{30 \cdot 10^5}$$

$$V_0 = 0,0438 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pression de sortie des tuyères déterminées à partir du diagramme du méthane :

$$p'_1 = \frac{(P'_1)_{\text{méthane}}}{x_1}$$

$$p'_1 = \frac{12,66}{0,8357} = 15,15 \text{ bars}$$

Volume spécifique du G.n après les tuyères dans une expansion adiabatique

$$P_0 V_0^\gamma = P'_1 V'^1_\gamma \quad \gamma = 1,318$$

$$V'^1_\gamma = V_0 \cdot \left( \frac{P_0}{P'_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left( \frac{30}{15,15} \right)^{\frac{1}{1,318}} \times 0,0438$$

Température après les tuyères dans une expansion adiabatique :

$$T'^1_\gamma = \frac{p'_1 \cdot v'^1_\gamma}{r} = \frac{15,15 \cdot 10^5 \times 0,0735}{438} = 254,2 \text{ °K}$$

.../....

Température après les tuyères dans une expansion réelle :

$$T_1 = T'_1 + \frac{h_c}{C_p} \quad C_p = 0,428 \text{ kcal/kg degré}$$
$$T_1 = 254,2 + \frac{1,56}{0,428} = 254,2 + 3,64 = 257,84 \text{ °K}$$

Volume spécifique du GN après les tuyères dans une expansion réelle :

$$V_1 = \frac{rT_1}{p_1} = \frac{438 \times 257,84}{15,15 \times 10^5} = 0,0745 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Volume spécifique du G.N après les aubages dans une expansion adiabatique :

$$p''_1 \cdot v''_1 = p_0 v_0$$
$$v''_1 = \left( \frac{p_0}{p''_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot v_0$$
$$v''_1 = \left( \frac{30}{13,95} \right)^{1/1,318} \times 0,0438 = 0,0782 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Température après les aubages dans une expansion adiabatique :

$$T''_1 = \frac{p''_1 \cdot v''_1}{r} = \frac{13,95 \cdot 10^5 \cdot 0,0782}{438} = 249 \text{ °K}$$

Température après les aubages dans une expansion réelle :

$$T_{1a} = T''_1 + \frac{h_c + h_l}{C_p} \quad C_p \approx 0,428$$
$$T_{1a} = 249 + \frac{1,56 + 2,16}{0,428} = 257,68 \text{ °K}$$

Volume spécifique du GN après les aubages dans une expansion réelle :

$$V_{1a} = \frac{rT_{1a}}{p_{1a}} = \frac{rT''_1}{p''_a} = \frac{438 \times 257,68}{13,95} = 0,081 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Hauteur des tuyères :

$$(l_1)_I = (l_1)_{II} = 16,7 \text{ mm}$$

Nous choisissons un degré d'injection partielle de la première turbine de telle sorte que les hauteurs des tuyères soient identiques.

Degré d'injection partielle :

$$\varepsilon_1 = \frac{G^{v_1}}{\pi \cdot d \cdot \tau \cdot (l_1)_I \cdot C_{1a} \cdot \sin \alpha_1} \quad G = [\text{kg/s}] \quad \tau = 0,9$$
$$\varepsilon_1 = \frac{20 \times 0,0745}{3,14 \times 0,554 \times 0,9 \times 16,7 \times 10^{-3} \times 122,3} = 0,467$$

Hauteur des aubages mobiles :

$$(l_2)_I = (l_1)_I \times \frac{C_{1a}}{C_{2a}} \times \frac{v_{1a}}{v_1}$$
$$(l_2)_I = 16,7 \times \frac{122,3}{107} \times \frac{0,081}{0,0745} = 20,7 \text{ mm}$$
$$(l_2)_I = (l_2)_{II}$$

Puissance dissipée par frottements et ventilation du disque :

$$(N_{fv})_I = \lambda [d^2 + 0,61 (1 - \varepsilon_1) d l_2^{1,5}] \times \left(\frac{U}{100}\right)^3 \times \frac{1}{v_0}$$
$$(N_{fv})_I = 1,2 \left[ 0,554^2 + 0,61 (1 - 0,467) \times 0,554 \times 20,7^{1,5} \right] \left(\frac{174}{100}\right)^3 \times \frac{1}{0,0438}$$
$$(N_{fv})_I = 122 \text{ kw}$$

Perte d'enthalpie par frottements et ventilation :

$$(h_{fv})_I = \frac{N_{fv}}{G \cdot 4,18} = \frac{122}{20 \times 4,18} = 1,46 \text{ kcal/kg}$$

Perte d'enthalpie dans la turbine :

$$(\sum h + h_{fv})_I = 5,22 + 1,46 = 6,68 \text{ kcal/kg}$$

Chute utilisée dans la turbine :

$$[H_i]_I = H_o - (\sum h + h_{fv})_I$$
$$[H_i]_I = 21,62 - 6,68 = 14,94 \text{ kcal/kg de G.N.}$$

Rendement thermodynamique :

$$(\eta_i)_I = \frac{(H_i)_I}{H_o} = \frac{14,94}{21,62} = 0,692$$

Rendement effectif ou global de la turbine :

$$(\eta_e)_I = (\eta_i)_I \times (\eta_m)_I$$

Paliers à roulements  $(\eta_m)_I \simeq 0,985$

$$(\eta_e)_I = 0,692 \times 0,985 = 0,681$$

Puissance effective :

$$(N_e)_I = \frac{D \cdot (\eta_e)_I \cdot H_o}{860} \quad \text{avec } D = \text{kg/h}$$

$$(N_e)_I = \frac{20 \times 3600 \times 0,681 \times 21,62}{860} = 1232 \text{ kw}$$

Puissance totale effective des deux turbines :

$$(N_e) = (N_e)_I + (N_e)_{II}$$

$$(N_e) = 1232 + 1332 = 2564 \text{ kw}$$

Température moyenne du G.N à la sortie de la turbine :

$$T_I = T_{1a} + \frac{(h_{rs} + h_{fv})_I}{C_p} \quad C_p \simeq 0,428$$

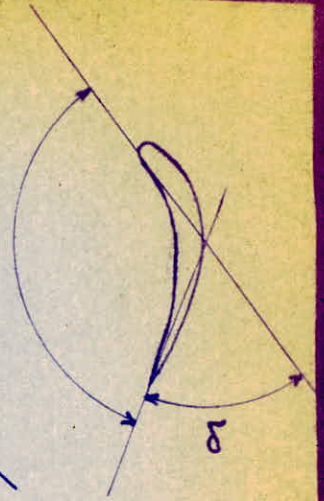
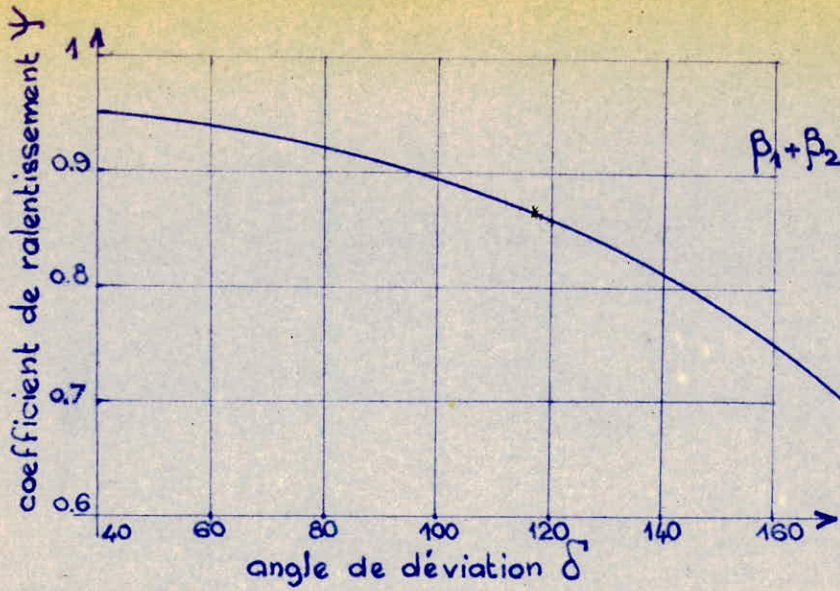
$$T_I = 257,68 + \frac{1,5 + 1,46}{0,428} = 264,58 \text{ °K}$$

Volume spécifique du G.N à la sortie de la turbine :

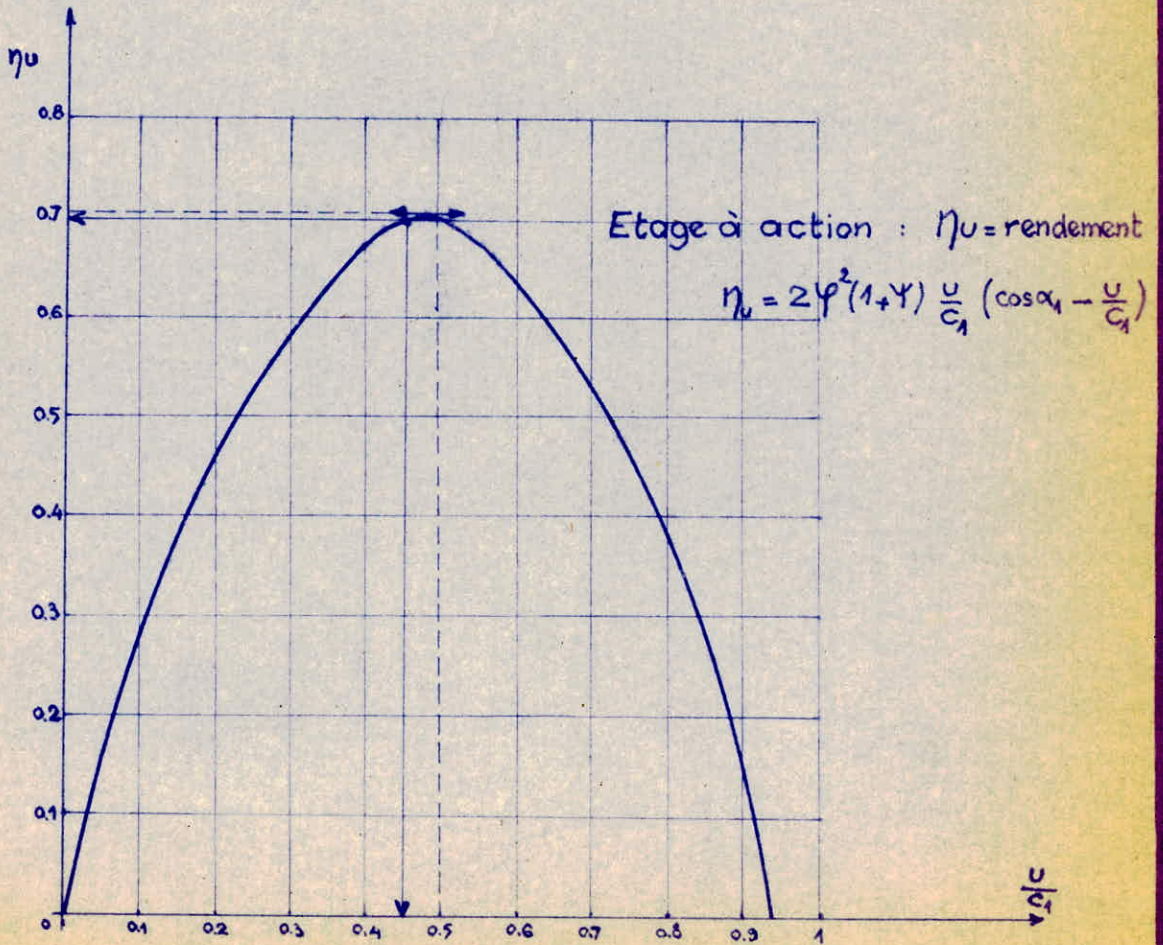
$$V_I = \frac{rT_I}{p_I} = 0,0834 \text{ m}^3/\text{kg}$$

(Voir "caractéristiques du G.N après chaque élément").

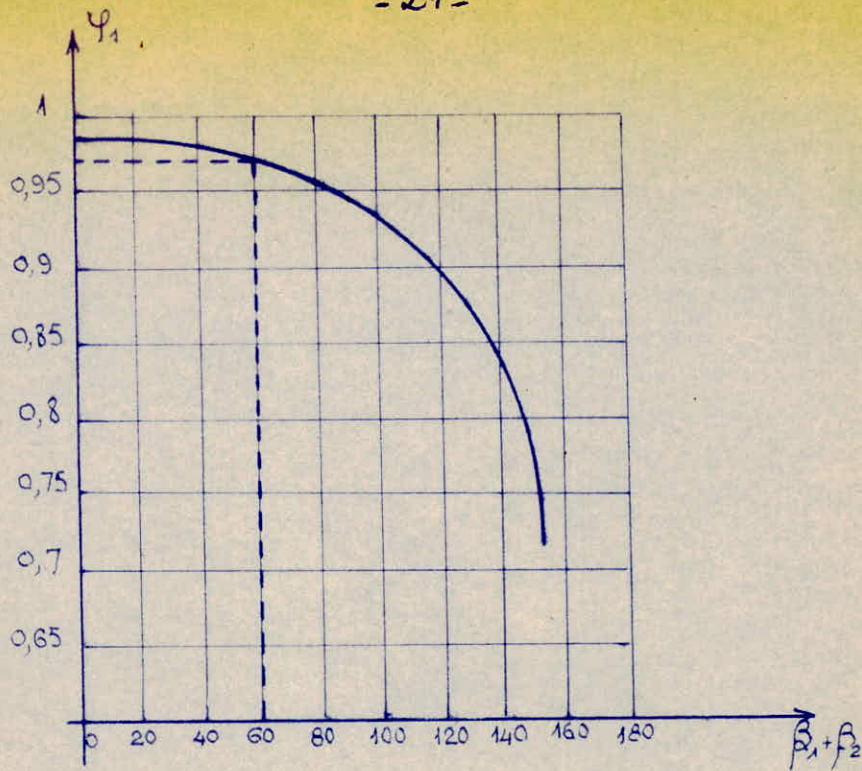
-----\*-----



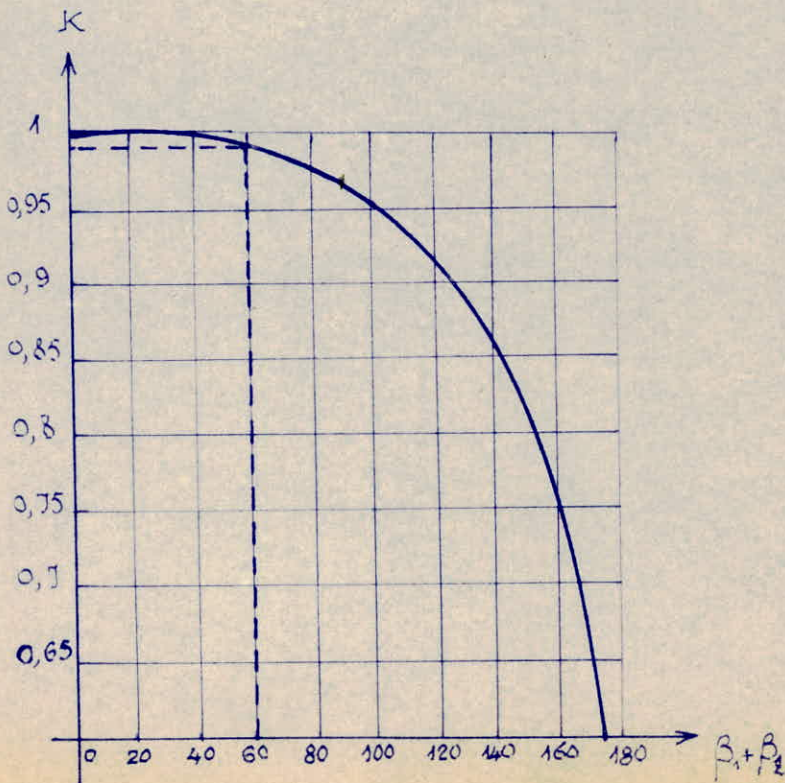
Courbe valable pour les aubages d'au moins 25 mm de hauteur et de rayon de courbure suffisant



Courbe  $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$

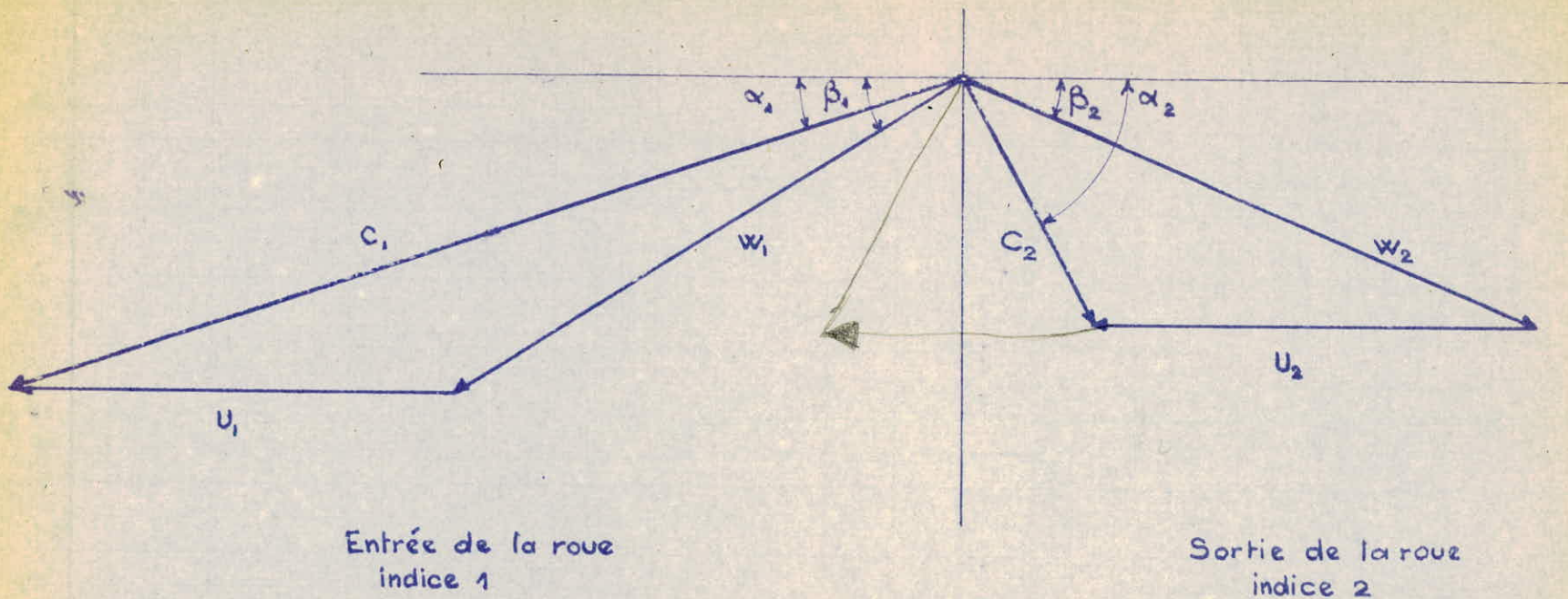


Coefficient de vitesse théorique de sortie du distributeur



Coefficient correcteur de  $\psi_1$

$\psi = K_2 \psi_1$



TRIANGLES DE VITESSES

$$u_1 = u_2 = u$$

$$\beta_1 = 32^\circ 12'$$

$$\beta_2 = 28^\circ$$

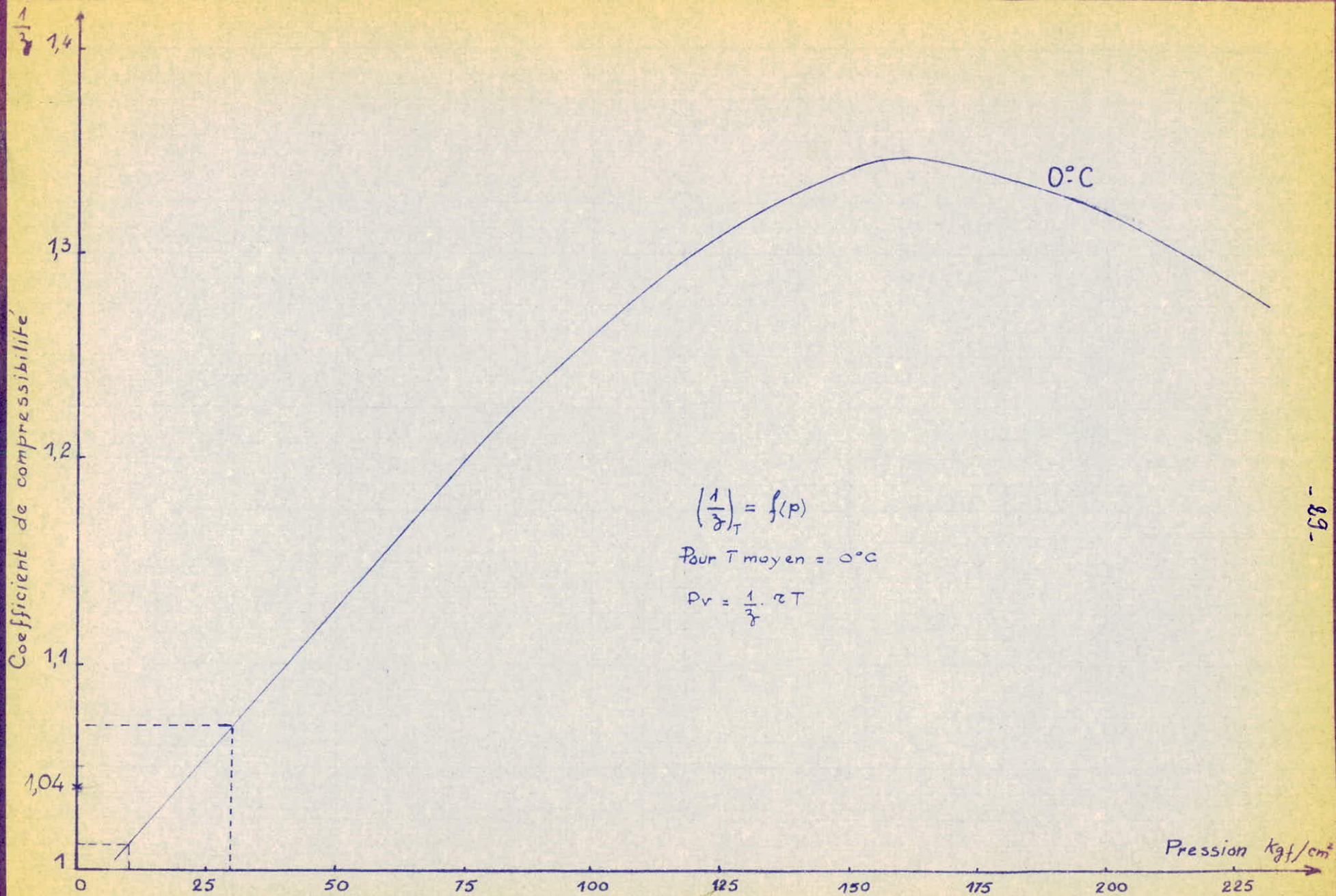
$$\alpha_1 = 18^\circ 30'$$

$$\alpha_2 = 75^\circ$$

$\alpha_1 = \alpha + 2 + 3^\circ$  déflexion de la veine à la sortie des tuyères

Echelle  $1/10000$





Nota: la température moyenne dans les Turbines étant de 0°C environ

$C_p$   
cal/mole $^{\circ}K$

15

10

5

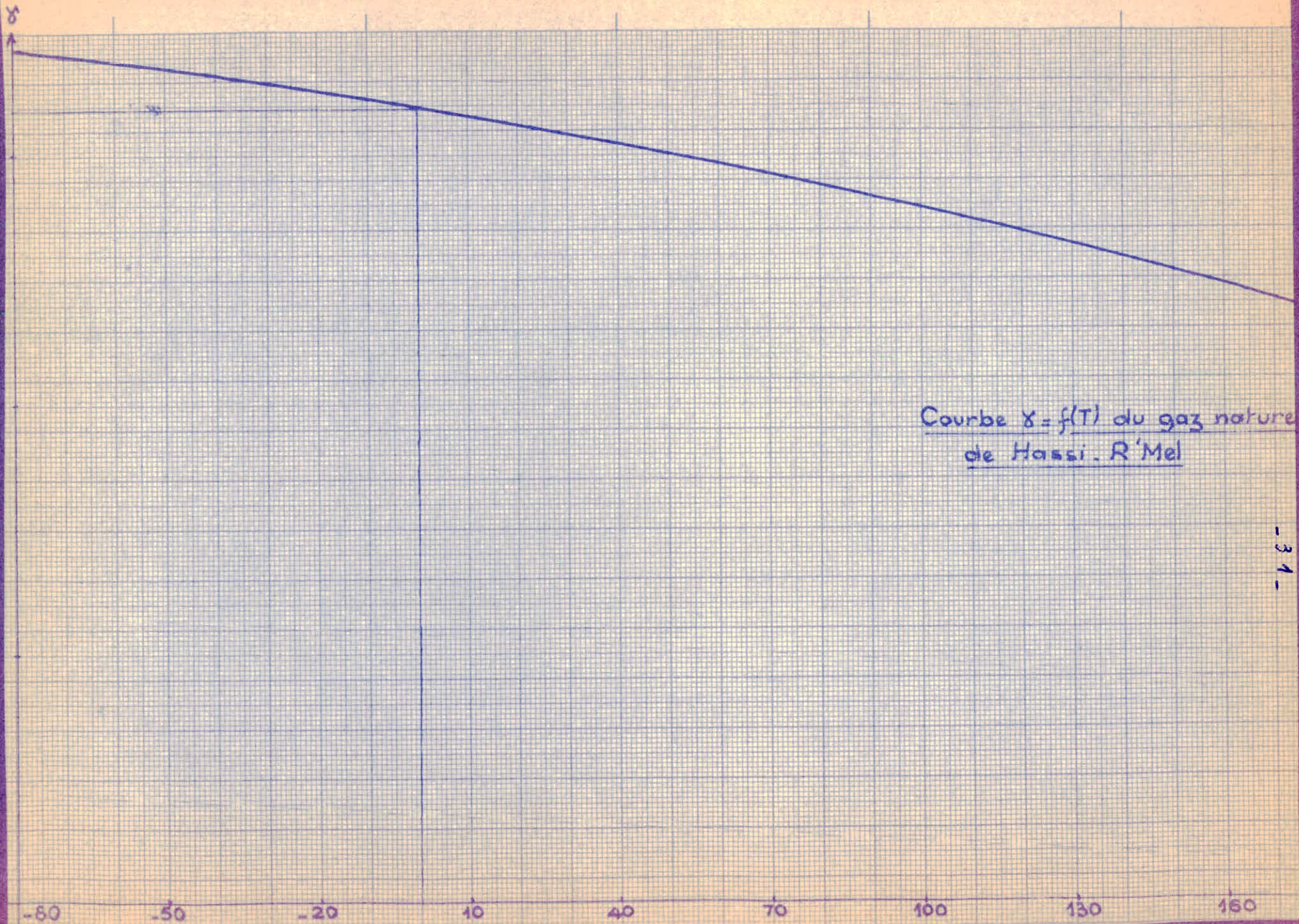
0

Courbe  $C_p = f(T)$  du gaz naturel  
de Hassi R'Mel

- 30 -

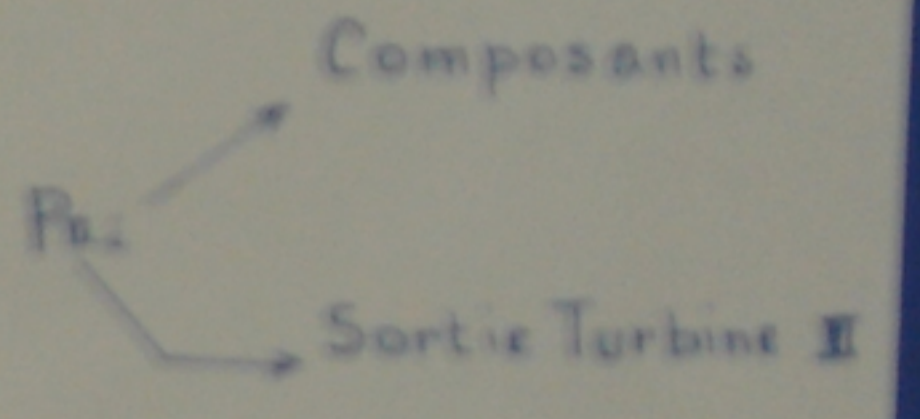
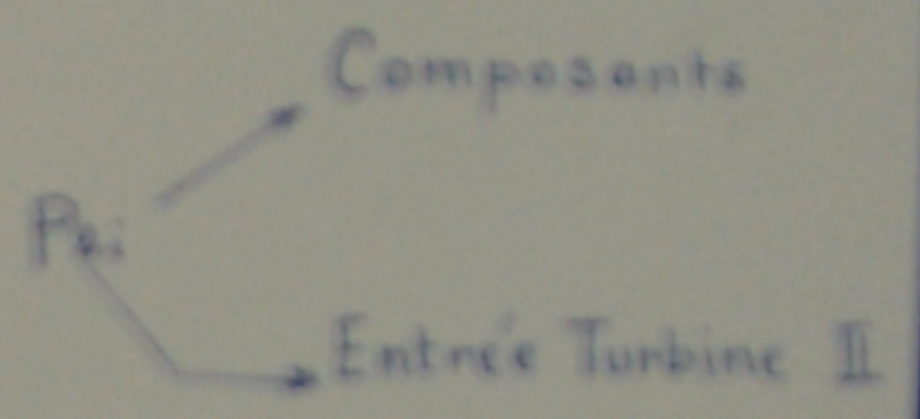
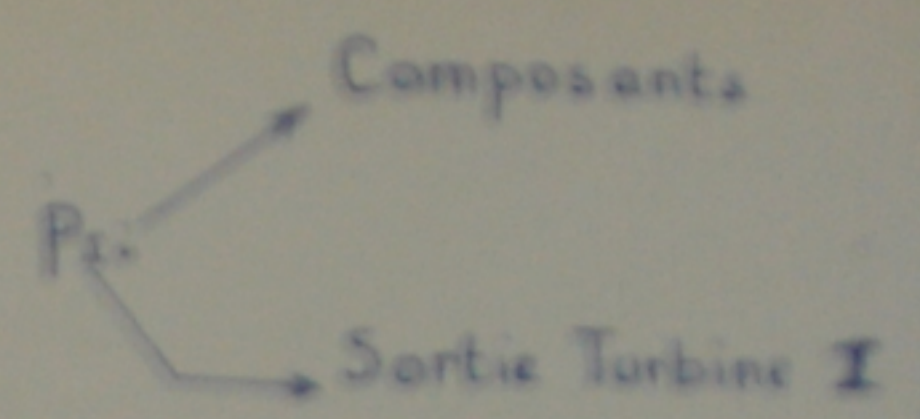
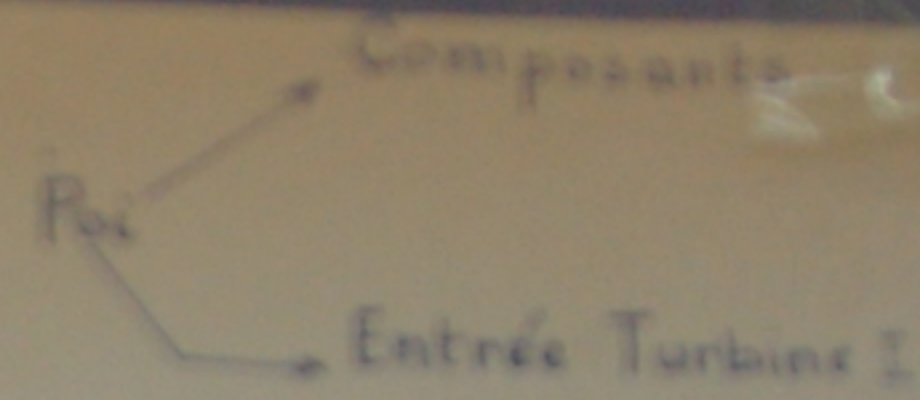


0 100 200 300 400 500 600



Courbe  $p = f(T)$  du gaz naturel  
de Hassi-R'Mel

Rep ligne		Composants				Total (gaz naturel)
1	Indice $i$	$CH_4$ 1	$C_2H_6$ 2	$C_3H_8$ 3	$N_2$ 4	Gaz Naturel
2	$\mathcal{X}_i = \%$ en volume	83,57	7,05	3,32	6,06	100%
3	$\mathcal{M}_i = \%$ en masse	71,7	11,4	7,8	9,1	100%
4	Pressions Partielles $P_{0i}$	25,071	2,115	0,996	1,818	$P_0 = \sum P_{0i}$ $P_0 = 30 \text{ bars}$
5	Pressions Partielles $P_{2i}$	11,66	0,982	0,463	0,845	$P_2 = \sum P_{2i}$ $P_2 = 13,95 \text{ bars}$
6	Pressions Partielles $P_{3i}$	11,41	0,963	0,453	0,767	$P_3 = \sum P_{3i}$ $P_3 = 13,65 \text{ bars}$
7	Pressions Partielles $P_{4i}$	5,264	0,444	0,210	0,382	$P_4 = \sum P_{4i}$ $P_4 = 6,3 \text{ bars}$
8	Pressions Partielles $P_{6i}$	5,014	0,423	0,199	0,364	$P_6 = \sum P_{6i}$ $P_6 = 6 \text{ bars}$
9	Chute isentr d'Enthalpie dans chaque Turbine ( $h_{0i}$ ) <sub>i</sub>	25,17	13,83	9,69	14,05	Chute d'Enthalpie du gaz naturel dans chaque Turbine $h_{0i} = 2162 \text{ kcal/kg}$
10	Perte d'Enth dans les Tuyères pour chaque Turbine $h_{1i}$	1,81	0,995	0,697	1,01	Perte dans les Tuyères d'Enthalpie pour le gaz naturel dans chaque Turbine $h_{1i} = 156 \text{ kcal/kg}$
11	Perte d'Enth dans les Aubes pour chaque Turbine $h_{2i}$	2,517	1,383	0,967	1,405	Perte d'Enthalpie dans les Aubes pour le gaz naturel dans chaque Turbine $h_{2i} = 216 \text{ kcal/kg}$



⑤ - ⑥ : Chute de pression de 0,3 bar dans l'Echangeur I

⑦ - ⑧ : Chute de pression de 0,3 bar dans l'Echangeur II

Chutes et Pertes d'Enthalpie dans chaque Turbine

PM00373 Annaf P34(V)

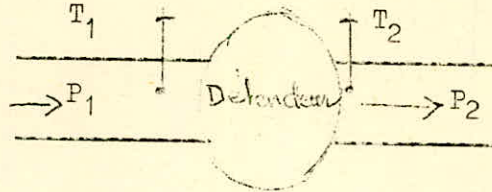


	Turbine II	Turbine I
Pression en bars	$P_1 = 30$	$P_1 = 15,15$
Volume spécifique $m^3/kg$	$v_1 = 0,0438$	$v_1 = 0,0745$
Température $^{\circ}K$	$T_1 = 500$	$T_1 = 257,84$
	$P_2 = 13,95$	$P_2 = 13,95$
	$v_2 = 0,0234$	$v_2 = 0,0234$
	$T_2 = 264,58$	$T_2 = 264,58$
	$P_3 = 13,65$	$P_3 = 13,65$
	$v_3 = 0,0315$	$v_3 = 0,0315$
	$T_3 = 285$	$T_3 = 285$
	$P_4 = 6,7$	$P_4 = 6,7$
	$v_4 = 0,1595$	$v_4 = 0,1595$
	$T_4 = 244,64$	$T_4 = 244,64$
	$P_5 = 6,2$	$P_5 = 6,2$
	$v_5 = 0,175$	$v_5 = 0,175$
	$T_5 = 247,88$	$T_5 = 247,88$

Caractéristiques du Gaz Naturel après chaque élément de Turbine

INTERPRETATION EXERGETIQUE

31 - Analyse du principe du détendeur - Expérience de Joule -Thomson :



Supposons que le gaz qui circule à travers le détendeur soit assimilable à un gaz parfait ( gaz indilatable).

Le détendeur réduit la pression de 30 à 6 bars sans qu'il y ait variation apparente de température et sans qu'il y ait production de travail. Il n'y a donc aucun échange énergétique avec l'extérieur.

En conséquence, l'énergie interne du gaz n'a pu varier.

$$\Delta U = \Delta W + J\Delta Q$$

$$\Delta W \simeq J\Delta Q = 0 \quad \left| \begin{array}{l} \Delta W = 0 \\ J\Delta Q = 0 \end{array} \right| \quad \Delta U = 0$$

La relation  $\Delta U = 0$ , relative à la détente Joule correspond à une transformation isenthalpique ouverte, ce qui explique l'invariabilité énergétique du système du détendeur ( détente par laminage).

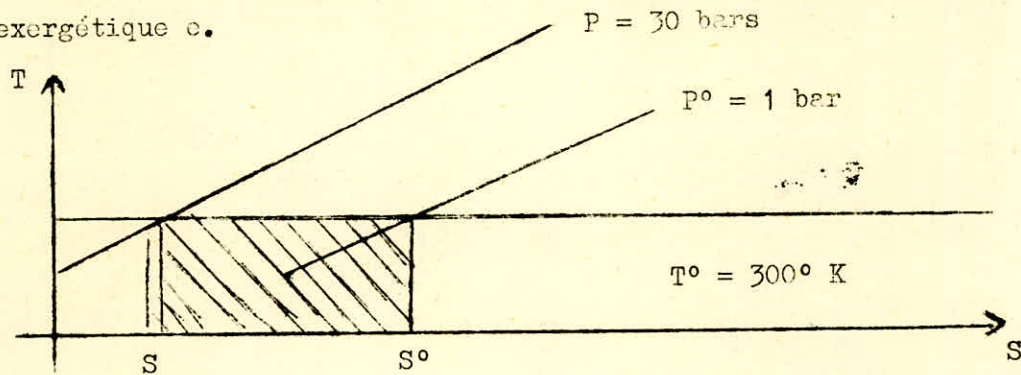
Par contre il est établi que la récupération de l'énergie de pression du gaz est possible si la transformation est adiabatique; ainsi que cela se produit dans les turbines d'échappement pour la suralimentation des moteurs Diesel, les turbines de détente pour la récupération de l'énergie de pression de l'oxygène sortant des convertisseurs Thomas, les turbines de détente pour la récupération de l'énergie des vapeurs de GNL etc.....

La théorie exergetique met en évidence cette récupération et le rendement exergetique permet d'estimer la quantité d'énergie récupérable.

32 - Bilan et Rendement exergetique de l'installation :

On définit l'**exergie** comme étant la capacité d'une énergie de pouvoir se transformer en une autre énergie non thermique

On dispose d'un débit massique de gaz de  $M^0 = 20 \text{ kg/s}$  à une pression  $p_1$  de 30 bars à une température de  $300^\circ \text{ K}$  et ayant un contenu exergétique  $e$ .



$$e = h - h^0 + T^0 (s^0 - s)$$

On suppose que la variation d'enthalpie sur l'isotherme  $T^0 = 300^\circ \text{ K}$  de la transformation s'effectuant de 30 bars à 1 bar est négligable soit :

$$e = T^0 (s^0 - s)$$

$$e = T^0 C_v \ln \left( \frac{V^0}{V} \right)$$

$V^0 =$  volume spécifique du GN à la pression de 1 bar et une température de  $300^\circ \text{ K}$ .

$V =$  volume spécifique du GN à 30 bars et à la température de  $300^\circ \text{ K}$ .

$$\begin{array}{l} PV = R T^0 \\ P^0 V^0 = R T^0 \end{array} \quad \left| \quad \frac{P}{P^0} = \frac{V^0}{V} \right.$$

$$V^0 = \frac{PV}{P^0} = 0,0438 \times 30 = 1,214 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a) Travail de détente isotherme :

$$e = r T^0 \ln \frac{V^0}{V}$$

$$e = 438 \cdot 300 \cdot \ln 30 = 445 \text{ KJ/Kg}$$

b) Exergie récupérée sous forme de travail :

$$e_n = \frac{Ne}{n}$$

$$e_n = \frac{2564}{20} = 128,2 \text{ KJ/Kg}$$

c) Exergie récupérée en froid :

Nous considérons que les seules frigories utilisées véritablement sont ceux échangées à l'intérieur des locaux à climatiser.

- Quantité de frigories livrées au niveau des locaux :

$$F_g = n(a) C_p (T - T^0)$$

$n(a)$  = débit volumique de l'air soufflé à l'intérieur des locaux 66,6 m<sup>3</sup>/s

$C_p$  = Kcal / m<sup>3</sup> degré de l'air soufflé

$T$  = température de l'air à l'entrée des locaux 288°K

$T^0$  = température de l'air ambiant 308° K

$$F_g = 66,6 \cdot 0,3 (288 - 308)$$

$$F_g = - 400 \text{ Kcal/s.}$$

- Coefficient exergetique :

$$\theta_e = 1 - \frac{T^0}{T}$$

$$\theta_e = 1 - \frac{308}{288} = - 0,07$$

- Exergie récupérée en froid :

$$e_g = \frac{F_g \cdot \theta_e \cdot 1}{\dot{m}}$$

$$e_g = \frac{(- 400) \cdot (- 0,07)}{20}$$

$$e_g = 1,4 \text{ Kcal/Kg soit } 5,85 \text{ Kg/Kg.}$$

d) Rendement exergetique de l'installation :

$$\eta_{ex} = \frac{e_m + e_g}{e}$$

$$\eta_{ex} = \frac{128,2 + 5,85}{445}$$

$$\eta_{ex} = 30\%$$



ÉTUDE DES TUYÈRES

4.1. Matériau utilisé :

Les tuyères ne sont soumises ni aux hautes températures ni aux basses températures ( $T = 300 \text{ }^\circ\text{K} \div 247,8 \text{ }^\circ\text{K}$ )

Il n'est donc pas nécessaire d'utiliser des aciers spéciaux, par contre la surface fonctionnelle doit être polie et inaltérable par les agents extérieurs physico-chimiques.

Acier allié ordinaire trempant à l'eau pour polissage inoxydable.

10 N8 2% de  $N_i$  et 0,1% de C

Température de revenu :

$$R_V = 150^\circ\text{C}$$

Résistance élastique :

$$R_e \approx 35 \text{ kgf/mm}^2$$

Résistance à la rupture

$$R_r = 46 \text{ kgf/mm}^2$$

Résilience

$$K_M = 32$$

Dureté Brinell

$$HB = 126$$

Contrainte de fatigue

$$\bar{\sigma}_d = 32 \text{ kgf/mm}^2$$

42 - Nombre de tuyères - Rapport de détente critique :

Nombre de tuyères

Soit  $Z_1$  et  $Z_2$  respectivement le nombre de tuyères de la première et la deuxième turbine :

$$\frac{Z_1}{\xi_1} = \frac{Z_2}{\xi_2} \quad \text{avec } \xi_1 = 0,467 \text{ et } \xi_2 = 1$$

$\frac{Z_1}{Z_2} = 0,467$   $Z_1$  et  $Z_2$  devant être des nombres entiers

Preons  $Z_1 = 21$  tuyères

$Z_2 = 45$  tuyères

Rendement des tuyères

$$\eta_j = \frac{(1 - p) H_o - h_c}{(1 - p) H_o}$$

$$\eta_j = \frac{19,5 - 1,56}{19,5} = 0,92$$

Rapport de détente critique :

$$\beta_{cr} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \frac{1}{\eta_j}$$

$$\beta_{cr} = \left( \frac{2}{2,318} \right)^{\frac{1,318}{0,318 \times 0,92}} = 0,504$$

43 - Tuyères de la première turbine :

Rapport de détente :

$$\beta_1 = \frac{P_1}{P_o} = \frac{15,15}{30} = 0,505$$

$$\beta_1 \approx \beta_{cr} = 0,504$$

$\beta \geq \beta_{cr} \Rightarrow$  tuyère convergente.

Dans notre cas  $\beta_1 = \beta_{cr}$ , le col de la tuyère se trouve confondu avec la sortie de la tuyère ce qui entraîne  $V_{cr} = V_1$

Détermination de l'exposant polytropique dans la tuyère :

$$P_o V_o^n = (P_1) \cdot (V_1)^n$$

$$\frac{P_0}{(P_1)_t} = \left[ \frac{V_1}{V_0} \right]^n \Rightarrow n = \frac{\ln \frac{V_1}{V_0}}{\ln \frac{P_0}{P_1}}$$

$$n = \frac{\ln \frac{0,0745}{0,0438}}{\ln \frac{30}{15,15}} = \frac{0,297}{0,23} = 1,289$$

Chute d'enthalpie dans les tuyères :

$$H_t = H_{01} - h_c$$

$$H_t = 19,5 - 1,56 = 17,94 \text{ kcal/kg}$$

$$H_t = H_{cr}$$

Section de sortie de la tuyère :

$$F_{\min} = F_{cr} = \frac{G \cdot v_{cr}}{Z \cdot 91,5 \cdot \varphi \cdot \sqrt{H_{cr}}}$$

$$\left[ F_{\min} \right]_I = F_{cr} = \frac{20 \times 0,0745}{21 \times 91,5 \times 0,96 \times \sqrt{17,94}} = 1,91 \text{ mm}^2$$

Largeur des tuyères :

$$F_{\min} = l_1 \cdot b_{\min}$$

$$b_{\min} = \frac{191}{16,7} = 11,4 \text{ mm}$$

44 - Tuyères de la deuxième turbine :

Rapport de détente :

$$\beta_2 = \frac{P_3}{P_2} = \frac{6,7}{13,65} = 0,495$$

$$\beta_2 = \beta_{cr} = 0,504$$

Pour la deuxième turbine aussi les tuyères sont convergentes et leur col se trouvent situés à la sortie des tuyères, la section de sortie correspond à la section au col.

Cependant vérifions si  $\left[ F_{cr} \right]_I = \left[ F_{cr} \right]_{II}$

.../...

Détermination de l'exposant polytropique dans la tuyère :

$$p_2 V_2^n = p_3 V_3^n$$

$$n = \frac{\ln \frac{p_2}{p_3}}{\ln \frac{V_3}{V_2}} = \frac{\ln \frac{13,65}{6,7}}{\ln \frac{0,1595}{0,0915}} = \frac{0,31}{0,24}$$

$$n = 1,291$$

Remarque que le procédé thermodynamique est identique dans les tuyères des deux turbines.

Chute d'enthalpie dans les tuyères :

Chute d'enthalpie identique à celle de la première turbine

$$[H_{cr}]_{II} = [H_{cr}]_{I} = 17,94 \text{ kcal/kg}$$

Section de sortie des tuyères

$$F_{min} = F_{cr} = \frac{G \cdot V_{cr}}{Z \cdot 91,5 \cdot \varphi \cdot \sqrt{H_{cr}}}$$

$$[F_{min}]_{II} = \frac{20 \times 0,1595}{45 \times 91,5 \times 0,96 \sqrt{17,94}} = 191 \text{ mm}^2 \text{ (vérifiée)}$$

Largeur des tuyères : b mini = 11,4 mm

45 - Caractéristiques géométriques des tuyères :

Limites des valeurs usuelles. Données par KRAFT

Coefficient de vitesse  $\varphi$  pour les tuyères :  $\varphi = 0,94 \div 0,97$

Epaisseur des branches des tuyères usinées :  $\Delta = 0,5 \div 1,5 \text{ mm}$

Coefficient d'obstruction  $\psi = 0,85 \div 0,92$

Angle de sortie des tuyères  $\alpha = 14^\circ \div 25^\circ$

Angle de sortie des tuyères

$$\alpha = \alpha_1 - (2^\circ \div 3^\circ)$$

Cette marge est due à la réflexion de la veine fluide à la sortie du distributeur.

.../...

$$\alpha_1 = 18^\circ 30'$$

$$\alpha = 18^\circ 30' - 2^\circ 30' = 16^\circ$$

(Voir schéma "canaux distributeur").

Pas des tuyères :

$$\Gamma d = Z_1 \cdot \xi_1 \cdot t_t = Z_2 \cdot F_t$$

$$t_t = \frac{\Gamma d}{Z_2} = \frac{3,14 \times 0,554}{45} = 38,7 \text{ mm}$$

Epaisseur du distributeur ( voir figure)

$$\sin \alpha = \frac{\Delta}{e} \Rightarrow \Delta = e \sin \alpha .$$

soit  $\tau$  le coefficient d'obstruction du distributeur ( $\tau = 0,9$ )

$$\tau = \frac{t_t - e}{t_t} \Rightarrow e = t_t (1 - \tau)$$

$$e = 38,7 \times 0,1 = 3,87 \text{ mm}$$

$$\Delta = 3,87 \sin 16^\circ = 1,07 \text{ mm}$$

Profondeur des tuyères : (suivant l'axe)

$$\frac{t_t}{l_t} = 0,6 \div 0,85$$

$$l_t = \frac{t_t}{0,8} = \frac{38,7}{0,8} = 48,4 \text{ mm}$$

Largeur d'entrée et de sortie des tuyères :

$$b_e = t_t - \Delta$$

$$b_e = 38,7 - 1,07 = 36,63 \text{ mm}$$

$$b_{cr} = 11,4 \text{ mm} \text{ Cf : valeur minimum de } b_{cr} \text{ égale à } 8 \text{ mm}$$

Sections d'entrée et de sortie des tuyères :

$$F_e = b_e \cdot l_1$$

$$F_e = 36,63 \times 11,7 = 429 \text{ mm}^2$$

$$F_{cr} = 191 \text{ mm}^2$$

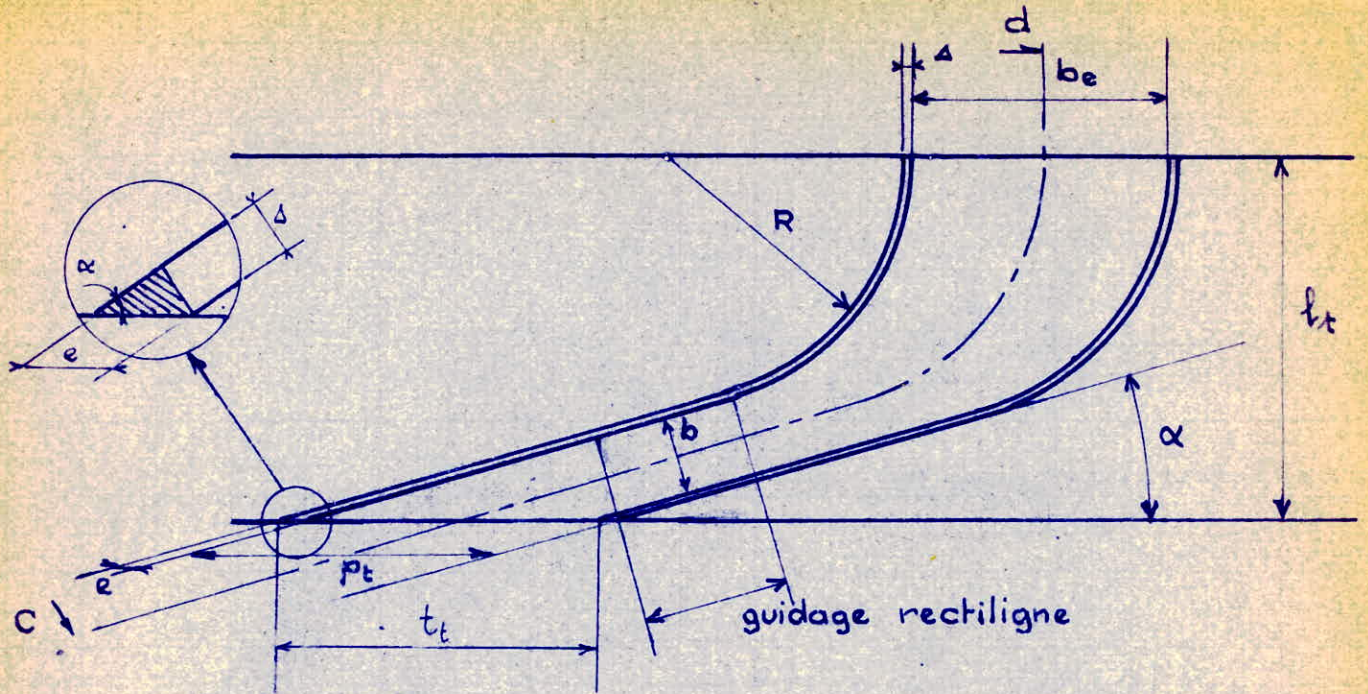
.../...

Profil des tuyères :

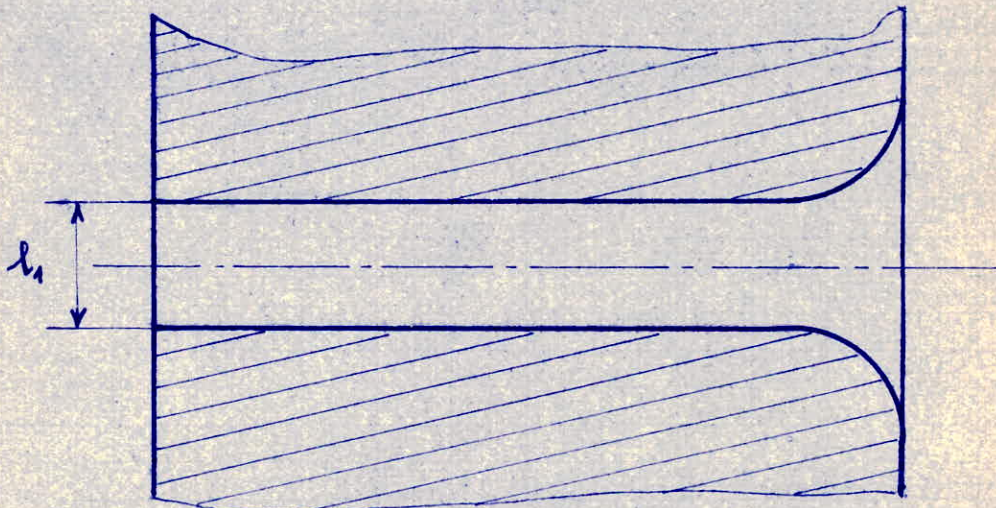
L'angle d'entrée des tuyères est égal à  $90^\circ$ , le rayon de courbure doit être le plus grand et le plus régulier possible.

A la sortie de la tuyère nous avons prévu un guidage rectiligne de la veine fluide sur 20 mm.

----- \* -----



developpement du canal suivant l'axe cd



Canaux distributeurs convergents

Echelle 1

$$b_e = 35 \text{ mm}$$

$$p_t = 38,7 \text{ mm}$$

$$b = 11,4 \text{ mm}$$

$$l_t = 48,4 \text{ mm}$$

$$l_1 = 16,7 \text{ mm}$$

$$\Delta = 1,07 \text{ mm}$$

$$e = 3,87 \text{ mm}$$

$$\alpha = 16^\circ$$

ETUDE DES AUBAGES MOBILES

51 - Matériau utilisé :

Pour les mêmes raisons que les tuyères nous utiliserons un acier allié ordinaire trempant à l'eau pour polissage inoxydable.

10 N8 2% de Ni et 0,1% de C

Température de revenu

$$R_v = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Résistance élastique

$$R_e \approx 35 \text{ kgf/mm}^2$$

Résistance à la rupture

$$R_r = 46 \text{ kgf/mm}^2$$

Résilience

$$K_M = 32$$

Dureté Brunell

$$HB = 126$$

Contrainte de fatigue

$$\bar{\sigma}_d = 32 \text{ kgf/mm}^2$$

52 - Caractéristiques géométriques : (voir tracé des aubages )

Nombre d'aubes pour chaque roue :

Choisissons  $Z' = 2Z_2$

$$Z' = 2 \times 45 = 90 \text{ aubes}$$

Pas des aubes :

$$t_a = \frac{\pi d}{Z'} = \frac{0,554 \times 3,14}{90} = 19,3 \text{ mm}$$



Largeur des aubes :

En pratique :  $\frac{l_a}{l_a} = 0,7 \div 0,9$

Prenons :  $\frac{t_a}{l_a} = 0,85$

$l_a = \frac{19,3}{0,85} = 22,7 \text{ mm}$

Epaisseur des aubes et à la sortie de la roue :

Soit  $\tau_a$  le coefficient d'obstruction de la roue

$\tau_a = 0,8 \div 0,95$

$\tau_a = 0,9$

$\tau_a = \frac{t_a - e_a}{t_a} \Rightarrow e_a = (1 - \tau_a) t_a$

$e_a = (1 - 0,9) \times 19,3 = 1,93 \text{ mm}$

Les branches de sortie des ailettes mobiles usinées varient de 0,5 à 2 mm d'épaisseur ( Données par KFRAFT )

53 - Tracé du profil des aubages mobiles : (figure)

Aubes de roue à Action, méthode de STODOLA

a)  $\beta_1 = 32^\circ 12'$  et  $l_a = 22,7 \text{ mm}$   
 $\beta_2 = 28^\circ$   $P_a = 19,3 \text{ mm}$

b) La largeur de l'aube étant  $l_a$ , calcul du rayon  $r_s$  de la face concave de l'aube qui sera un arc de centre  $O_1$  - Si  $A_1$  et  $B_1$  sont les extrémités de cet arc, on doit avoir :

$l_a = r_s \cos \beta_1 + r_s \cos \beta_2 \Rightarrow r_s = \frac{l_a}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2}$

$r_s = \frac{22,7}{0,847 + 0,884} = 13,10 \text{ mm}$

- c)  $A_1$  étant choisi, construire  $A_1x''$  tel que  $(A_1x'', x'x) = \beta_1$   
et la perpendiculaire en  $A_1$  à  $A_1x''$  sur laquelle on porte  $A_1O_1 = r_s$
- d) De  $O_1$  comme centre, tracer l'arc de cercle  $A_1B_1$  qui sera la portion concave de l'aube. On a bien en  $B_1$  un angle de sortie égal à  $\beta_2$
- e) Porter  $A_2A_2 = B_1B_2 = p_a$  (pas de l'aubage). L'arc  $\widehat{A_2B_2}$ , similaire de  $A_1B_1$ , sera la face concave de l'aubage suivante.
- f) Construire en  $A_2$  et  $B_2$  les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  et les parallèles aux côtés  $A_2x''$  et  $B_2y''$  distantes de  $e_a$  à partir des points  $AA'_2$  et  $B'_2A'_2$  et  $B'_2y''$  se coupent en  $N$ .
- g) La bissectrice de l'angle  $\widehat{NA'_2}$  coupe le rayon  $A_1O_1$  en  $O_2$  que l'on prend comme centre de cercle tangent aux côtés  $NA'_2$  et  $NB'_2$  qui détermine l'arc convexe de l'aube.

54 - Effet de la force centrifuge - Vérification des aubes à la traction :

Section droite d'une aube :

$$S_a = 150 \text{ mm}^2$$

Volume d'une aube :

$$V_a = S_a \cdot l_2$$

$$V_a = 150 \times 20,6 = 3090 \text{ mm}^3$$

Masse d'une aube :

$$m_a = \rho \cdot V_a$$

$$m_a = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 3090 \cdot 10^{-9} = 24,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}$$

Masse totale pour chaque roue de turbine :

$$M_a = Z' \cdot m_a$$

$$M_a = 90 \times 24,1 \cdot 10^{-3} = 2,17 \text{ kg}$$

$$M_a = \text{masse des aubages}$$

Effort de traction s'exerçant sur l'aube dû à la force centrifuge :

$$F = m_a \cdot \omega^2 r$$

$$F = 24,1 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^4 \cdot 0,267 = 2570 \text{ kg}$$

L'aube est à section constante du fait de sa faible hauteur.

Contrainte de traction :

$$\sigma_{tr} = \frac{F}{S_a} = \frac{2570}{150}$$

$$\sigma_{tr} = 17,1 \text{ kgf/mm}^2$$

Contrainte admissible :

$$R_e = 35 \text{ kgf/mm}^2$$

$$(\sigma_{tr}) \text{ admissible} = \frac{R_e}{K}$$

K : Coefficient de sécurité égal à 2

$$(\sigma_{tr}) \text{ admissible} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ kgf/mm}^2$$

$$(\sigma_{tr}) \text{ admissible} > \sigma_{tr}$$

L'aube résiste bien à la traction.

55 - Effet de la poussée du fluide sur l'aube - Vérification à la flexion :

Soit F l'effort dû à l'action du fluide (G.N) sur les aubes, cet effort s'applique uniformément et transversalement aux aubages.

Le calcul de vérification à la flexion de l'aube est fait pour la deuxième turbine qui est plus puissante que la première.

Puissance transmise par les aubages :

$$(N_i)_{II} = \frac{(N_e)_{II}}{\eta_{m}} = \frac{1332}{0,985} = 1335 \text{ Kw}$$

Puissance d'une aube :

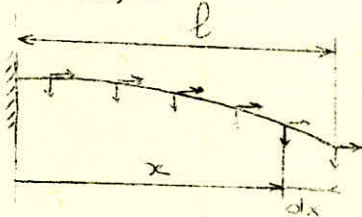
$$N_a = \frac{(N_i)_{II}}{Z'} = \frac{1335}{90} = 15 \text{ kw}$$

Effort tangentiel F :

$$F = \frac{Na}{u} = \frac{15 \cdot 10^3}{174} = 85,5 \text{ N}$$

Effort uniformément réparti :

$$q_v = \frac{F}{l_z} = \frac{85,5 \cdot 10^3}{20,6} = 4,15 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$



Moment fléchissant :

$$M_f = \frac{l_z^2}{2} \cdot q_v = \frac{(20,6)^2}{2} \cdot 10^{-6} \times 4,15 \times 10^3 = 0,88 \text{ N m}$$

Contrainte de flexion :

$$\sigma_f \leq \frac{M_f}{I} \quad \text{contrainte de flexion admissible}$$

Prenons un coefficient de sécurité égal à 2 :  $K = 2$   
et en considérant le cas limite

$$\sigma_f = (\sigma_f) \text{ admissible} = \frac{R_e}{K}$$

$$\sigma_f = \frac{32}{2} = 16 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\left(\frac{I}{V}\right)_{\text{minimum}} = \frac{M_f}{\sigma_f} = \frac{0,88 \cdot 10^3}{160} = 5 \text{ mm}^3$$

Remarque : Le calcul du moment d'inertie par rapport à l'axe central d'inertie de la section fléchissante de l'aube nous permettra :

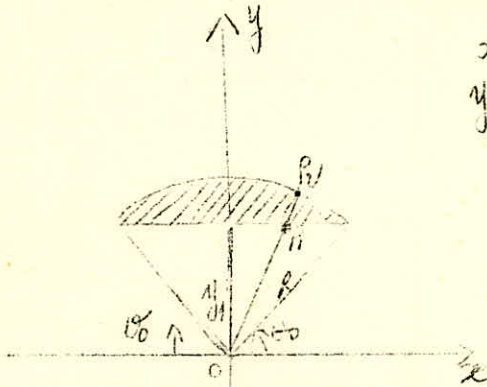
- de vérifier le module de résistance de l'aubage
- de déterminer les fréquences propres de l'aubage.

56 - Détermination du moment d'inertie de la section fléchissante de l'aube par rapport à l'axe central d'inertie :

On peut admettre que l'aube est symétrique, ce qui serait le cas pour une turbine à action pure ( approximation très correcte).

Remarquons que la section fléchissante de l'aube peut se décomposer en figures géométriques simples. ( 1 trapèze isocèle, 2 portions circulaires ) ( voir figure à l'échelle 4 ).

- Détermination du centre de gravité de la figure (I)



$$x_G = 0$$

$$y_G = \frac{\iint y dx dy}{\iint dx dy} = \frac{N}{D}$$

$$\begin{cases} x = p \cos \theta \\ y = p \sin \theta \\ dx dy = p dp d\theta \end{cases}$$

$$N = \iint y dx dy = \iint p^2 dp \sin \theta d\theta$$

$p$  varie de  $p_1$  à  $p_2$

$$p_1 = \frac{y_1}{\sin \theta} \Rightarrow y_1 = R \sin \theta_0 \Rightarrow p_1 = \frac{R \sin 30^\circ}{\sin \theta} = \frac{R}{2 \sin \theta}$$

$$p_2 = R = 5,25$$

$\theta$  = varie de  $30$  à  $150^\circ$

$$N = \int_{30}^{150} \left[ \frac{R^3}{3} - \frac{p_1^3}{3} \right] \frac{R}{2 \sin \theta} \sin \theta d\theta = \int_{30}^{150} \left( \frac{R^3}{2^3} - \frac{R^3}{3 \times 2^3 \times \sin^2 \theta} \right) \sin \theta d\theta$$

$$N = \left[ -\frac{R^3 \cos \theta}{3} \right]_{30}^{150} + \frac{R^3}{3 \times 2^3} \cdot \left[ \cotg \theta \right]_{30}^{150}$$

$$N = \frac{2 \times 5,25^3 \times 0,865}{3} - \frac{5,25^3}{24} \times 1,73 \times 2 = 62,7 \text{ cm}^3$$

- 50 -

$$D = \iint d_x \cdot d_y = \frac{17R^2 \times 120}{360} - R^2 \sin 30^\circ \cos 30^\circ$$

$$D = \frac{5,25^2 \times 3,14 \times 120}{360} - \frac{5,25^2 \times 0,865}{2}$$

$$D = 16,9 \text{ cm}^2$$

$$(Y_G)_I = \frac{62,7}{16,9} = 3,7 \text{ cm par rapport au centre du cercle à l'échelle 4}$$

- Détermination du centre de gravité de la 2ème portion de cercle :

$$r = 1,85$$

$$\theta_0 = 30^\circ$$

$$N = \frac{2 \times 1,85^3 \times 0,865}{3} - \frac{1,85^3 \times 0,5^3}{3} \times 2 \times 1,73$$

$$N = 2,75 \text{ cm}^3$$

$$D = \frac{1,85^2 \times 3,14 \times 120}{360} - 1,85^2 \times 0,5 \times 0,865$$

$$D = 2,2 \text{ cm}^2$$

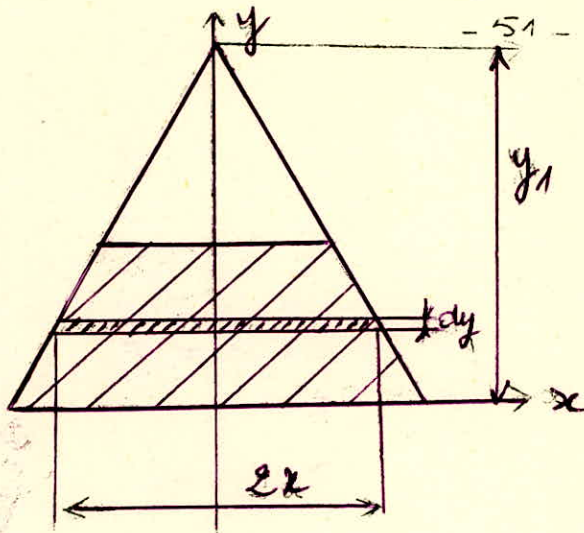
$$(Y_G)_{II} = \frac{2,75}{2,2} = 1,25 \text{ cm par rapport au centre du cercle à l'échelle 4}$$

- Détermination du centre de gravité du trapèze isocèle :

$$x_G = 0 \text{ ( trapèze isocèle)}$$

$$Y_G = \frac{\iint y dx \cdot dy}{\iint dx \cdot dy} = \frac{N}{D}$$

.../...



$$\frac{x}{y_1 - y} = \operatorname{tg} 30 = K$$

$$\text{d'où } y = y_1 - \frac{x}{K}$$

$$dx \cdot dy = 2x \cdot dy = -2x \cdot \frac{dx}{K}$$

$$N = - \int_{x_1}^{x_2} \left( y_1 - \frac{x}{K} \right) 2x \cdot \frac{dx}{K}$$

$$N = - \left[ \frac{x^2 y_1}{K} - \frac{2x^3}{3K^2} \right]_{x_1=5}^{x_2=1,6}$$

$$N = \left[ \frac{8,6 \times 5^2}{0,576} - \frac{2 \times 5^3}{3 \times 0,576^2} \right] - \left[ \frac{8,6 \times 1,6^2}{0,576} - \frac{2 \times 1,6^3}{3 \times 0,576^2} \right]$$

$$N = (374 - 250) - (38 - 8,2) = 94,2$$

$$D = \frac{(10 + 3,3) \times 5,75}{2} = 38,3$$

$$(Y_G)_{III} = \frac{N}{D} = \frac{94,2}{38,3} = 2,46 \text{ cm par rapport à la grande base du trapèze à l'échelle 4}$$

- Distance des centres de gravité par rapport à la droite (d) :

$$OG_I = (Y_G)_I = 3,7 \text{ cm}$$

$$OG_{II} = (Y_G)_{II} + \Delta = 1,25 + 7,4 = 8,65 \text{ cm}$$

$$OG_{III} = (Y_G)_{III} + \Delta = 2,46 + 2,55 = 5,01 \text{ cm}$$

$$m_1 = 16,9 \text{ cm}^2$$

$$m_2 = 2,2 \text{ cm}^2$$

$$m_3 = 38,3 \text{ cm}^2$$

.../...

- Détermination de la distance du centre de gravité de l'aube à la droite(d) = (OG)<sub>a</sub>

$$(OG)_a = \frac{\sum m_i OG_i}{\sum m_i} = \frac{8,65 \times 2,2 + 5,01 \times 38,3 - 16,9 \times 3,7}{23,6}$$

$$(OG)_a = \frac{148,82}{23,6} = 6,3 \text{ cm}$$

- Moment d'inertie de la section (I) par rapport à l'axe passant par le centre du cercle :

$$I = \iint y^2 dx \cdot dy \quad \text{avec} \quad \left| \begin{array}{l} y = p \sin \theta \\ dx \cdot dy = p dp d\theta \end{array} \right.$$

$$I = \iint p^3 \sin^2 \theta dp d\theta$$

$$I = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left[ \frac{p^4}{4} \right]_{p_1}^{p_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$p_1 = \frac{R}{2 \sin \theta} \quad \left| \begin{array}{l} \theta_1 = 30^\circ \\ \theta_2 = 150^\circ \end{array} \right.$$

$$p_2 = R$$

$$I = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( \left[ \frac{R^4}{4} \right] - \left[ \frac{R^4}{4 \sin^4 \theta \cdot 2^4} \right] \right) \cdot \sin^2 \theta d\theta$$

$$I = \frac{R^4}{4} \left[ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{d\theta}{16 \sin^2 \theta} \right] = \frac{R^4}{4} \left[ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{d\theta}{2} - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\cos 2\theta d\theta}{2} - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{d\theta}{16 \sin^2 \theta} \right]$$

$$I = \frac{R^4}{4} \left[ \frac{\theta}{2} - \frac{\sin 2\theta}{4} + \frac{\cotg \theta}{16} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Section I :

Avec  $\theta_1 = 30^\circ$ ,  $\theta_2 = 150^\circ$  et  $R = 5,25 \text{ cm}$

$$I_I = 237 \text{ cm}^4 \quad / \quad \text{par rapport à l'axe passant par le centre du Cercle I}$$



Section (II):

$$I_{II} = \frac{1,85^4}{4} \times 1,2625 = 3,76 \text{ cm}^4 \text{ par rapport à l'axe passant par le centre du cercle II.}$$

Section III

$$I_{III} = \int y^2 dx \cdot dy \quad Y = y_1 - \frac{x}{K}$$

$$dx \cdot dy = - 2x \cdot \frac{dx}{K}$$

$$I_{III} = - \int_{x_1}^{x_2} \left( y_1 - \frac{x}{K} \right)^2 2x \frac{dx}{K} = - \int_{x_1}^{x_2} \frac{2x}{K} \left( \frac{x}{K} - y_1 \right)^2 dx$$

$$I_{III} = - \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{2x}{K} \left( \frac{x^2}{K^2} + y_1^2 - \frac{2xy_1}{K} \right) dx \right)$$

$$I_{III} = \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{2x^3}{K^3} + \frac{2x y_1^2}{K} - \frac{4x^2 y_1}{K^2} \right) dx$$

$$I_{III} = \int_{x_1}^{x_2} \left[ \frac{x^4}{2K^3} + \frac{x^2 y_1^2}{K} - \frac{4x^3 y_1}{3K^2} \right] dx$$

avec  $x_1 = 1,65 \text{ cm}$  et  $x_2 = 5 \text{ cm}$

$I_{III} = 449 \text{ cm}^4$  par rapport à la grande base du trapèze à l'échelle

.../...

- Détermination du moment d'inertie de l'aube par rapport à son axe central d'inertie suivant la flexion ( voir figure) :

$$I_{I/G} = I_I - m_1 (Y_G)_I^2 + m_1 (OG_a - (Y_G)_I)^2$$

$$I_{II/G} = I_{II} - m_2 (Y_G)_{II}^2 + m_2 (\Delta + (Y_G)_{II} - OG_a)^2$$

$$I_{III/G} = I_{III} - m_3 (Y_G)_{III}^2 + m_3 (OG_a - \Delta' - (Y_G)_{III})^2$$

$$I_{I/G} = 237 - 16,9 \left[ 3,7^2 - (6,3 - 3,7)^2 \right]$$

$$I_{I/G} = 120 \text{ cm}^4$$

$$I_{II/G} = 3,76 - 2,2 \left[ 1,25^2 - (7,4 + 1,25 - 6,3)^2 \right]$$

$$I_{II/G} = 12,53 \text{ cm}^4$$

$$I_{III/G} = 449 - 38,3 \left[ 2,46^2 - (2,55 + 2,46 - 6,3)^2 \right]$$

$$I_{III/G} = 746 \text{ cm}^4$$

$$I_{\text{aube}/G} = (I_{II} + I_{III} - I_I)/G = 12,56 + 746 - 120$$

$$I_{\text{aube}/G} = 638,56 \text{ cm}^4$$

A l'échelle 1 et en  $\text{mm}^4$  l'inertie de l'aube a pour valeur :

$$I_{\text{aube}/G} = \frac{638,56 \times 10^4}{4^4} = 25000 \text{ mm}^4$$

Module de résistance de l'aubage

$$W = \frac{25000}{38} \approx 658 \text{ mm}^3$$

Le module de résistance est de loin supérieur au module de résistance minimum à la flexion.

Les aubages résistent très bien à la flexion.

57 - Etude théorique des fréquences des aubages :

Le but de cette étude est de déterminer la fréquence propre de l'aubage et de constater si elle est suffisamment éloignée de la fréquence d'excitation de la veine de gaz naturel sur les aubages. Dans le cas où la fréquence propre de l'aube est trop proche de la fréquence d'excitation il risquerait d'y avoir résonance de l'aube.

Nous sommes en présence du cas particulier d'une aube à extrémité libre, sans masse superposée.

L'expression de la pulsation propre est :

$$\omega_p = \alpha \cdot \frac{r}{l^2} \sqrt{\frac{Eg}{\bar{\omega}}} \quad \text{avec}$$

$$r^2 = \frac{I}{S} = 169 \text{ mm}^2$$

I = moment d'inertie de la section fléchissante de l'aube

S = section fléchissante de l'aube

l = longueur de l'aube

E = module d'Young

$\bar{\omega}$  = poids volumique de l'aubage

$$\alpha = (1,87)^2, (4,69)^2, \left(\frac{5\pi}{2}\right)^2$$

Solution de l'équation de fréquence pour les différents modes de vibration de l'aube isolée, nous nous sommes arrêté au 2<sup>e</sup> partiel vu la faible longueur des aubages 20,6 mm

La fréquence propre de l'aube est déterminée alors par

$$f_p = \frac{\omega_p}{2\pi} \text{ Hertz}$$

La fréquence d'excitation correspond à la fréquence de passage des aubages devant tuyère

$$f_e = N \cdot n \text{ hertz où } N = 100 \text{ tours/s}$$

$$n = 45 \text{ tuyères (2<sup>e</sup> turbine)}$$

Il y a résonance quand  $f_p = k.f_e$

modes	fondamental	1er partiel	2è partiel
$f_p$	90, 7	570	1610
$f_e$	4500	4500	4500

La fréquence propre  $f_p$  est loin de tout multiple de la fréquence d'excitation  $f_e$ . Théoriquement il n'y a aucun risque de résonance.

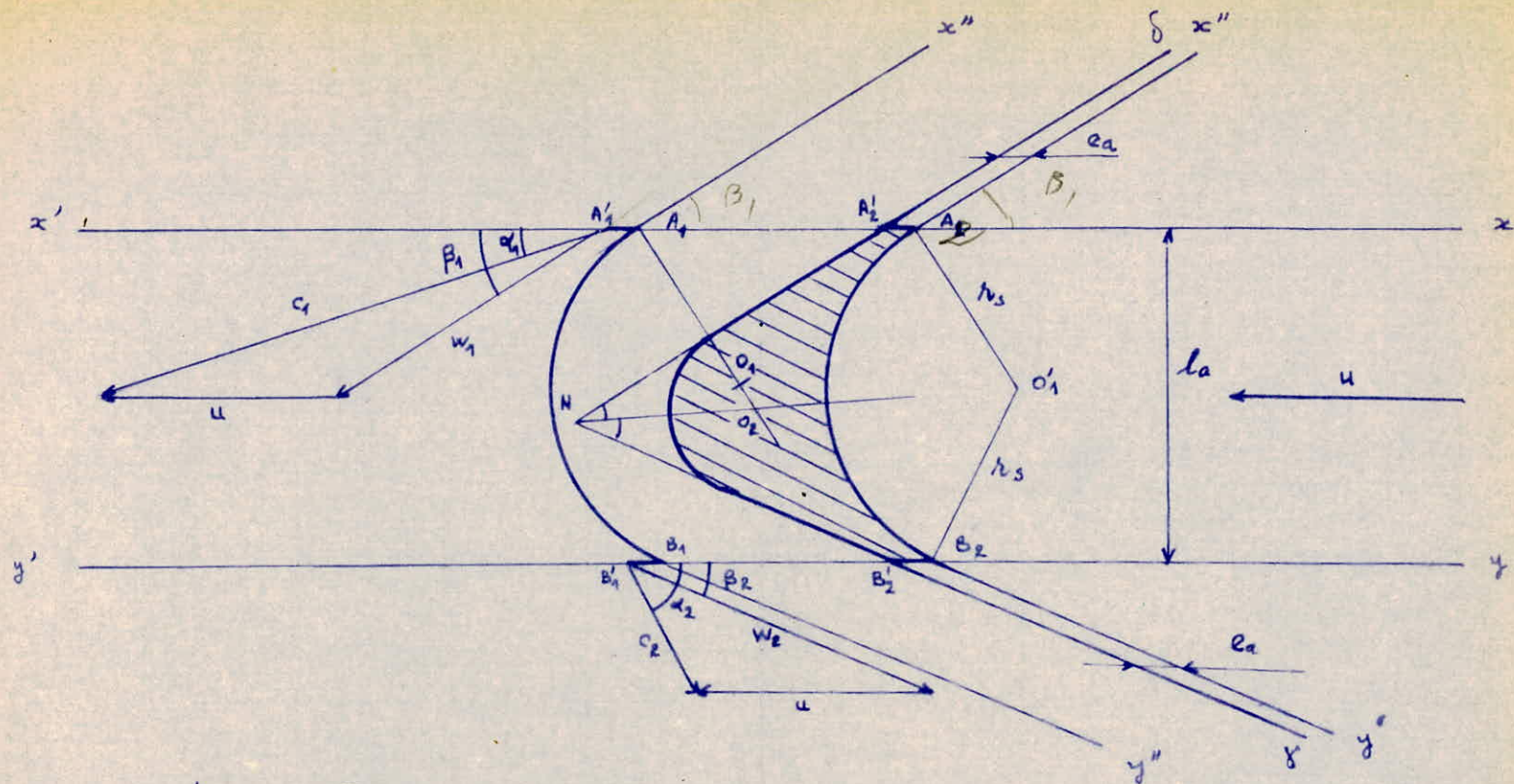
Les essais des aubages :

Le calcul des vibrations des aubages présente en réalité une grande complexité, nous l'avons simplifié au maximum seulement pour avoir une idée sur l'ordre de grandeur des fréquences propres et d'excitation des aubages.

La détermination de ces fréquences est liée à une multitude de causes tel que l'injection partielle, la dissymétrie dans la répartition des pressions à la sortie des tuyères, les oscillations de flexion de l'arbre etc.....

A l'heure actuelle les méthodes déterminales des fréquences des aubages sont des essais de vibration, dont le principe est basé par exemple sur la détection par interception d'un faisceau lumineux envoyé sur une cellule photo électrique reliée à un oscillateur cathodique ou encore sur la détection par variation de capacité des condensateurs reliée à un oscillateur cathodique.

.../...



-57-

Indice 1 : Entrée de la Roue

Indice 2 : Sortie de la Roue

$$e_a = 22,7 \text{ mm} = 25,7 \text{ mm}$$

$$A_1 A_2 = B_1 B_2 = P_a = 19,3 \text{ mm} = 18 \text{ mm}$$

$$r_s = A_1 O_1 = A_2 O'_1 = B_1 O_1 = B_2 O'_1 = 13,1 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

$$e_a = 1,9 \text{ mm}$$

$$\Delta_1 = 0$$

$$\beta_1 = 32^\circ 12' 33'' 24' \quad \alpha_1 = 18^\circ 30' = 18^\circ 12'$$

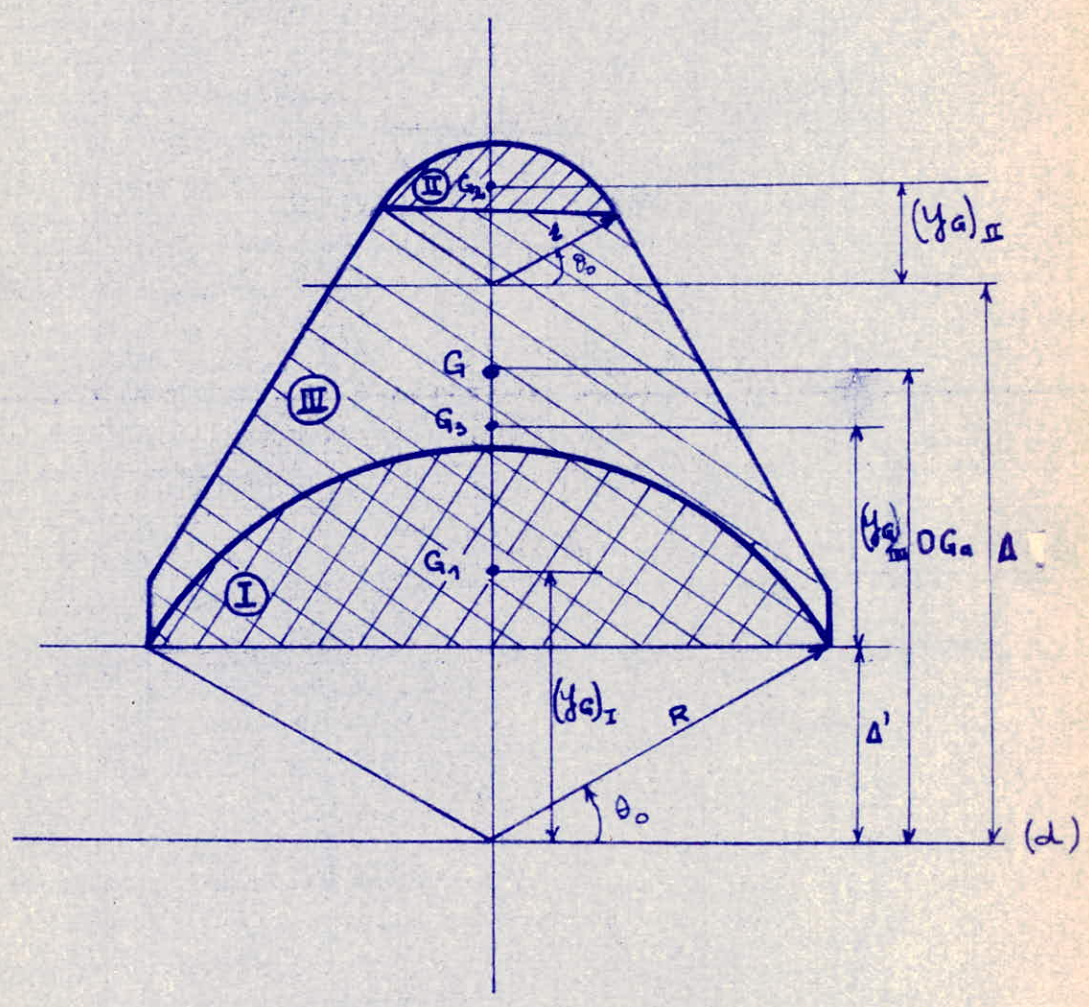
$$\beta_2 = 28^\circ 29' \quad \alpha_2 = 75^\circ = 77^\circ 47'$$

TRACÉ STODOLA DES AUBAGES	Aubages : Ech 2 Vitesses : Ech $\frac{2}{10000}$
------------------------------	---

$$I_{I/G} = I_I - m_1 (y_G)_I^2 + m_1 (OG_a - (y_G)_I)^2$$

$$I_{II/G} = I_{II} - m_2 (y_G)_{II}^2 + m_2 (\Delta + (y_G)_{II} - OG_a)^2$$

$$I_{III/G} = I_{III} - m_3 (y_G)_{III}^2 + m_3 (OG_a - \Delta' - (y_G)_{III})^2$$



## PRINCIPE DES SOLUTIONS CONSTRUCTIVES

Les turbines de détente de gaz à la température ambiante sont parmi les machines thermiques relativement les plus simples à réaliser; du fait qu'à leur niveau ne se posent ni les problèmes de combustion ni ceux qui découlent habituellement de l'altération des matériaux.

Cette particularité nous a incité à étudier la construction d'une turbine de ce genre. La réalisation ne rencontrera pas de problèmes technologiques majeurs si l'on tient compte des conditions vérifiées par le présent projet.

1°) Les matériaux à utiliser sont ceux énumérés dans les chapitres suivants. Il est facile de se les procurer parce qu'ils figurent dans la gamme des produits fabriqués par la Société Nationale de Sidérurgie ( à l'exception toutefois de l'acier 10 N8 pour les aubes mobiles et les tuyères.

2°) Il faudra éviter les constructions sondées sur les éléments fonctionnels.

3°) Les formes que nous proposons sont recommandées pour leur simplicité qui en assurent la garantie fonctionnelle.

Il est à remarquer qu'elles sont réalisables dans un petit atelier de mécanique générale.

.../...

Chapitre VI

CALCUL DE L'ARBRE ET DU DISQUE

61 - Matériaux utilisés :

Choix du matériau pour l'arbre :

Acier XC 35 Recuit à 850° C  
 Résistance à la rupture  $R_r = 60 \text{ kgf/mm}^2$   
 Résistance élastique  $R_e = 32 \text{ kgf/mm}^2$   
 Allongement en pourcent.  $A\% = 22 \%$   
 Dureté Brinell  $HB = 180$   
 Coefficient de sécurité  $K = 4.$  sur  $R_e$

Choix du matériau pour le disque :

Acier XC 80 Recuit à 800° C  
 Résistance à la rupture  $R_r = 95 \text{ kgf/mm}^2$   
 Résistance élastique  $R_e = 50 \text{ kgf/mm}^2$   
 Allongement en pourcent.  $A\% = 5 \%$   
 Dureté Brinell  $HB = 260$   
 Coefficient de sécurité  $K = 2,5$  sur  $R_e$

62 - Calcul de l'arbre à la torsion:

$$\text{Résistance pratique } R_p = \frac{R_e}{4} = \frac{32}{4} = 8 \text{ kgf/mm}^2$$

Couple sur l'arbre :

$$N_i = C \omega \Rightarrow C = \frac{2600 \cdot 10^3}{628} = 4150 \text{ Nm}$$

$$\omega = 628 \text{ rd/s}$$

$$\frac{M_t}{\pi d^3} \leq R_p \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot R_p}}$$

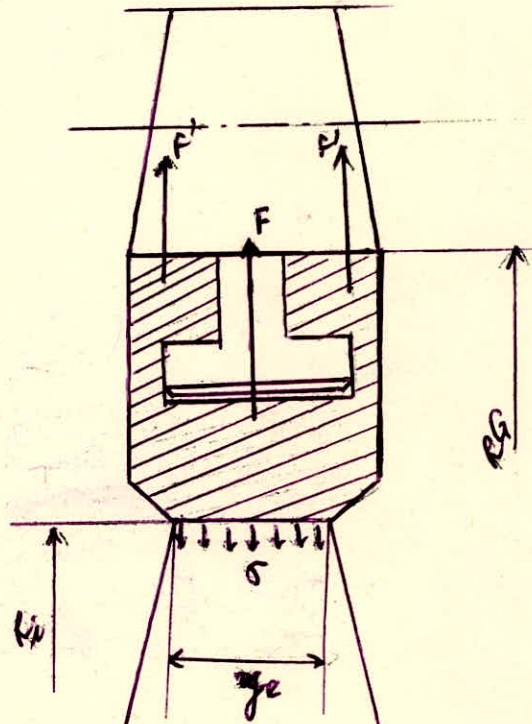
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 4150}{3 \cdot 14 \times 80 \times 10^6}}$$



$$d = 64,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

On adoptera un diamètre de l'arbre de 100 mm que nous vérifierons à la flexion-torsion après les calculs du disque.

63 - Calcul de la jante du disque :



Cette jante est soumise

a) A la force centrifuge due à son poids et à celui des ailettes.

$$d\phi = \frac{P}{g} \omega^2 r^2 d\alpha$$

où P présente le poids par unité de longueur comptée suivant la circonférence décrite par le centre de gravité de l'ensemble (Jante et ailettes).

b) A l'action radiale du disque sur la Jante.

$$dN = \sigma \cdot R_i \cdot Y_e \cdot d\alpha$$

c) Aux tensions tangentielles

$$dT = \sigma_t \cdot S_j \cdot d\alpha$$

$S_j$  = section de la jante.

Equilibre de la Jante :

$$\frac{P}{g} \omega^2 p^2 d\alpha = \sigma R_i Y_e d\alpha + \sigma_t \cdot S_j \cdot d\alpha$$

$$d'où \sigma_t = \frac{1}{S_j} \left[ \frac{P}{g} \omega^2 p^2 - \sigma R_i Y_e \right]$$

Sous l'action de cette tension la jante se dilate et prend un allongement.

$$\epsilon_t = \frac{\sigma_t}{E} = \frac{1}{ES_j} \left[ \frac{P}{g} \omega^2 p^2 - \sigma R_i Y_e \right]$$

qui doit être égal à l'allongement unitaire du disque au rayon extérieur.

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (1 - \mu) \sigma$$

On en déduit :

$$Y_e = \frac{1}{R_i} \left[ \frac{P}{g} \frac{\omega^2 R_G^2}{\sigma} - S_j (1 - \mu) \right]$$

Pour faire les calculs on est obligé de faire d'abord un dessin de la jante pour estimer la surface de la section.

Par planimètre on obtient :  $S_j = 360 \text{ mm}^2$

Supposons que les aubages et la jante forment une couronne d'épaisseur 22,7 mm (largeur de la jante)

$\frac{P}{g} = \frac{P_1}{g} + \frac{P_2}{g} =$  masse par unité de longueur comptée sur la circonférence décrite par le centre de gravité de l'ensemble,  $\frac{P_1}{g} =$  masse par unité de longueur relative aux aubages,  $\frac{P_2}{g} =$  masse par unité de longueur relative à la jante.

Masse de la Jante  $h_j$

$$\rho \cdot 2\pi \cdot \left( R_i + \frac{h_j}{2} \right) \cdot l_a \cdot h_j = 4,6 \text{ kg}$$

$$\frac{P}{g} = \frac{m_{a+j}}{2\pi R_G} \quad R_G = 0,263 \text{ m}$$

$$\frac{P}{g} = 4,1 \text{ kg/m}$$

Résistance pratique  $R_p = 6$

$$\bar{\sigma} = \frac{R_e}{2,5} = 20 \text{ kgf/mm}^2$$

$$R_i = 0,251 \text{ m}$$

$$R_G = 0,263 \text{ m}$$

$$\ddagger Y_e \text{ calculé} = 1,25 \text{ m}$$

Le tracé de la jante a été réalisé avec une épaisseur  $Y_e = 11 \text{ mm}$  qui résiste largement aux contraintes, pour une raison de proportions géométriques nous adopterons cette valeur

$$Y_e = 11 \text{ mm}$$

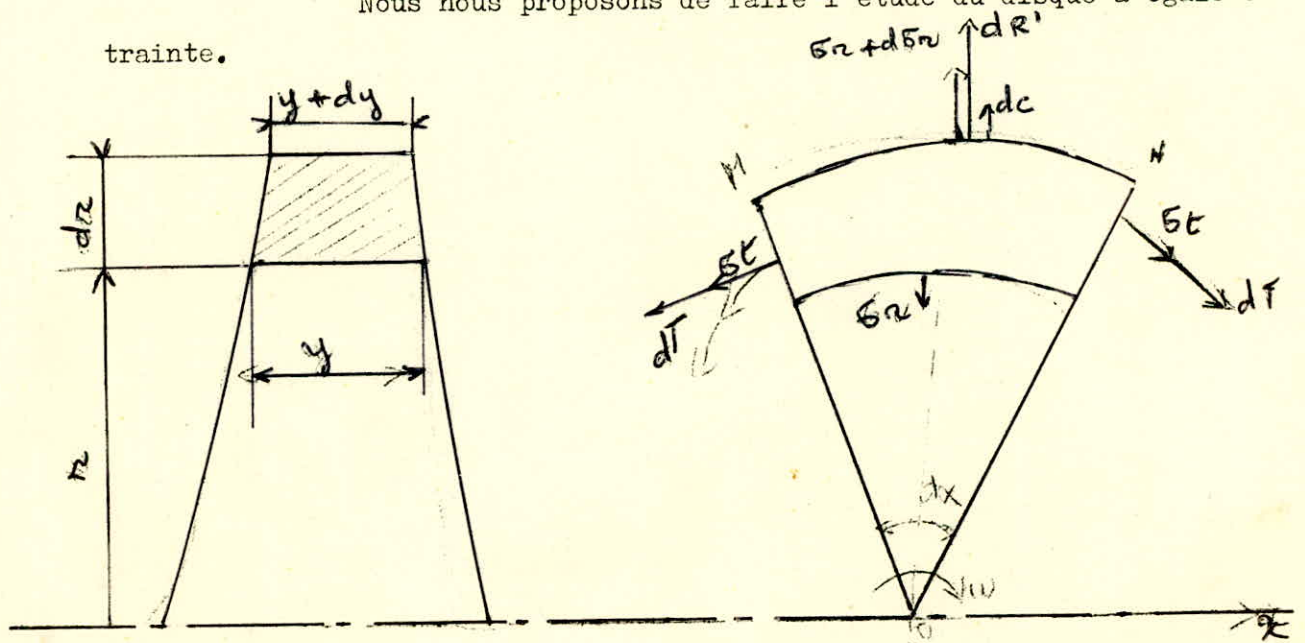
Contrainte réelle au bas de la jante ;

$$\bar{\sigma}_j = \frac{\bar{\sigma} \cdot Y_{ecal}}{Y_e} = 0,227 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

#### 64 - Calcul de la voile du disque :

Du fait des grandes vitesses circonférentielles du disque, les contraintes dans le métal sont de l'ordre de  $20 \text{ kgf/mm}^2$  ce qui justifie le calcul très délicat des dimensions du disque.

Nous nous proposons de faire l'étude du disque à égale contrainte.



L'élément MNM'N' du disque est sollicité aux forces suivantes :

$$\text{Force centrifuge } dC = dm \cdot n \cdot \omega^2$$

$$\text{avec } dm = \rho r d\alpha dr y$$

$$dR' = (\delta r + d\delta r)(y + dy)(r + dr)d\alpha$$

$$dR = y r d\alpha \cdot dr$$

$$dT = \delta t \cdot y \cdot dr$$

La projection sur l'axe vertical

$$dC + dR' - dR - 2 dT \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$dR' - dR + dC - \delta t \cdot y \cdot dr \cdot d\alpha = 0$$

En négligeant les infiniment petits du 2<sup>e</sup> et 3<sup>e</sup> ordre l'équation précédente devient :

$$\frac{dy}{dr} \delta r + \delta \cdot y + \rho \omega^2 r^2 y - \delta y = 0$$

$$\frac{dy}{y} = - \frac{\rho \omega^2}{\delta} r dr$$

$$y = y_e \exp \left[ - \frac{\rho \omega^2}{2\delta} (R_i^2 - r_m^2) \right]$$

Avec  $y_e$  et  $R_i$  respectivement l'épaisseur et le rayon de l'extrémité du disque

$\rho$  = masse volumique du disque  $7800 \text{ kg/m}^3$

$\omega$  = vitesse angulaire du disque  $628 \text{ rd/s}$

$$\delta = R\rho = 2 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Posons  $\frac{\rho \omega^2}{2\delta} (R_i^2 - r_m^2) = X$  avec  $r_m$  estimé à  $d = 0,1 \text{ m}$

avec  $r_m$  estimé à  $d = 0,1 \text{ m}$

$$y = y_e \cdot e^{-X}$$

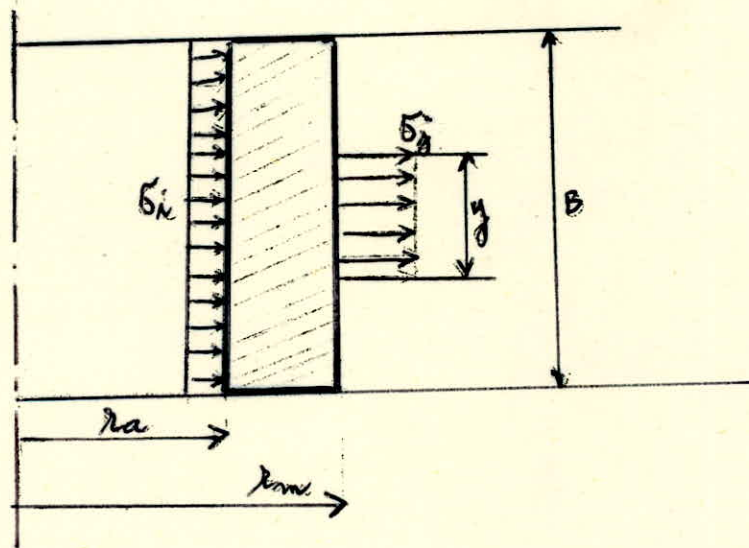
$$X = \frac{7800 \times 40 \times 10^4}{2 \times 2 \times 10^8} (0,252^2 - 0,1^2) = 0,5$$

$$Y_e = 11 \cdot 2^{0,5} = 18,2 \text{ mm}$$

65 - Calcul du moyeu du disque :

L'expérience montre que l'existence de l'alésage central du moyeu a pour effet de doubler la contrainte  $\sigma_t$  au voisinage de ce trou.

La compression de calage du disque sur l'arbre est évaluée à  $\sigma_i = -5 \text{ N/mm}^2$ , valeur généralement prise dans le calcul d'un avant projet.



$$(1) \sigma_j = \frac{\sigma_i \cdot Y_e \cdot \text{cal}}{Y_e}$$

$$(2) \sigma_m = \frac{\sigma_i \cdot Y}{B}$$

$\sigma_j$  s'applique sur tout le long de la voile puisque la voile est d'égale résistance.

La largeur B du moyeu est évaluée à ~~Cinq~~ fois la largeur à la base de la voile y.

$$B = 87 \text{ mm}$$

.../...

$$(3) \sigma_t = \frac{\rho \omega^2}{4} \left[ \frac{3m+1}{m} r_a^2 + \frac{m-1}{m} r_m^2 \right] + \sigma_m \cdot \frac{r_m^2 + r_a^2}{r_m^2 - r_a^2} - \sigma_i \frac{2r_a^2}{r_m^2 - r_a^2}$$

$$r_a = 0,05 \text{ m}$$

$$r_m = 0,07 \text{ m}$$

$$m = \frac{1}{\mu} = 3,3$$

$$\sigma_j = 0,227 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_m = \frac{0,227 \times 10^8 \times 18,2}{54} = 0,077 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_t = 1,23 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 \text{ ( valeur acceptable)}$$

Détermination de la masse de la roue :

masse de la jante et des aubes

$$m_{j+a} = \left(\frac{P}{g}\right) \cdot 2\pi \cdot R_G = 6,3 \times 6,28 \times 0,267 = 10,7 \text{ kg}$$

masse de la voile :

$$m_v = \rho \pi (R_i^2 - r^2) \left( \frac{y_e + y}{2} \right)$$

$$R_i = 0,267 \text{ m}$$

$$r = 0,05 \text{ m}$$

$$y_e = 11 \text{ m}$$

$$y = 18,2 \text{ mm}$$

$$m_v = 24,3 \text{ kg}$$

masse du moyen :

$$m_m = \rho \pi (r_m^2 - r_a^2) B$$

$$m_m = 5,15 \text{ kg}$$

masse du disque :

$$m_t = m_{j+a} + m_v + m_m = 40,15 \text{ kg}$$

66 - Vérification de l'arbre :

a) Vérification à la torsion - flexion :

Les deux turbines étant accomplies l'une à l'autre, la puissance transmise par la deuxième turbine est  $N_i = (N_i)_I + (N_i)_{II}$ .

Le diamètre de l'arbre de la 2ème turbine sera calculé au couple résultant de cette puissance. Pour conserver les deux turbines identiques nous adopterons le même diamètre de l'arbre pour la première.

$$N_i = C \cdot \omega$$

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

$$\omega = 628 \text{ rd/s}$$

$$C = 4150 \text{ Nm}$$

$$R_p = 80 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$M_f = 40,15 \times 0,15 \times 9,81 = 59 \text{ Nm (négligeable)}$$

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 4151 \text{ Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = 81 \text{ mm}$$

On a pris un diamètre de 100 mm

b) Calcul de la fréquence propre :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g D^4}{K \cdot P \cdot l^3}}$$

$$\text{avec } K = \frac{k \cdot 64}{\pi \cdot E}$$

$$E = 22 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

Charge concentrée au centre  $k = 48$  (Résistance des matériaux). On suppose que la masse de l'arbre est concentrée au centre

Masse de l'arbre :

$$m_a = P \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot l$$

$$m_a = 18,4 \text{ kg}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \cdot D^4 \cdot \pi \cdot E}{k \cdot 64 \cdot P \cdot l^3}} = 157 \text{ rd/s}$$

$$\text{avec } \frac{P}{g} = m_t + m_a = 58,55 \text{ kg}$$

.../...

$$N_c = \frac{30 \cdot \omega \cdot \epsilon}{\pi} = 1500 \text{ tr/mn}$$

La vitesse est nettement inférieure à la vitesse de rotation nominale, il s'en suit que nous adopterons un arbre flexible, des accouplements élastiques, des butées oscillantes et des paliers à rotules (roulements à rotules) pour permettre le maximum de liberté au système.

$$\frac{N}{N_c} = 4$$

A une vitesse de rotation de 1500 tr/mn il n'y a pas de grands risques de ~~raisonnance~~. ~~résonance~~

c) Vérification de l'arbre au flambage :

L'effort transversal encaissé par l'arbre entraîne une sollicitation spéciale appelée le flambage.

Soit L = longueur soumise au flambage distance du disque à la butée évaluée à 70 cm

r = rayon de giration minimale

$$r^2 = \frac{I}{S}$$

Avec I = moment d'inertie polaire de la section de l'arbre

S = section de l'arbre.

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = 0,1 \text{ m}$$

$$r = 3,87 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

Calcul de l'élanement :

$$\frac{l}{r} = \frac{2L}{r} = \frac{70 \cdot 10^{-2}}{3,7 \cdot 10^{-2}} = 18,2$$

$$8 < \frac{l}{r} < 80 \text{ pièces moyennement élançées.}$$



Pour les pièces moyennement élancées on applique la formule de Rankine qui détermine la contrainte au flambage.

$$n = \frac{P}{S} \left[ 1 + \frac{1}{A} \left( \frac{l}{r} \right)^2 \right] \ll R_p$$

$$R_p = 8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$A = 10\,000 \text{ pour l'acier}$$

$$P = \text{effort axial} = 1900 \text{ kgf ( voir calcul des paliers)}$$

$$n = 0,32 \text{ kgf/mm}^2$$

$n \ll R_p$  Il n' y a aucun risque de flambage.

Détermination de la flèche de l'arbre :

flèche statique :

$$y = \frac{k \cdot P \cdot l^3}{EI}$$

$k$  = coefficient défini par la résistance des matériaux : 48

$$E = 22 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{32} = 98,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$P = 58,55 \times 9,81 = 575 \text{ N}$$

$p$  = poids du disque et de l'arbre

$$y = 0,203 \text{ mm}$$

On définit la flèche dynamique au niveau du disque à la résonance comme suit :

$$w_{cr} = w \sqrt{\frac{y}{y'}}$$

$\omega_{cr}$  = vitesse angulaire de rotation critique

$\omega$  = vitesse angulaire de rotation nominale

$y$  = flèche statique

$y'$  = flèche dynamique

$$y' = \frac{\omega^2}{\omega_{cr}^2} \cdot y$$

$$y' = 2,703 \text{ mm}$$

Le calcul de la flèche nous permettra de calculer la distance des fléchettes à l'arbre des labyrinthes.

e) Dimensionnement de la clavette :

Matériau utilisé :

XC 10 recuit à 900° C	Rr = 35 kgf/mm <sup>2</sup>
C% = 0,15	Re = 21 kgf/mm <sup>2</sup>
Si = 0,3	A% = 27
Mn = 0,6	Résilience KLM = 15
Indice de pureté = f	Dureté HB = 100

Résistance au cisaillement :

-Résistance élastique :

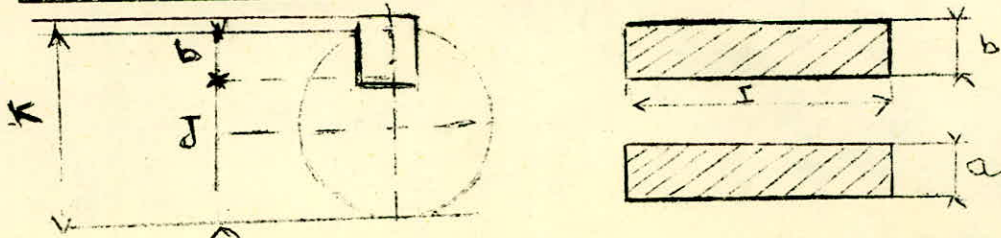
$$R_S = \frac{R_e}{2} = 10,5 \text{ kgf/mm}^2$$

-Résistance pratique :

$$(R_S)_p = \frac{R_S}{K} \quad \begin{array}{l} K = \text{coefficient de sécurité} \\ K = 2 \end{array}$$

$$(R_S)_p = 5 \text{ kgf/mm}^2$$

Clavette parallèle ordinaire normalisée



.../...

La largeur du moyen étant  $B = 87$  mm nous adopterons une longueur de clavette  $I = 50$  mm pour un arbre de diamètre 100 mm.

$d = 100$ mm	a	b	J	$\frac{K}{L}$
normalisée mm	28	16	$d - 10$	$d + 6,4$

Surface de mattage

$$S_n = I \times b = 300 \text{ mm}^2$$

Effort subi par la surface  $S_n$

$$P = F \cdot V \quad \Rightarrow \quad F = \frac{P}{V} = \frac{P}{C \cdot \omega}$$

$$F = \frac{1330 \times 10^3 \cdot 2}{628 \times 100 \times 10^{-3}} = 2,12 \times 10^4 \text{ N}$$

Contrainte de mattage :

$$\sigma_n = \frac{F}{S_n} = 70,6 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_n)_{\text{admissible}} = 2,5 \times (R_s)_p = 125 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n < (\sigma_n)_{\text{ad}}$$

Surface de scisaillement :

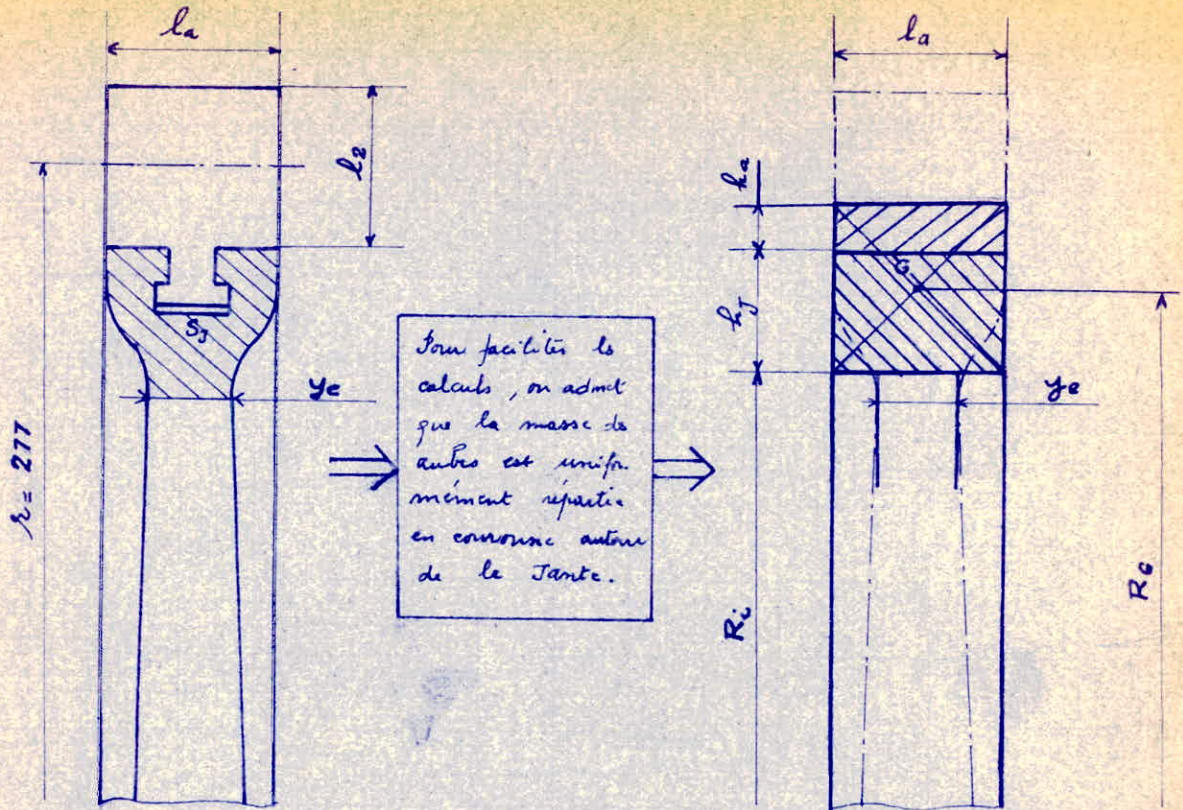
$$S_s = I \times a = 50 \times 28 = 1400 \text{ mm}^2$$

Contrainte de scisaillement :

$$\sigma_s = \frac{F}{S_s} = 15,2 \text{ N/mm}^2$$

$$(R_s)_p = 50 \text{ N/mm}^2 \quad \Rightarrow \quad \sigma_s \ll (R_s)_p$$

.../...



a/  $S_J$  : Section droite de la Jante

$$S_J \text{ planimétrée} = 360 \text{ mm}^2 \Rightarrow h_J = 15,6 \text{ mm}$$

b/ Masse des Aubes  $m_a = 2,17 \text{ kg} \Rightarrow h_a = 7,3 \text{ mm}$

c/  $R_i = 251 \text{ mm}$

$R_G = 263 \text{ mm}$

$y_e = 11 \text{ mm}$

qui doivent vérifier 
$$y_e = \frac{1}{R_i} \left[ \frac{P}{g} \frac{\omega^2 R_G^2}{\sigma} + S_J (1 - \mu) \right]$$

$\mu$  : coefficient de Poisson pour les aciers  $\mu = 0,3$

$\sigma$  : contrainte admissible du matériau de la Jante.

$\frac{P}{g}$  : Masse linéaire suivant  $(2\pi R_G)$  du système Jante + Aubes

ESTIMATION DE LA JANTE

VERIFICATION DE  $y_e$

ETUDE DES PALLERS ET DE LA BUTEE -CIRCUIT GRAISSAGE

71 - Détermination des efforts axiaux des turbines :

a) Calculs relatifs à la 1ère turbine :

L'effort axial R peut se décomposer en deux parties :

- Effort encaissé par les aubes  $R_1$

- Effort encaissé par le disque  $R_2$

$$R = R_1 + R_2$$

$$R_1 = \pi d l_2 \tau \sin \beta_1 (p_1 - p_2)_I$$

d = diamètre moyen de l'étage

$l_2$  = hauteur des aubages

$$R_1 = 247 \text{ kgf}$$

$$R_2 = \frac{\pi}{4} \left[ (d - l_2)^2 - d_a^2 \right] (p_1 - p_2)_I$$

$d_a$  = diamètre de l'arbre

$p_1$  = pression avant les aubes

$p_2$  = pression après les aubes

$$R_2 = 2600 \text{ kgf}$$

$$R = 2847 \text{ kgf}$$

b) Calculs relatifs à la 2ème turbine :

$$R_1 = \pi d l_2 \tau \sin \beta_1 (p_1 - p_2)_{II}$$

$$R_1 = 79 \text{ kgf}$$

$$R_2 = \frac{\pi}{4} \left[ (d - l_2)^2 - d_a^2 \right] (p_1 - p_2)_{II}$$

$$R_2 = 868 \text{ kgf}$$

$$R = R_1 + R_2 = 947 \text{ kgf}$$

72 - Détermination des efforts radiaux des turbines :

Les efforts radiaux sont théoriquement identiques pour les deux turbines. Apparemment ces efforts ne sont dus qu'au poids du disque et de l'arbre, en fait ils sont beaucoup plus importants à cause des effets de la force centrifuge accidentelle et des vibrations de l'arbre; nous en tiendrons compte dans le calcul des paliers.

Effort radial apparent :

$$Fr = 58,55\text{kgf}$$

73 - Etude des paliers :

L'étude de la fréquence de l'arbre nous a conduit à adopter un arbre flexible, les paliers adéquats à ce système sont des roulements à rotules.

Cependant les roulements à rotules ne peuvent encaisser des efforts axiaux aussi importants ( $R = 2847\text{ kgf}$ ).

En conséquence, nous utiliserons une butée pour les efforts axiaux, les roulements ne seront sollicités que par les efforts radiaux.

$$Fa = 0.$$

$$Fr = 575\text{ N} \quad \Rightarrow \quad \frac{Fa}{Fr} < e$$

Charge équivalente :

$$P_i = VXFr + YFa$$

$$\left. \begin{array}{l} X = 1 \\ Y = 0 \\ V = 1 \end{array} \right\} P_i = Fr$$

V = coefficient dépendant du principe de fonctionnement du roulement appliqué à la charge radiale. Dans notre cas le catalogue donne  $\Rightarrow V = 1$ ; bague intérieure tournant avec une charge tournante.

Charge équivalente effective :

$$P = k.P_i \quad \text{avec } k = 2,5$$

$k$  = coefficient dépendant des conditions de fonctionnement  
Les roulements sont soumis à des vibrations et fonctionnent continuellement ( 24 heures par jour)  $k = 1,5 \div 3$ .

$$P = 2,5 \times 575 = 1440 \text{ N}$$

Durée de vie du roulement : 40 000 heures.

$$L_i = 40\ 000 \cdot 60 \cdot 6000 = 14\ 400 \cdot 10^6 \text{ tours}$$

Capacité de charge dynamique :

$$C = P \cdot L_i^{1/3}$$

$$C = 14\ 400^{1/3} \times 1440 = 35\ 100 \text{ N}$$

Capacité de charge dynamique en unité anglosaxon (Lbs) :

Nous utilisons les unités anglo saxon pour pouvoir choisir les roulements sur un catalogue NTN

$$C = \frac{35\ 100}{4,45} = 7900 \text{ Lbs}$$

Capacité de charge statique :  $C_o$

$$2 P \leq C_o$$

$$C_o \geq 650 \text{ Lbs}$$

Choix des roulements sur catalogue NTN :

Roulements à rotule " Self Aligning Ball Bearings".

Série 12 pour arbre cylindrique

Diamètre intérieur = 100 mm

Capacité de charge dynamique = 12000 Lbs

Capacité de charge statique = 9100 Lbs

Diamètre extérieur = 180 mm

Largeur = 34 mm

74 - Etude la butée : Cf : Publication de Monsieur Le Professeur DALBON  
Gérard sur "les butées axiales hydrostatiques".

a) Principe : La force portante des butées hydrostatiques est réalisée par la pression statique d'un fluide dont l'écoulement est réglé par un interstice avec une ouverture. Cette ouverture est commandée par la variation des forces axiales, de cette manière la force portante est indépendante de la vitesse; la butée peut fonctionner jusqu'à la vitesse nulle aussi ce qui réduit l'usure et élimine les conditions imposées aux surfaces des butées hydrodynamiques (voir schéma de la butée).

La charge F de la butée est équilibrée par la pression P du fluide qui occupe l'espace (a). Le fluide s'écoule continuellement par l'interstice annulaire (b).

L'espace (a) est alimenté par le fluide à la pression P<sub>i</sub> fourni par un système d'alimentation constitué d'une pompe et d'un réservoir à pression constante.

Le réservoir du système de pompage doit assurer l'alimentation à pression constante pour n'importe quelle variation du débit. nécessaire. Dans le cas d'un arrêt accidentel de la pompe on doit assurer le fonctionnement de la butée jusqu'à l'arrêt de la machine.

La chute de pression (P<sub>i</sub> - P) réalisée par l'orifice (c) permet l'adaptation de la butée à une charge variable.

Le paramètre  $\alpha$  détermine la rigidité de la butée ainsi que le dimensionnement de l'orifice d'entrée.

$$\alpha = \frac{P_i}{P_o}$$

$$P_i = \frac{\alpha F_o}{\frac{\pi}{4} D_n^2}$$

On détermine le débit du fluide nécessaire

$$Q_o = \frac{P_o \pi \cdot D_n \cdot e_o^3}{12 \mu \cdot \left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)}$$

La puissance dissipée par la pompe de circulation d'huile

$$P_d = \frac{1}{\eta} P_i \cdot Q_o$$

.../...



La puissance dissipée par frottement de la butée

$$P_f = \frac{\eta}{4} \cdot \frac{(D_2 - D_1) \mu \cdot D_m^3 \cdot \omega^2}{2 e_0}$$

La puissance totale dissipée par la butée

$$P_t = P_d + P_f$$

En faisant le changement de variable dans l'expression de  $P_t$

$Z = D_m^3 \cdot \frac{D_2 - D_1}{2}$ ; L'expression de  $P_t$  devient une fonction de deux variables  $e$  et  $Z$ .  $\frac{\partial P}{\partial e}$  et  $\frac{\partial P}{\partial Z}$  sont infinies à l'origine donc

la puissance  $P$  n'a pas d'extrémums.

Pour une valeur déterminée de l'ouverture de l'interstice  $e$  l'expression de  $P_t$  comme une fonction seulement de  $Z$  a une valeur minimale qui décroît avec  $e$  (voir courbes).

L'optimisation de la fonction  $P = f(Z, e)$  est donc obtenue pour la valeur de  $e$  la plus faible possible imposée par les conditions d'exécution; ce qui permet d'obtenir la valeur de  $Z$  qui correspond au minimum de pertes totales de puissance.

$$Z_m = \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{\alpha}{3\eta}} \cdot \frac{F_0 e_0^3}{\omega}$$

La condition de meilleur dimensionnement de la butée est donc établie de la manière suivante :

$$\begin{cases} Z = \mu \cdot D_m^3 \frac{(D_2 - D_1)}{2} \\ Z_m = \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{\alpha}{3\eta}} \frac{F_0 e_0^3}{\omega} \end{cases}$$

La puissance totale devient :

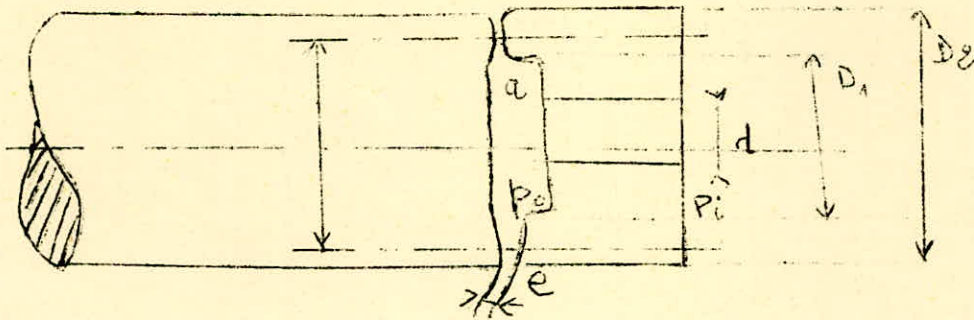
$$P_m = 2 \sqrt{\frac{\alpha}{3\eta}} F_0 \omega e_0$$

Les conditions d'optimisation donnent :

$$P_{fn} = P_{dm} \quad (\text{voir courbes})$$

Pour satisfaire cette relation nous ferons un choix judicieux de la dimension radiale de l'interstice  $\frac{D_2 - D_1}{2}$

b) Calculs de la butée relatifs à l'installation A :  
(voir schéma de principe de l'installation A)



$$e_0 = 0,05 \text{ mm}$$

$$D_2 = 101,8 \text{ mm}$$

$$D_1 = 88,2 \text{ mm}$$

$$D_n = 95 \text{ mm}$$

$$\eta = 0,8 \text{ (rendement de la pompe)}$$

$$\mu = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ Ns/m}^2 \text{ (viscosité dynamique de l'huile)}$$

$$\frac{P_i}{P_o} = \alpha = 2 \text{ rigidité}$$

$$P_o = 1900 \text{ kgf (différence des poussées axiales des deux turbines)}$$

Pression de l'huile :

$$P_i = \frac{\alpha P_o}{\frac{\pi D_n^2}{4}} = 5,4 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$P_i = 54 \text{ bars}$$

Débit d'huile :

$$Q_o = \frac{P_o \pi D_n e_0^3}{12 \mu \left( \frac{D_2 - D_1}{2} \right)}$$

$$Q_o = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ soit } 5,8 \text{ l/mn}$$

.../...

Puissance dissipée par la pompe de circulation d'huile :

$$P_d = \frac{1}{\eta} \cdot P_i \cdot Q.$$

$$P_d = 554 \text{ Watts}$$

Puissance dissipée par frottement de la butée :

$$P_f = \frac{\pi}{4} \frac{(D_2 - D_1) \cdot D_a}{2 e_0}$$

$$P_f = 554 \text{ Watts}$$

Puissance totale dissipée par la butée :

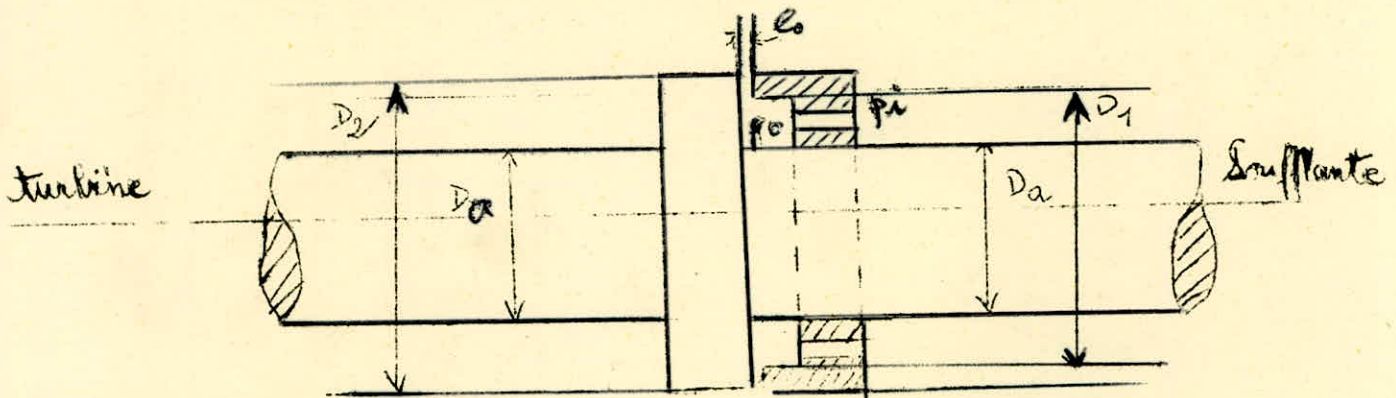
$$P_t = P_d + P_f$$

$$P_t = 1110 \text{ Watts}$$

C) Calculs de la butée relatifs à l'installation "B" :

(voir le schéma de principe de l'installation B)

Nous avons adopté ce type de butée qui permet l'accouplement avec la soufflante derrière la butée.



L'existence du trou central de la butée nécessaire pour le passage de l'arbre modifie les calculs.

$$e_o = 0,1 \text{ mm}$$

$$D_2 = 153 \text{ mm}$$

$$D_1 = 147 \text{ mm}$$

$$D_m = 150 \text{ mm}$$

$$\eta = 0,8 \text{ (rendement effectif de la pompe)}$$

$$\mu = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ Ns/m}^2 \text{ (viscosité dynamique de l'huile)}$$

$$\alpha = 2 \text{ rigidité de la butée}$$

$$F_o = 1900 \text{ kgf (différence des poussées axiales des deux turbines accouplées en opposition).}$$

Pression de l'huile :

$$P_i = \frac{\alpha F_o}{\pi (D_m^2 - D_a^2)}$$

$$P_i = 9,7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Soit } P_i = 9,7 \text{ bars}$$

Pression de l'huile à l'intérieur de la chambre de la butée :

$$P_o = \frac{P_i}{\alpha}$$

$$P_o = 4,85 \text{ bars}$$

Débit d'huile :

$$Q_o = \frac{P_o \cdot \pi \cdot D_m \cdot e_o^3}{12 \mu \cdot \left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)}$$

$$Q_o = 0,426 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_o = 25,6 \text{ l/mn}$$

Puissance nécessaire à la pompe de circulation d'huile :

$$P_d = \frac{1}{\eta} \cdot P_i \cdot Q_o$$

$$P_d = 516 \text{ Watts.}$$

.../...

Puissance dissipée par le frottement de la butée :

$$P_f = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(D_2 - D_1) \mu \cdot D_m^3 \cdot \omega^2}{2 l_0}$$

$$P_f = 475 \text{ Watts}$$

Puissance totale dissipée par la butée :

$$P_t = P_f + P_d$$

$$P_t = 991 \text{ Watts}$$

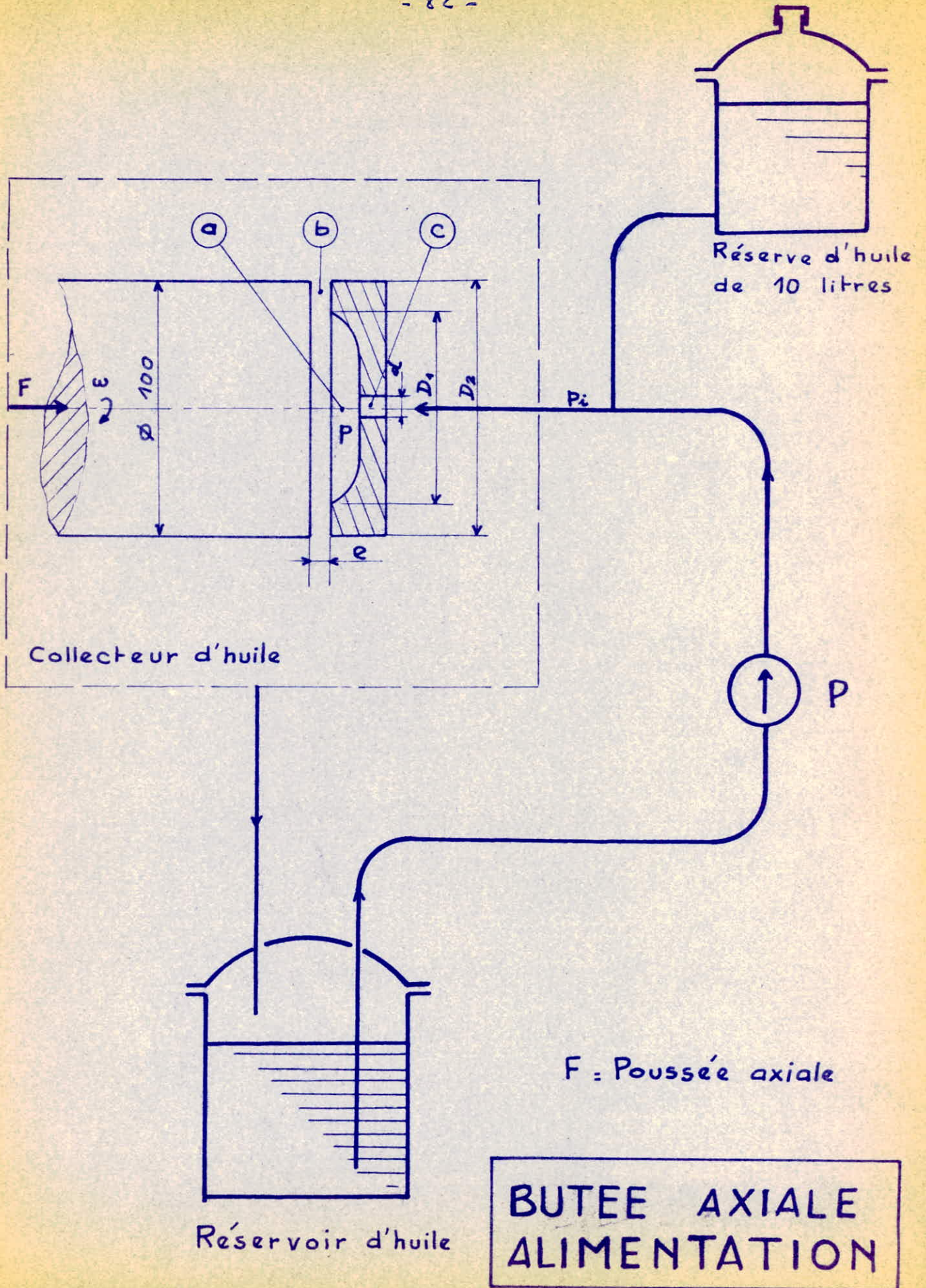
REMARQUE / La puissance de pompage est légèrement supérieure à la puissance de frottement ceci assure une meilleure stabilité de fonctionnement de la butée ( voir planche).

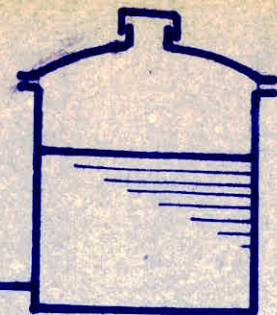
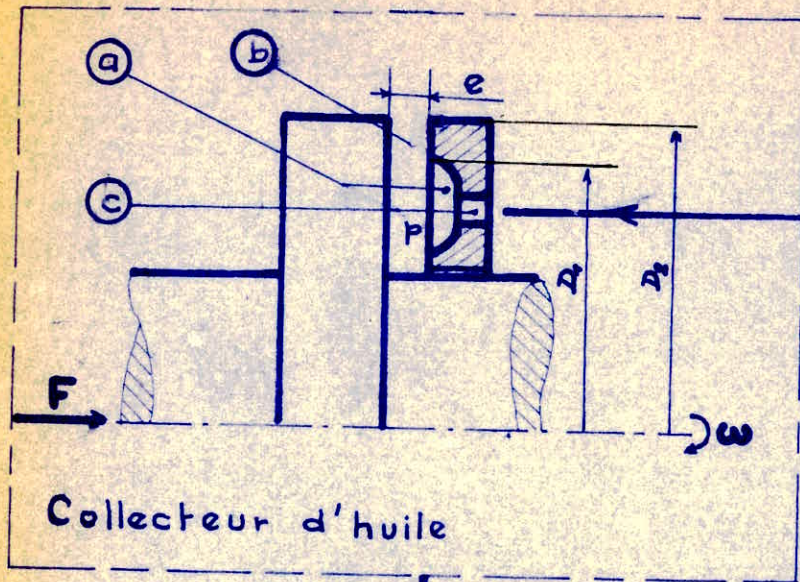
La butée présente une partie portante légèrement sphérique d'une part pour roder les surfaces et d'autre part pour permettre à l'arbre flexible son degré de liberté sans détérioration de la butée.

75 - Circuit graissage ( voir planche ) :

Une pompe centrifuge d'une puissance de 516 Watts est entraînée par la turbine et assure la circulation d'huile pour la butée. Un réservoir du système de pompage d'une capacité de 26 l doit assurer l'alimentation à pression constante pour n'importe quelle variation du débit et surtout dans le cas d'un arrêt accidentel de la pompe, ce réservoir doit assurer le fonctionnement de la butée jusqu'à l'arrêt complet de la turbine.

Un système de signalisation d'arrêt accidentel de la pompe doit être installé; pour permettre l'arrêt immédiat de la turbine la pompe d'huile est asservie à la turbine.



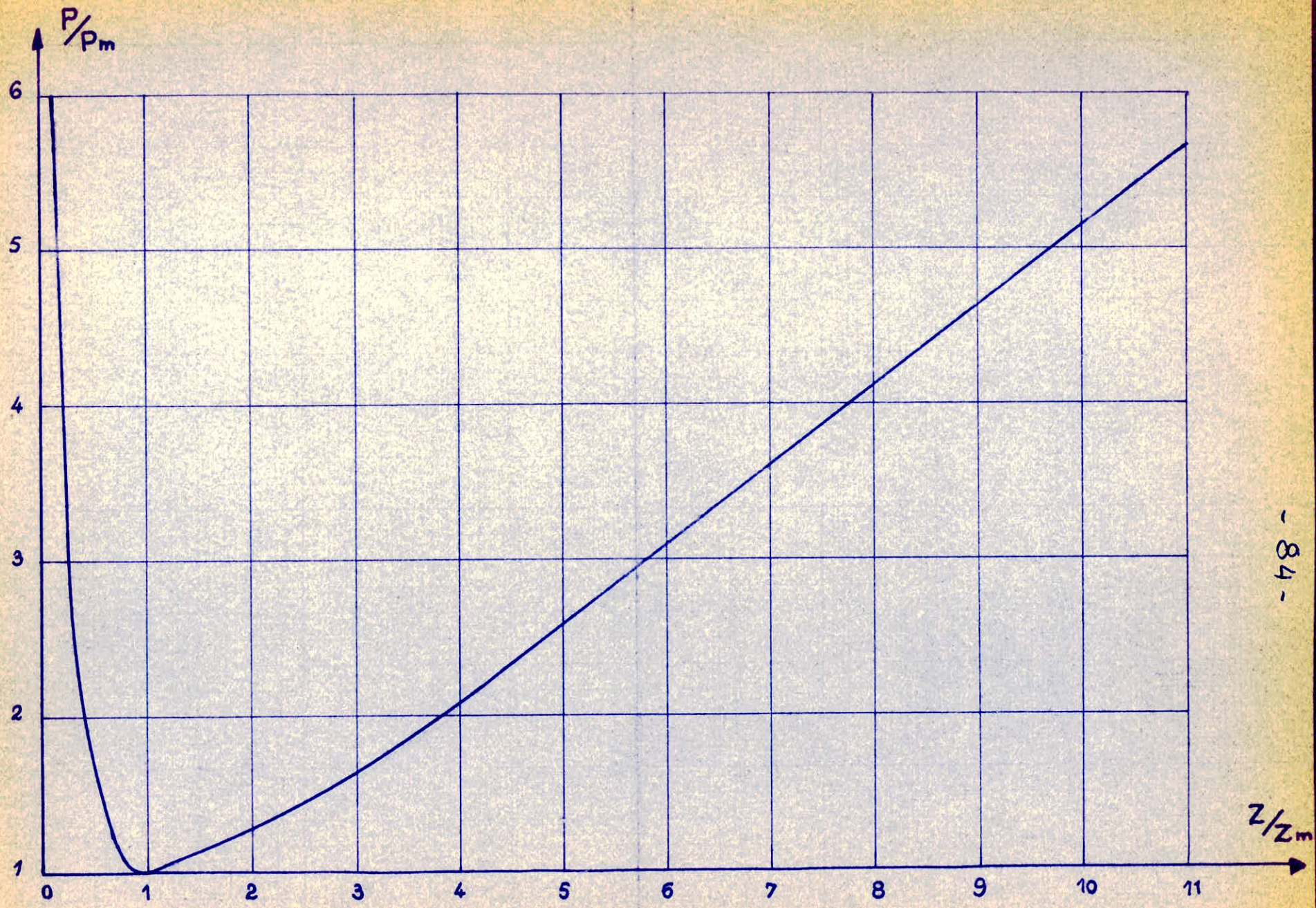


$P$  : Pompe d'alimentation

F : Poussée axiale

**BUTEE : ALIMENTATION**

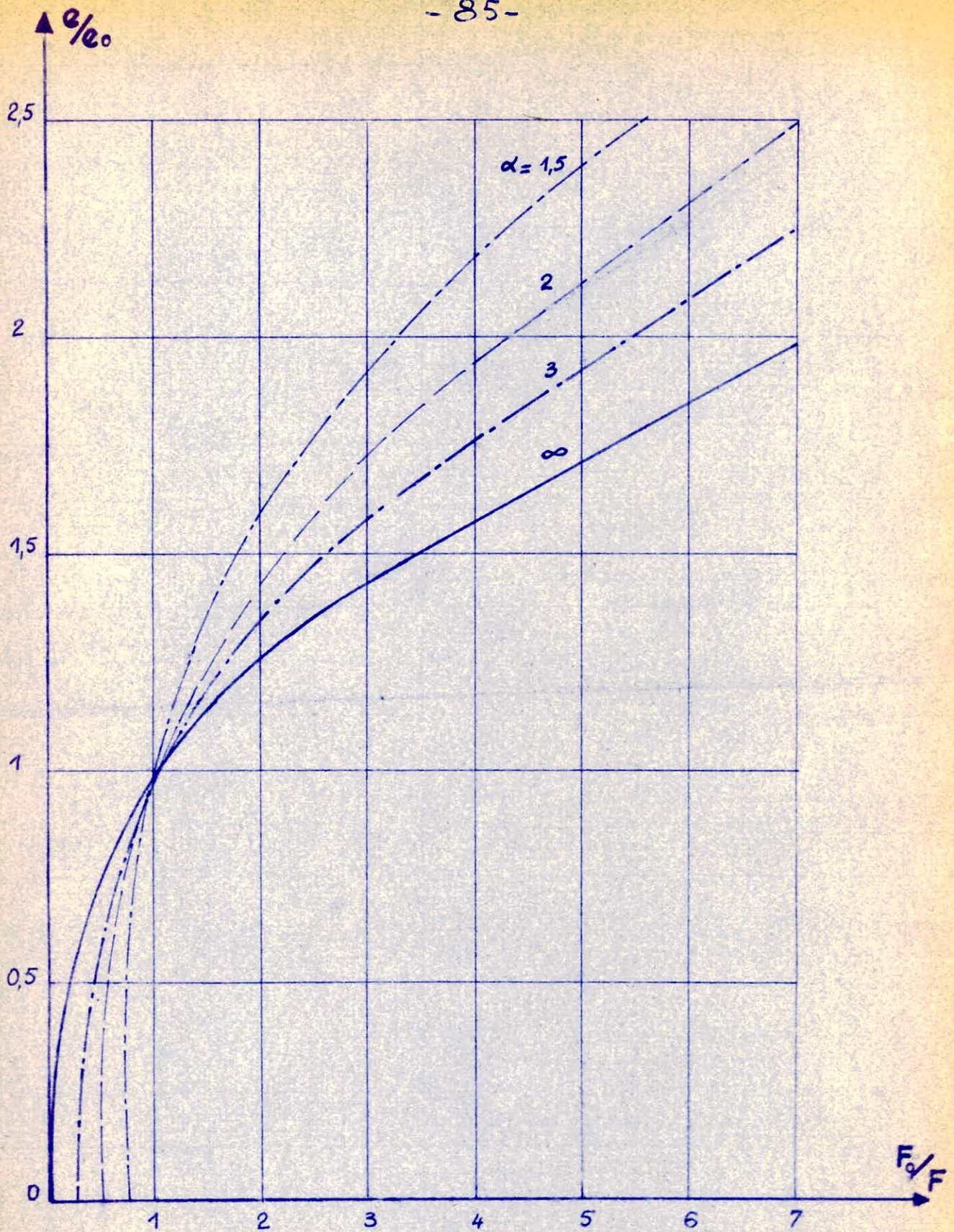
Réservoir d'huile



- 84 -

$z/z_m$



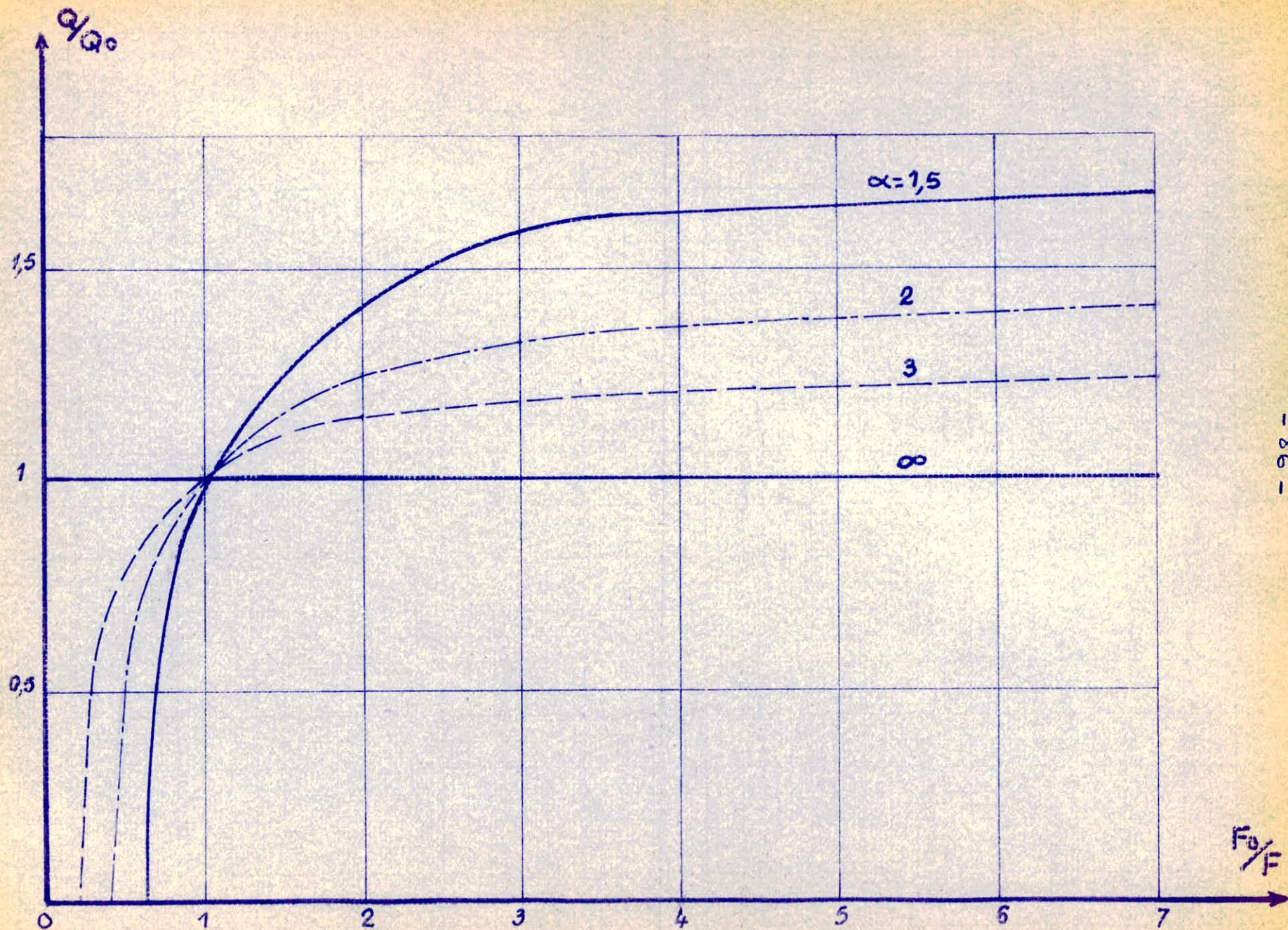


$F_0$  : Charge nominale

$e_0$  : Ouverture correspondant à  $F_0$

$F$  : Charge variable

$e$  : " " "  $F$



$Q_0$  : Débit d'huile nominal

$Q$  : Débit d'huile sous la charge variable  $F$

ETUDE DE L'ENVELOPPE ET DE L'ETANCHEITE

81- Etanchéité par labyrinthe :

Le système des labyrinthes consiste à créer des étranglements laminants le débit de fuite, la section de passage minimale est imposée par des considérations constructrices (flèche dynamique de l'arbre) on suppose que la détente à l'étranglement s'effectue isentropiquement.

a) Labyrinthes à la sortie de la 1ère turbine et à l'entrée de la 2ème :

Pression du gaz à la sortie de la 1ère turbine

$$(P_e)_I = 13,95 \text{ bars}$$

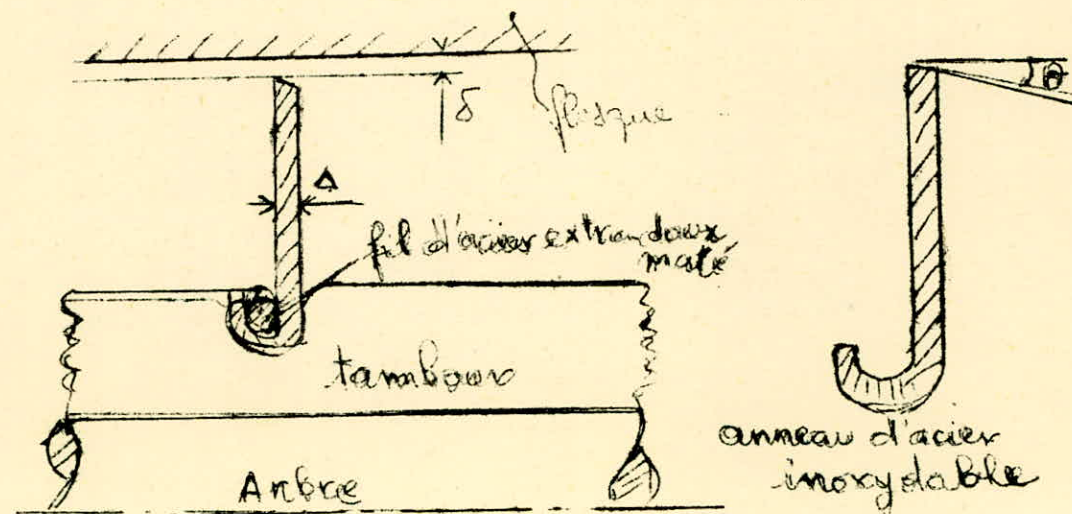
Pression du gaz à l'entrée de la 2ème turbine

$$(P_e)_{II} = 13,65 \text{ bars}$$

Les calculs des labyrinthes se feront pour une détente de 13,95 bars à 6,5 bars aussi bien pour la sortie de la 1ère turbine que pour l'entrée de la 2ème.

La fuite de gaz organisée est collectée au moyen d'une prise à 6,5 bars (pression de sortie du gaz des labyrinthes et sera réinjectée dans la conduite mère où la pression du gaz est à 6 bars).

Isolons un élément de joint



$\theta$  = angle de déviation du jet  $30^\circ$

$\delta$  = jeu des labyrinthes  $0,4 \text{ mm}$

$\Delta$  = épaisseur des labyrinthes  $0,5 \text{ mm}$

$D$  = grand diamètre  $150 \text{ mm}$

$M$  = coefficient de rétreicissement du jet déterminé par  
abaque  $M = f\left(\Delta, \frac{\Delta}{\delta}\right)$

$M = 0,74$

$V_e$  = volume spécifique du gaz à l'entrée du premier joint  
labyrinthe

$V_e = 0,0834 \text{ m}^3/\text{kg}$

Méthode de Stodola

Débit maximum susceptible de passer à travers un élément :

$$G_0 = 0,933 M \cdot S \cdot \sqrt{\frac{g \cdot P_e}{V_e}}$$

$$S = \pi \cdot D \cdot \delta = 188 \text{ mm}^3$$

$$G_0 = 1,66 \text{ kg/s}$$

Coefficient de débit relatif :

$Z$  = nombre de joints : 5

$$\alpha = \sqrt{\frac{0,87 (1 - \beta^2) - 0,13 \left(\frac{1 - \beta^2}{Z}\right)}{0,87^2 \cdot Z}}$$

$$\beta = \frac{P_s}{P_e} = 0,466 \Rightarrow \beta^2 = 0,217$$

$$\alpha = 0,417$$

$\mathcal{G}$  = Débit de fuite de gaz organisé

$$G = \alpha G_0 = 0,417 \cdot 1,66 = 0,692 \text{ kg/s}$$

b) Labyrinthes à la sortie de la 2ème turbine :

Pression gaz à l'entrée des labyrinthes

$$(P_e)_{II} = 6,3 \text{ bars}$$

Pression du gaz à la sortie des labyrinthes

$$(P_s)_{II} = 1,3 \text{ bar}$$

La fuite de gaz organisée est collectée au moyen d'une prise à la pression 1,3 bar et devrait autant que possible être réinjectée à la détente secondaire.

Débit maximum susceptible de passer à travers un élément :

$$G_o = 0,933 M \cdot S \sqrt{\frac{g P_e}{V_e}}$$

$$G_o = 0,755 \text{ kg/s}$$

Coefficient de débit relatif :

Z = nombre de joint égal à 5

$$\alpha = \sqrt{\frac{0,87 (1 - \beta^2) - 0,13 \frac{(1 - \beta^2)}{Z}}{0,87^2 \cdot Z}}$$

$$\beta = \frac{P_s}{P_e} = 0,206 \Rightarrow \beta^2 = 0,0425$$

$$\alpha = 0,461$$

Débit de la fuite de gaz :

$$\alpha = \frac{G}{G_o}$$

$$G = 0,461 \cdot 0,755 = 0,348 \text{ kg/s}$$

82 - Etanchéité par joints plats :

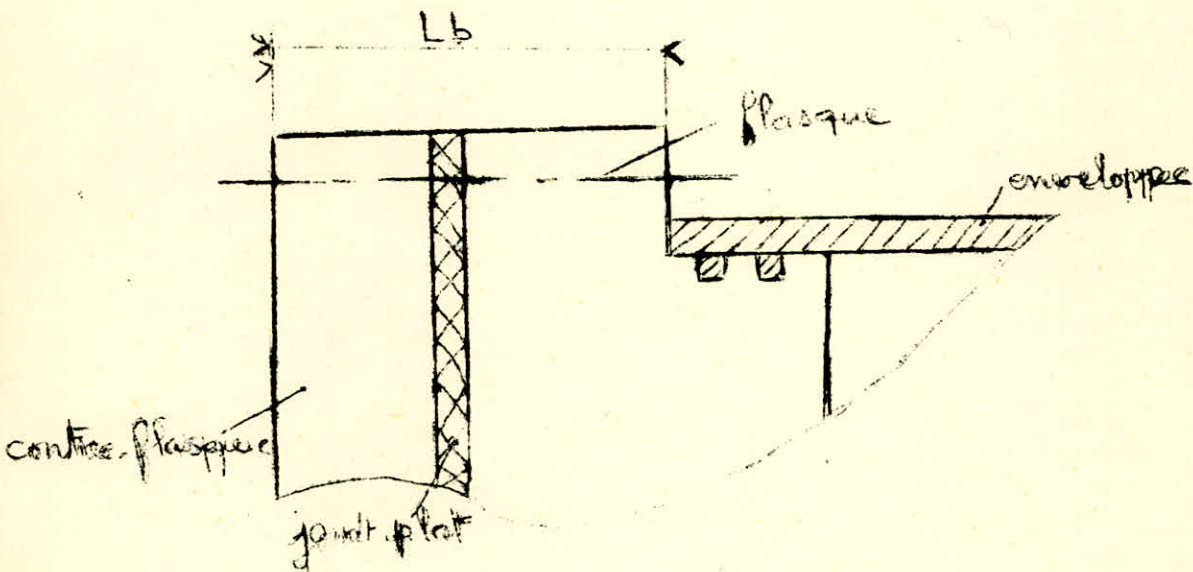
A l'entrée de la turbine un couvercle jouant le rôle de contre-flasque nécessaire à la chambre de distribution du G.N vers les tuyères est muni d'un joint plat métallique pour l'étanchéité.

Matériau constituant les joints plats :

Acier 10 N8

2% de Ni

0,1% de C



$L_b$  = longueur des vis 45 mm

$d_b$  = diamètre des vis 18 mm

$E_b$  = module d'Young des vis  $22 \cdot 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>

$e_j$  = épaisseur du joint 3 mm

$E_j$  = module d'Young transversal  $10 \cdot 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>

Résistance élastique de la vis

$$(R_e)_{\text{vis}} = 32 \text{ kgf/mm}^2$$

Pression intérieure maximale 30 bars

Nous adopterons 16 vis de diamètre 18mm

Diamètre intérieur du contre-flasque

$$(D_{\text{int}})_I = 590 \text{ mm}$$

Diamètre extérieur du contre-flasque

$$(D_{\text{ext}})_I = 670 \text{ mm}$$

Surface portante du joint intérieur :

$$(D_{int})_{II} = 220 \text{ mm}$$

$$(D_{ext})_{II} = 286 \text{ mm}$$

$$S_j = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

$$S_j = 0,0263 \text{ m}^2$$

Surface totale portante :

$$S_j = 0,1048 \text{ m}^2$$

Section active des vis :

Diamètre du noyau des vis :

$$d = 15 \text{ mm}$$

nombre de vis  $Z = 16$

$$S_b = Z \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

$$S_b = 28,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Le contre flasque soumis à la plus grande poussée est celui de la première turbine.

Calcul de l'ouverture prévue pour l'entrée du gaz dans la 1ère turbine avec une vitesse :

$$V = 40 \text{ m/s}$$

$$S_e = \frac{(V_e)_I \cdot Q_m}{V}$$

$$(V_e)_I \text{ volume spécifique} = 0,0438 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_m \text{ débit massique} = 20 \text{ kg/s}$$

$$S_e = 2,19 \text{ dm}^2$$

Surface du contre flasque soumise à la poussée :

$$S = \frac{\pi}{4} [(D_{int})_I^2 - (D_{ext})_{II}^2] - S_e$$

$$S = 0,188 \text{ m}^2$$

Poussée du gaz sur le flasque de la 1ère turbine :

$$Q = P_o \cdot S.$$

$$P_o = 30 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$Q = 0,564 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Effort de serrage des vis :

$$F \approx Q \cdot \frac{L_b \cdot S_j \cdot E_j}{L_b \cdot S_j \cdot E_j + e_j \cdot S_b \cdot E_b}$$

$$F \approx 0,56 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Contrainte dans les vis :

$$\sigma = \frac{F}{S_b}$$

$$\sigma = 20 \text{ da N/mm}^2$$

La résistance élastique des vis est :

$$Re = 32 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\Rightarrow \sigma \ll Re$$

83 - Calcul de l'enveloppe :

a) Calcul des ouvertures d'admission et d'échappement du GN :

Le gaz sort des aubages avec une vitesse de 122 m/s, comme cette vitesse n'est pas récupérée (pas de diffuseur) on admet que le gaz est récupéré à 40 m/s à la sortie des turbines.

$$Q_m = \frac{VS}{v}$$

$Q_m$  = débit massique 20 kg/s

$V$  = vitesse du gaz 40 m/s

$v$  = volume spécifique du gaz

$S$  = ouverture d'admission ou d'échappement.



Ouverture à l'entrée de la 1ère turbine :

$$(S_e)_I = \frac{(V_e)_I \cdot Q_m}{V}$$

$$(v_e)_I = 0,0438 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$(S_e)_I = 2,19 \text{ dm}^2$$

On prévoit 3 ouvertures de diamètre d

$$3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = (S_e)_I$$

$$d = 9,1 \text{ cm}$$

-Ouverture à la sortie de la 1ère turbine :

$$(S_s)_I = \frac{(V_s)_I Q_m}{V}$$

$$(v_s)_I = 0,0834 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$(S_s)_I = 4,17 \text{ dm}^2$$

On prévoit 4 ouvertures de diamètre d

$$d = 4 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = 1,4 \text{ cm}$$

Ouverture à l'entrée de la 2ème turbine :

$$(S_e)_{II} = \frac{(V_e)_{II} \cdot Q_m}{V}$$

$$(v_e)_{II} = 0,0917 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$(S_e)_{II} = 4,88 \text{ dm}^2$$

On prévoit 3 ouvertures de diamètre d

$$3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = (S_e)_{II}$$

$$d = 14,35 \text{ cm}$$

Ouverture à la sortie de la 2ème turbine :

$$(S_s)_{II} = \frac{(V_s)_{II} \cdot Q_m}{V}$$

$$(v_s)_{II} = 0,175 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$(S_s)_{II} = 8,75 \text{ dm}^2$$

L'ouverture est trop importante pour le flasque de sortie de la 2ème turbine, nous adopterons dans ce cas une volute d'échappement de gaz soudée à l'enveloppe turbilinaire et juste derrière la sortie des ailettes pour récupérer au maximum la vitesse.

On admet à l'entrée de la volute une vitesse des gaz de 80m/s

A la sortie de la volute la vitesse des gaz est réduite à 40m/s

On admet 3 ouvertures de diamètre d sur l'enveloppe qui permettrait une vitesse d'échappement de 80 m/s.

$$(Ss)'_{II} = \frac{(Ss)}{2}$$

$$(Ss')_{II} = 4,38 \text{ dm}^2$$

$$3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = (S's)_{II}$$

$$d = 13,6 \text{ cm}$$

diamètre de la volute à l'entrée du gaz :  $(d_v)_e$

$$(d_v)_e = \sqrt{\frac{4 \cdot (S's)_{II}}{3,14}}$$

$$(d_v)_e = 23,5 \text{ cm}$$

diamètre de la volute à la sortie du gaz :

$$(d_v)_s = \sqrt{\frac{4 \cdot (Ss)_{II}}{3,14}}$$

$$(d_v)_s = 33,3 \text{ cm}$$

b) Calcul de l'épaisseur de l'enveloppe :

L'enveloppe intérieure sera constituée d'un tube choisi dans la gamme de production SNS conservant les "tubes pour gazoducs"

Les nuances des aciers se trouvent situées dans la fourchette XC 52 à XC 80.

Les bobines utilisées peuvent avoir une épaisseur de tôle de 5 mm, 9 mm; 12 mm, 15 mm.

Acier choisi : XC 65

0,6% de carbone

0,5% de manganèse

0,1% de silicium

Re  $\geq$  45 kgf/mm<sup>2</sup>

Rr = 82  $\div$  92 kgf/mm<sup>2</sup>

HB = 240

Enveloppe turbilaire :

Résistance pratique :

$$R_p = \frac{R_e}{4} = \frac{45}{4} = 11,25 \text{ kgf/mm}^2$$

$$e \geq \frac{P D_m}{2 R_p}$$

Le calcul de l'épaisseur sera fait relativement à la première turbine (pression intérieure la plus importante), nous adopterons les mêmes épaisseurs des enveloppes pour conserver les deux turbines identiques : D<sub>m</sub> = diamètre moyen 0,405 m

$$e \approx 3,77 \text{ mm}$$

L'enveloppe est soumise à la compression des [REDACTED] <sup>tirants</sup> et comporte des évidements pour l'échappement du gaz de ce fait nous utiliserons une épaisseur d'enveloppe de 15 mm.

---

Chapitre IX

SOLUTIONS TECHNOLOGIQUES

91 - Pâtes de fixation de la turbine :

Les pâtes de fixation sont prévues au même niveau que l'axe de l'arbre de la turbine dans le but d'éviter les désalignements des axes de la turbine et de la soufflante.

Ces ~~desaxements~~ proviendraient des différences de température régnant dans les machines.

92 - Boîtes de roulements :

Les bagues intérieures des roulements sont montées serrées sur l'arbre par l'intermédiaire d'une entretoise et d'un écrou SKF.

Les roulements sont logés dans des boîtiers où ils sont immobilisés en translation.

Les boîtiers sont montés sur les flasques libres en translation et fixent en rotation par l'intermédiaire d'une clavette de guidage ce degré de liberté est égal au jeu de l'interstice latérale nécessaire au fonctionnement de la butée soit 0,1 mm.

93 - Enveloppe tubulaire :

L'enveloppe tubulaire représente une facilité de montage et de réalisation, la turbine est très rapidement montée par l'intermédiaire de quatre ~~tirants~~

L'enveloppe présente un aspect particulièrement intéressant pour la soudure de la volute, les usinages des extrémités de l'enveloppe ne seront exécutés qu'après la soudure. Cette précaution est nécessaire pour éviter les déformations de l'enveloppe dues aux tensions thermiques de soudure.

94 - Protection huile (30) :

Cette protection est constituée par une simple plaque qui empêche l'huile d'être éjectée de la butée par la force centrifuge et de pénétrer à travers la prise de fuite de gaz.

95 - Roulement à manchon conique :

Ce type de roulement est livré avec son manchon et son écrou ce qui représente un avantage certain du point de vue constructif. Du point de vue fonctionnel, le réglage de l'arbre par rapport à la butée possède une grande souplesse.

96 - Châpeau (36) en 2 parties :

Pour permettre le montage du chapeau il est indispensable de le faire en deux parties centrées sur le flasque par 2 pieds de centrage d'ajustement H<sub>7</sub>g<sub>7</sub>. Ce chapeau est muni d'un joint Paulstra à double effet d'une part il assure l'étanchéité du gaz et d'autre part celle de l'huile se trouvant dans le collecteur.

97 - Câles de fixation des blocs-tuyères :

Ces câles de fixation sont vissées sur le flasque et permettent l'immobilisation des blocs tuyères sur le flasque? Pour prévenir tout risque de dévissage - choses aux dangereuses conséquences - les têtes de vis sont percées transversalement et reliées entre elles par un fil d'acier extra-doux.

98 - Joints d'étanchéité :

a) Joints à lèvres Stefa :

Ceux sont des joints utilisés pour les arbres tournants. Ils supportent des vitesses linéaires périphériques élevées et des pressions de près de 100 bars. Ces joints sont d'un encombrement relativement réduit et sont employés avec un ajustement H<sub>8</sub>e<sub>8</sub>.

b) Jointts toriques Stefa :

Ceux sont des jointts statiques qui résistent à des pressions de 100 bars. Ils sont particulièrement intéressants dans notre cas à cause des diamètres utilisés : 605 mm.

REGULATION ET SCHEMAS DE PRINCIPE

Le circuit de régulation comprend :

- un pressostat
- une vanne trois voies
- un servomoteur agissant sur cette vanne.

10.1 - Pressostat ou régulateur de pression :

Les régulateurs de pression sont des appareils utilisés pour le contrôle de la pression de liquide, d'air ou de gaz non corrosifs comme dans notre cas le gaz naturel.

-Description et principe de fonctionnement :

Le pressostat comprend :

\* une sonde mesurant la pression, constituée d'un soufflet à piston en cas de plage de réglage de haute pression (dans notre cas 25 bars) ou d'une membrane en acier inoxydable en cas de basse pression.

\* un boîtier renfermant le mécanisme d'amplification du mouvement provoqué par le soufflet.

La variation de la pression provoque un déplacement du soufflet; un ressort de tarage variable s'oppose à son déplacement : la position d'équilibre correspond au point de réglage à satisfaire (point de consigne affiché sur le cadran de l'appareil 25 bars).

-Organe de commutation du pressostat :

Cet organe comprend :

- soit un interrupteur à mercure (fig.1)
- soit un interrupteur agissant directement sur un contact électrique par l'intermédiaire d'un balancier (fig.2)

Dans notre cas la commutation se fait à 25 bars c'est à dire pour une pression supérieure ou égale à 25 bars le servomoteur MB actionne la vanne trois voies, de telle sorte que la turbine soit alimentée en GN et le détendeur by-passé. Pour une pression inférieure à 25 bars le servomoteur actionne la vanne trois voies de telle sorte que la turbine ne soit <sup>pas</sup> alimentée en GN; le GN passant alors à travers le détendeur.

-Remarque : Eviter de fixer le pressostat directement sur la tuyauterie d'alimentation susceptible de transmettre les vibrations préjudiciables à son bon fonctionnement (prévoir un tuyau de raccord en cuivre absorbant les vibrations).

Ces régulateurs ne doivent pas être employés pour le contrôle de fluide combustible ou corrosifs qui peuvent détériorer le soufflet.

#### 10.2 - Vanne trois voies :

Utilisée pour la régulation tout ou rien par distribution du GN en fonction de la pression amont minimum de consigne (25 bars), soit à travers la turbine, soit à travers le détendeur.

L'ensemble servomoteur -vanne comporte un bloc moteur monté sur le corps de vanne résistant aux conditions d'utilisation.

L'obturateur est un élément sphérique en acier allié.

De telles vannes sont munies de raccords taraudés ou brides pour l'assemblage avec la tuyauterie, d'un accouplement et d'un servomoteur de type approprié selon les conditions d'utilisation.

Remarque : Eviter les positions de montage tête de vanne en bas; toutes les autres positions sont possibles.

#### 10.3 - Servomoteur :

Le servomoteur MB est un moteur électrique réversible d'usage multiple dans les limites de son couple qui est en fonction de la taille de la vanne et dont l'angle de rotation est réglable.



- Fonctionnement : Le servomoteur est du type asynchrone monophasé à spires de désaphage. La réversibilité du sens de rotation liée à l'ouverture de l'orifice II ou III de la vanne trois voies est réalisée par le branchement en série du condensateur avec l'enroulement de l'une ou l'autre des moitiés du stator.

- Caractéristiques techniques : Le temps de marche est de 48 secondes pour un angle de 160°. Dans notre cas la vanne tourne de 90° d'où le temps de marche de la turbine :

$$t = \frac{48 \cdot 90}{160} = 27 \text{ secondes.}$$

Le servomoteur peut être muni de deux contacts auxiliaires de signalisation ou de commande liés au fonctionnement d'un élément de l'installation.

Les microcontacts sont actionnés par le mécanisme de fin de course (came actionné par le moteur lui-même).

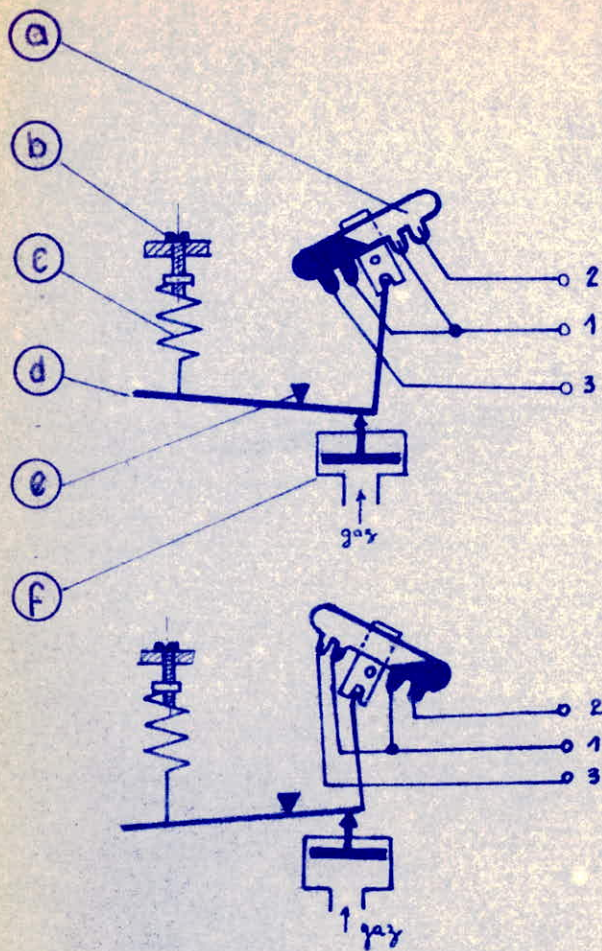
- Instruction de montage : Eviter autant que possible d'installer le servomoteur dans des locaux où règnent des conditions défavorables telles que : humidité élevée, gaz corrosifs, vibrations ....

Le servomoteur peut fonctionner sur une plage de température comprise entre - 45° C et 60° C -

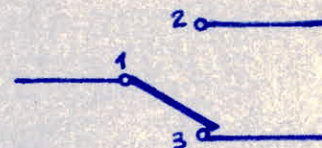
- Branchement électrique :

- \* voir planche : schéma de régulation
- \* Régler les contacts auxiliaires de signalisation.

-----

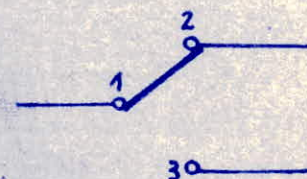


analogue à un  
contact inverseur



( $p < 25$  bars)

analogue à un  
contact inverseur

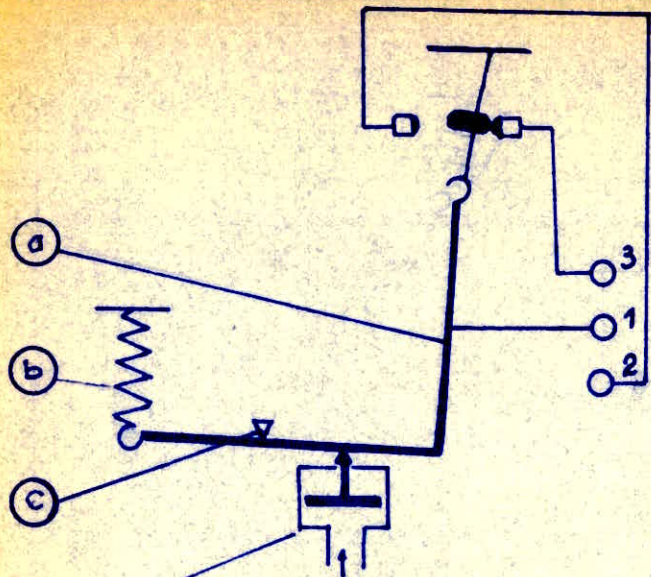


( $p \geq 25$  bars)

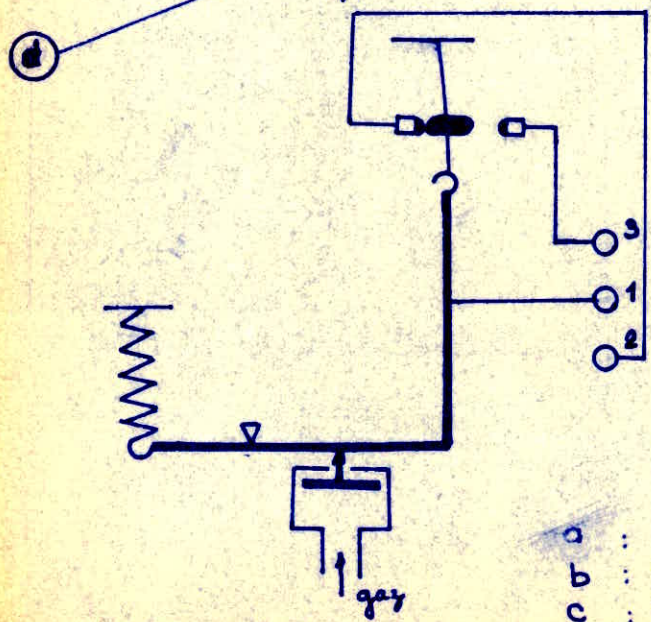
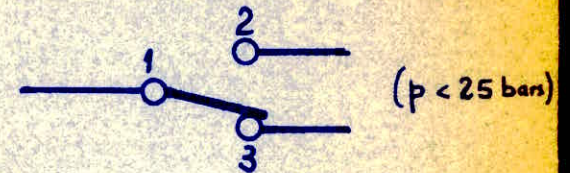
- a : Ampoule à mercure (interrupteur)
- b : Vis de tarage (réglage)
- c : Ressort taré
- d : Balancier
- e : Point d'appui
- f : Soufflet

**SCHEMA DE PRINCIPE  
PRESSOSTAT A  
INTERRUPTEUR A MERCURE**

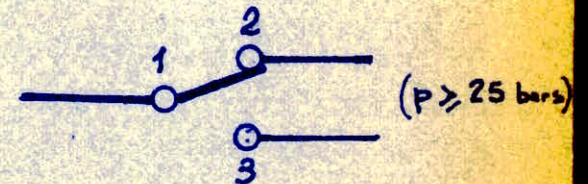
fig II



analogue à un contact inverseur



analogue à un contact inverseur.



- a : Balancier
- b : Ressort taré (réglable)
- c : Point d'appui
- d : Soufflet

**SCHEMA DE PRINCIPE  
PRESSOSTAT A  
ACTION DIRECTE**

CHAPITRE XI

Sites favorables à l'implantation d'une telle installation.

Ce projet trouve son application dans toutes les centrales qui utilisent comme gaz de combustion le gaz naturel. Comme nous l'avons dit au début de cette étude, le gaz naturel arrive aux centrales à près de 30 bars et est détendu lors d'une détente primaire jusqu'à 6 bars.

Nous disposons d'un tableau donnant les puissances des différentes centrales implantées en Algérie, nous pouvons évaluer la consommation de combustible en fonction de ces puissances puis évaluer sur la seconde courbe la puissance de la turbine de détente en fonction du débit massique de gaz.

En toute rigueur cette évaluation n'est valable qu'aux variations des rendements globaux des centrales près ; cependant la méthode utilisée est suffisamment rationnelle.

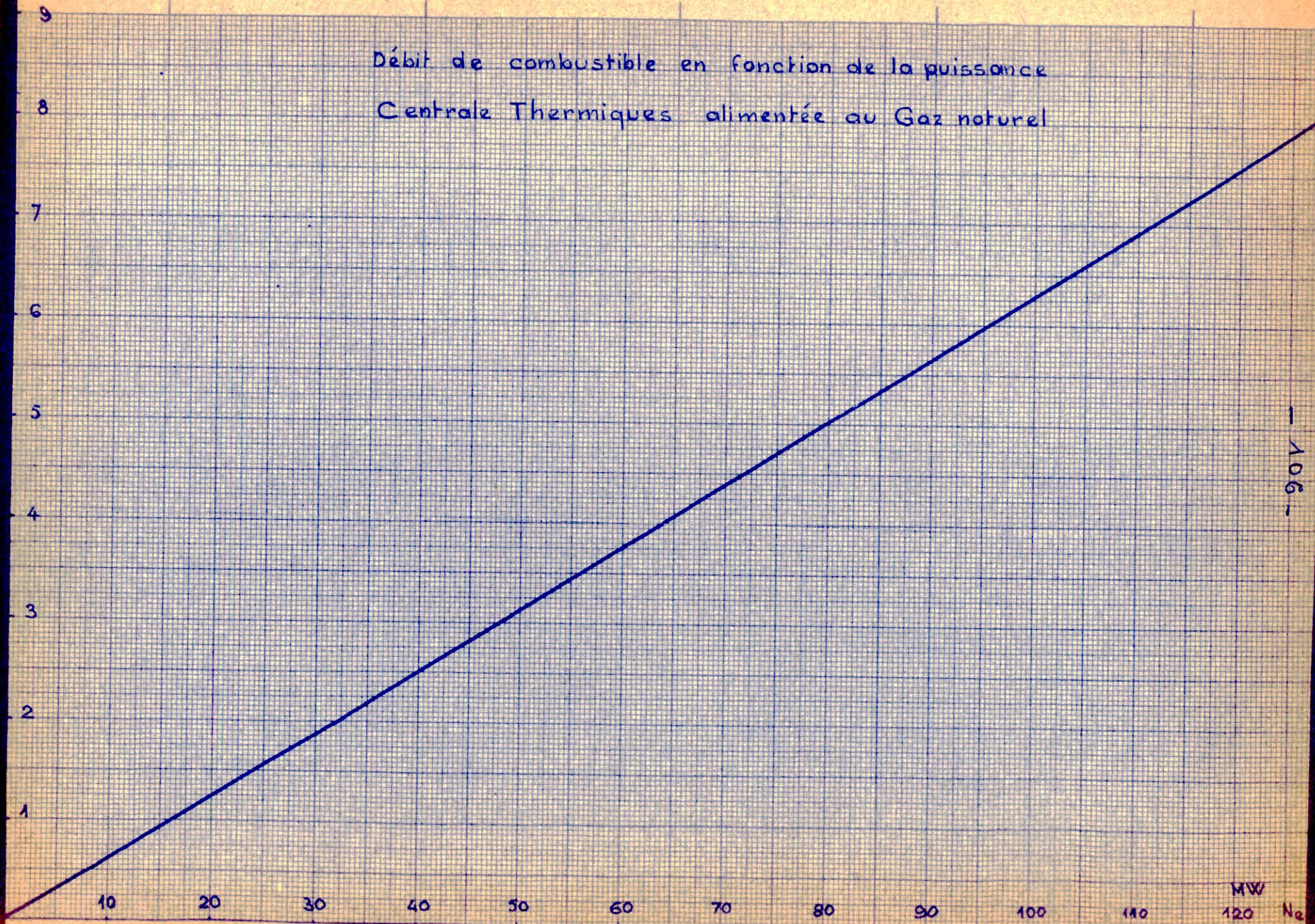
LISTE DES CENTRALES AU GAZ NATUREL.

SITE	PUISSANCES
Oran Ravin - Blanc	2 groupes de 27 MW 1 groupe de 60 MW 1 groupe de 75 MW
Arzew Ain El Bia	1 groupe de 20 MW (Turbines à gaz)
Alger (Port) Alger (Hanna)	2 groupes de 60 MW 2 groupes de 20 MW (Turbines à gaz)

Annaba	1 groupe de 55 MW 1 groupe de 75 MW
Hassi Messaoud	2 groupes de 12 MW 2 groupes de 20 MW (gaz de pétrole)
Skikda	2 groupes de 137 MW

G kg/s

Débit de combustible en fonction de la puissance  
Centrale Thermiques alimentée au Gaz naturel

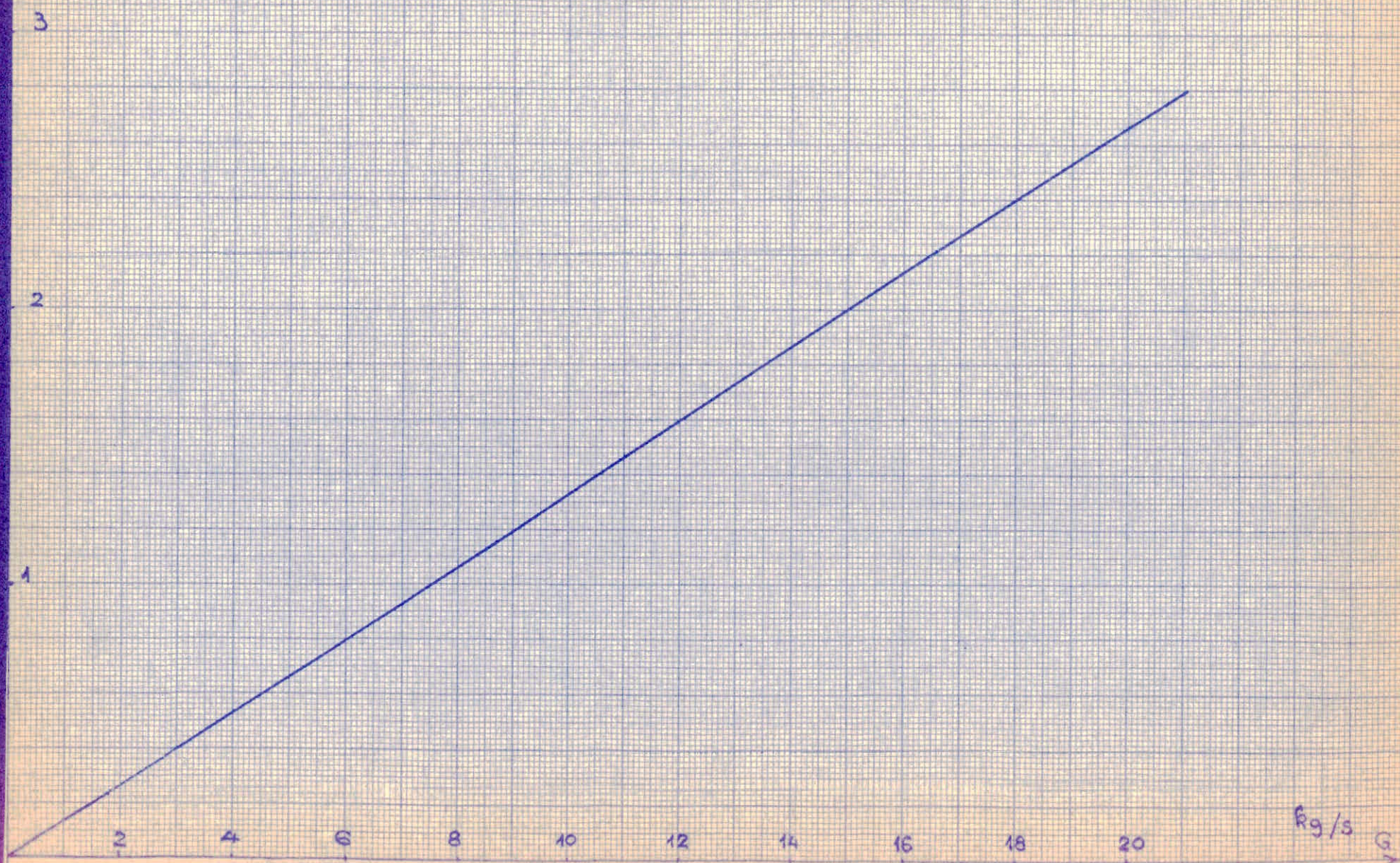


- 106 -

MW Ne

$N_e$  MW

Puissance de la turbine de détente en fonction du débit  
de combustible des centrales thermiques alimentée en GN



-107-

CONCLUSION

Une installation de climatisation classique (turbo-compresseur) installée dans <sup>une</sup> centrale thermique reviendrait sans aucun doute plus chère que l'installation étudiée.

Le rendement exergetique de l'installation a été évalué au chapitre III à 30%. Bien que ce rendement peut paraître faible, il est très intéressant en ce sens qu'il se justifie par la détente partielle qui ne s'effectue que de 30 bars à 6 bars, par le rendement de la turbine de détente (turbine à action)  $\eta_t = 0,681$  et par la considération de l'exergie récupérée en froid dans les locaux à climatiser soit  $\Theta_e = 0,07$ .

Cette étude n'est pas encore achevée, les plus grands problèmes qu'il reste à résoudre sont les ~~les~~ accouplements élastiques des deux turbines et de la soufflante; ces accouplements doivent avoir un jeu axial de 0,1 mm, jeu dû au fonctionnement de la butée hydrostatique, les problèmes de fabrication de la turbine, l'étude de la soufflante de puissance 2564 KW et de débit  $66,6 \text{ m}^3/\text{s}$ . ( $6000 \text{ tr}/\text{mn}$ )

Les difficultés que nous avons rencontrées pour rassembler les renseignements sur le coût des installations de climatisation nous ont empêchées d'évaluer l'économie de cette étude.



Au terme de ce modeste travail nous exprimons notre reconnaissance à tous les Professeurs qui ont contribué à notre formation et nous prions en même temps Messieurs DALBON et PIEROZAK de bien vouloir accepter nos remerciements les plus sincères.

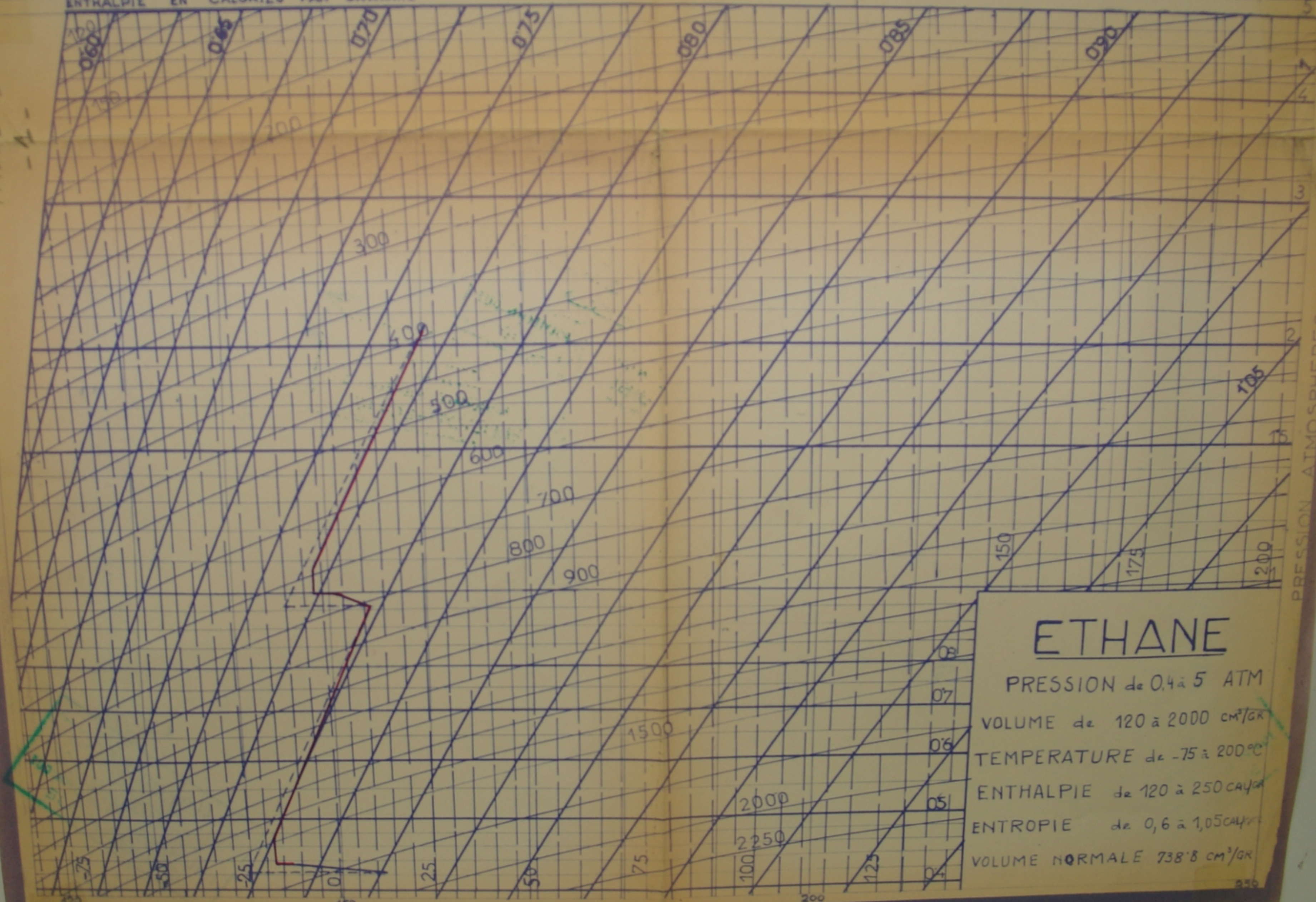
-\*\*-\*-

## B I B L I O G R A P H I E

---

- Turbine à vapeur et à gaz par L. VIVIER
- Technique de l'ingénieur  
"MECANIQUE ET CHALEUR"
- Eléments de constructions tome IX  
par G. LEMASSON et TOURANCHEAU
- Thermique générale par M. KONDAK

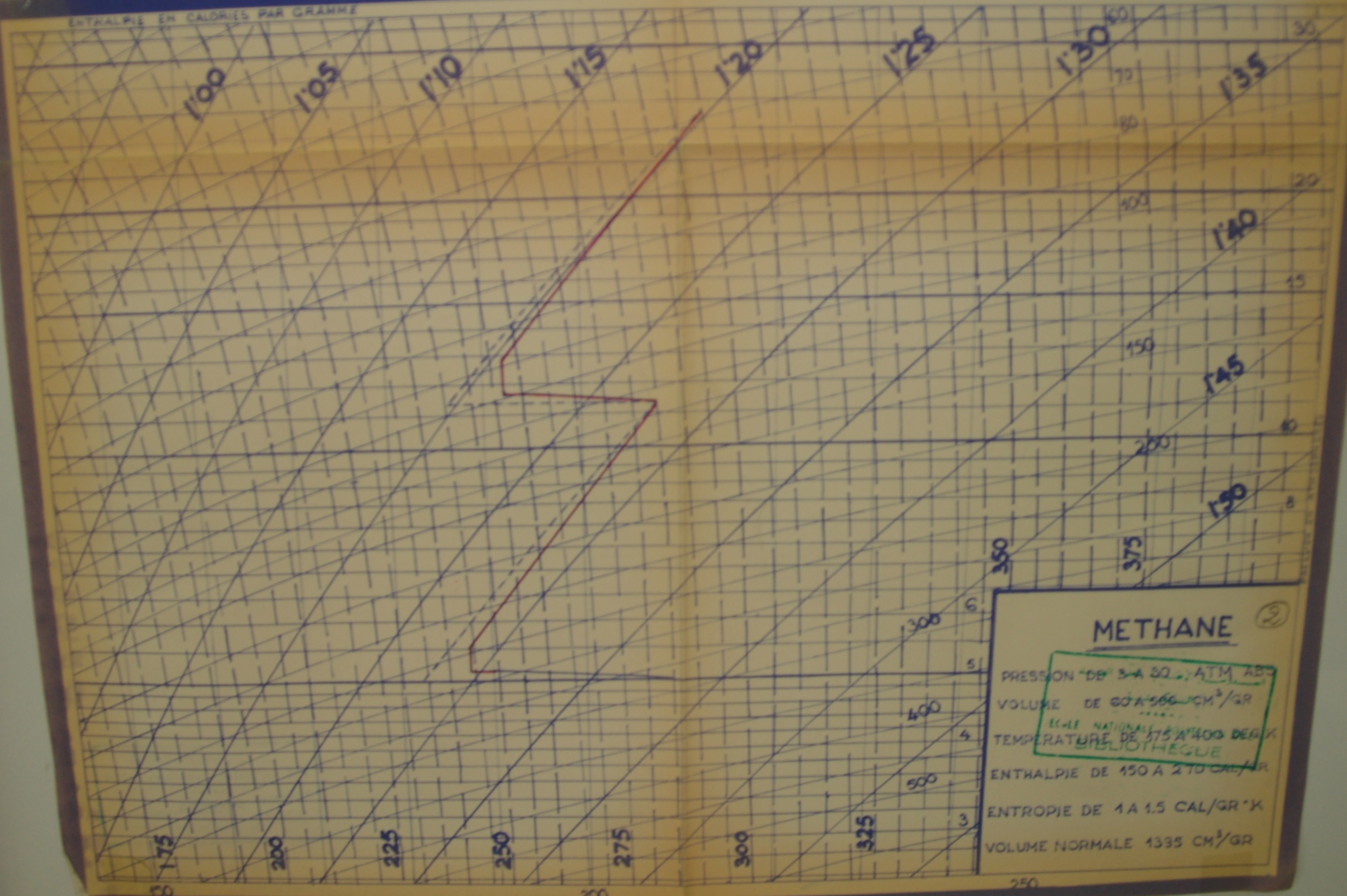
PM003 73  
-A-



# ETHANE

PRESSION de 0.4 à 5 ATM  
 VOLUME de 120 à 2000 cm<sup>3</sup>/GR  
 TEMPERATURE de -75 à 200°C  
 ENTHALPIE de 120 à 250 CAL/GR  
 ENTROPIE de 0,6 à 1,05 CAL/GR  
 VOLUME NORMALE 738.8 cm<sup>3</sup>/GR

PRESSION ATMOSPHERES

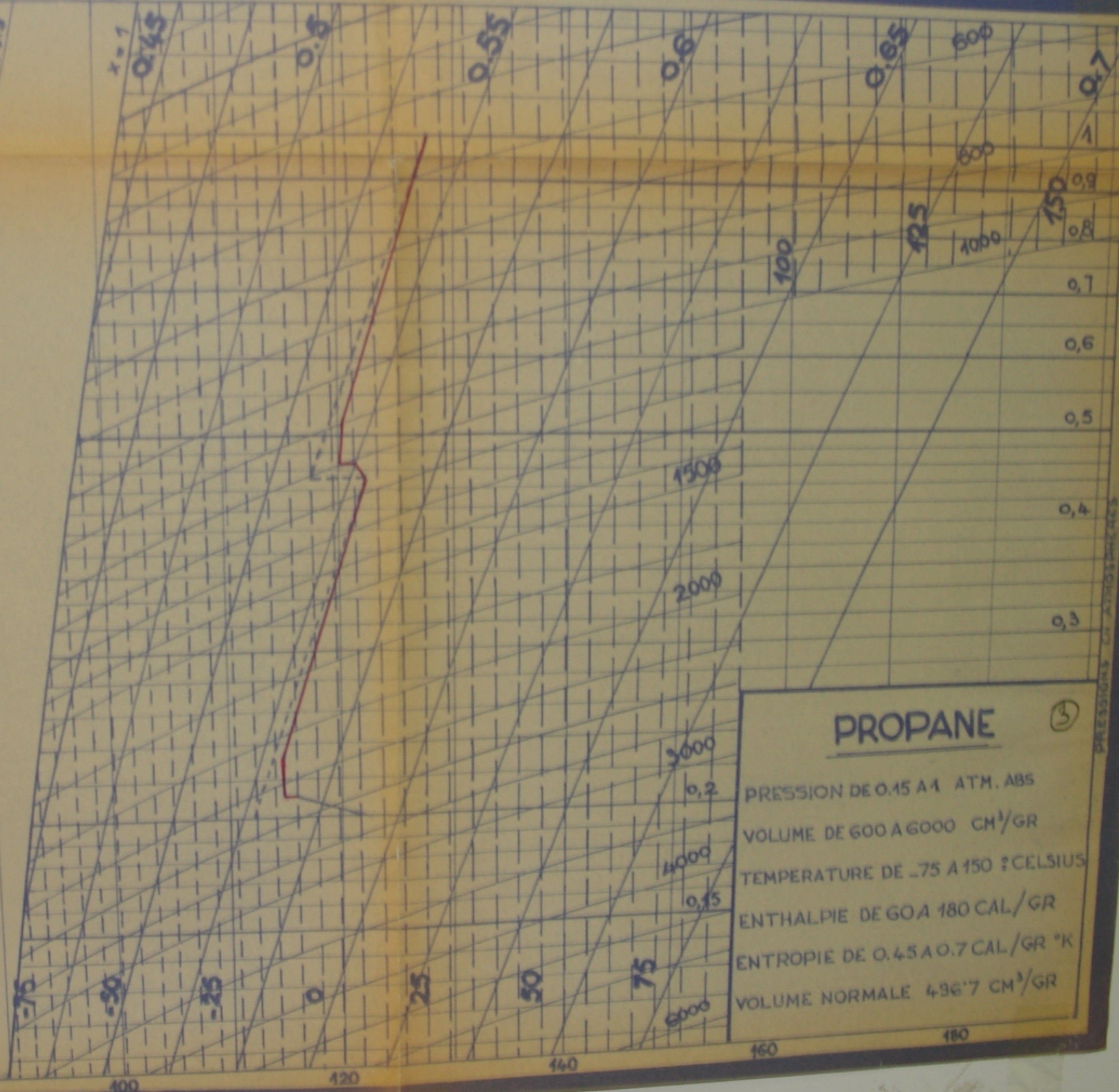


### METHANE ②

PRESSION DE 3 A 50 ATM ABS  
 VOLUME DE 60 A 566 CM<sup>3</sup>/GR  
 ECHE NATIONALE DE RECHERCHES METEOROLOGIQUES  
 TEMPERATURE DE 175 A 1400 DEG K  
 BIBLIOTHEQUE  
 ENTHALPIE DE 150 A 210 CAL/GR  
 ENTROPIE DE 1 A 1.5 CAL/GR\*<sup>o</sup>K  
 VOLUME NORMALE 1395 CM<sup>3</sup>/GR

MAKBoul - Mecanique  
 Ghoulia Dia.  
 1973

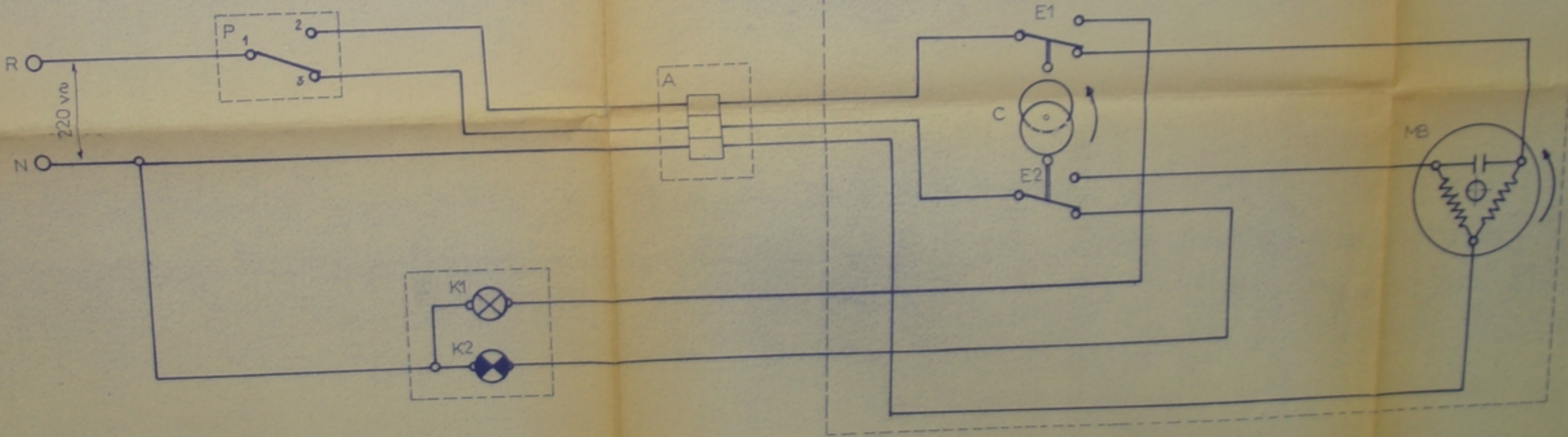
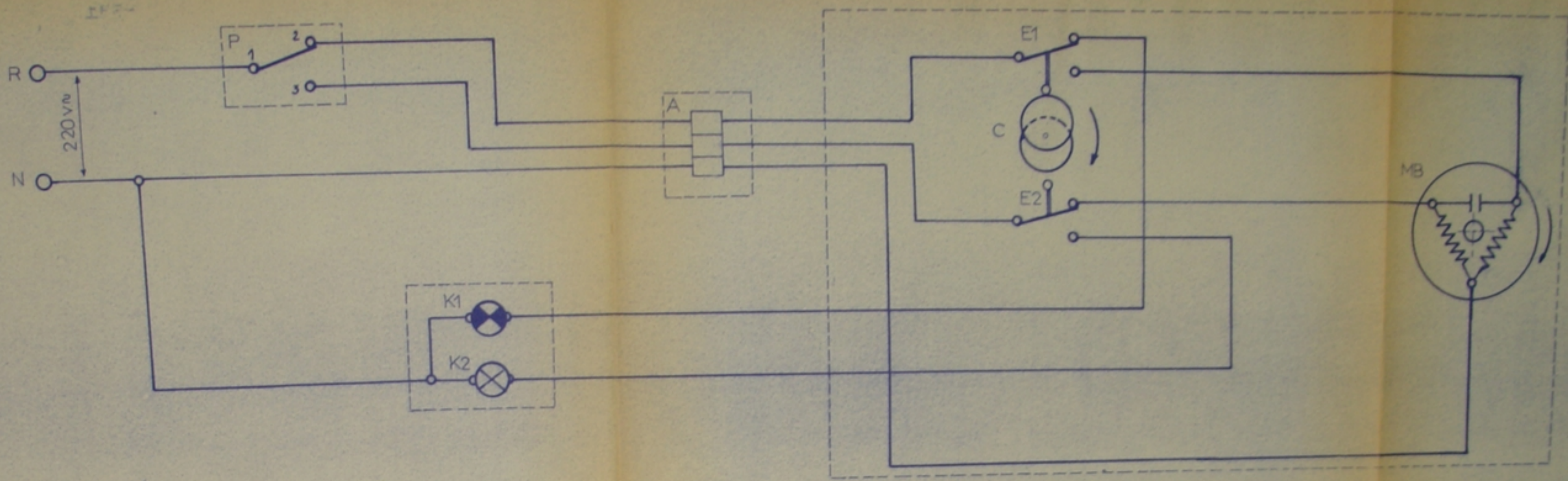
المكتبة الوطنية للهندسة  
 جامعة الجزائر  
 BIBLIOTHEQUE



**PROPANE** ③

PRESSION DE 0.15 A 1 ATM. ABS  
 VOLUME DE 600 A 6000 CM<sup>3</sup>/GR  
 TEMPERATURE DE -75 A 150 ° CELSIUS  
 ENTHALPIE DE 60 A 180 CAL/GR  
 ENTROPIE DE 0.45 A 0.7 CAL/GR °K  
 VOLUME NORMALE 496.7 CM<sup>3</sup>/GR

PRESSIONS ET ATMOSPHERES

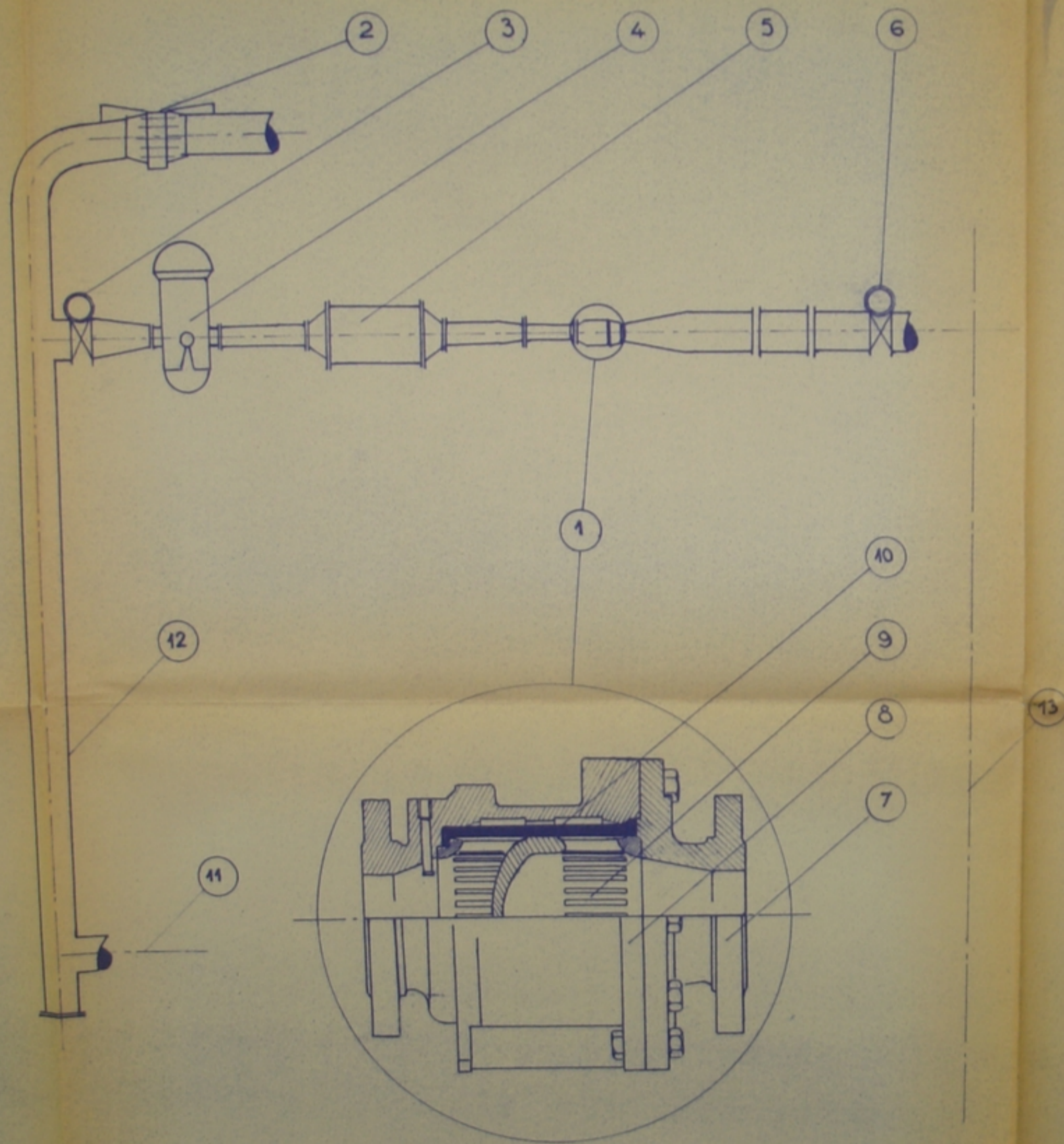


P : Organe d'impulsion : PRESSOSTAT TOUT OU REN  
 A : Boîte à Bornes  
 K1 Lampe de Contrôle : MARCHE DE LA TURBINE  $P > 25 \text{ BARS}$   
 K2 - - - - - ARRÊT DE LA TURBINE  $P < 25 \text{ BARS}$   
 E1-E2 : Contacts de fin de course  
 C : Came  
 MB : Servo-Moteur

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
 SCHEMA DE REGULATION  
 TURBINE DE DETENTE DU GN  
 MAKBOUL-K.  
 BENBLIDJASA  
 Promotion 73

BIBLIOTHEQUE  
 INSTITUT NATIONAL  
 POLYTECHNIQUE D'ALGER

PM00373  
 -4-



# ETUDE D'UNE TURBINE DE DETENTE

## Caractéristiques du gaz

Pression d'arrivée : 30 bars  
 Pression de sortie : 6 bars  
 Débit du gaz : 1800 m<sup>3</sup>/heure

_____	_____	Manometre P. huile vannes 2	_____
_____	_____	Manometre différentiel AV. AP filtre	_____
_____	_____	Manometre P. après réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant détente primaire	_____
_____	_____	Prise de T° après réchauffeur	_____
_____	_____	Manomètre P après réchauffeur	_____
_____	_____	Thermostat alarme en fin de ligne	_____
_____	_____	Soupape event apres filtre	_____
_____	_____	Soupape sur réchauffeur	_____
_____	_____	Soupape event après "FLEXFLO"	_____
_____	_____	Soupape event après détente P.	_____

## ORGANES DE SECURITE ET DE CONTROLE DE LA LIGNE

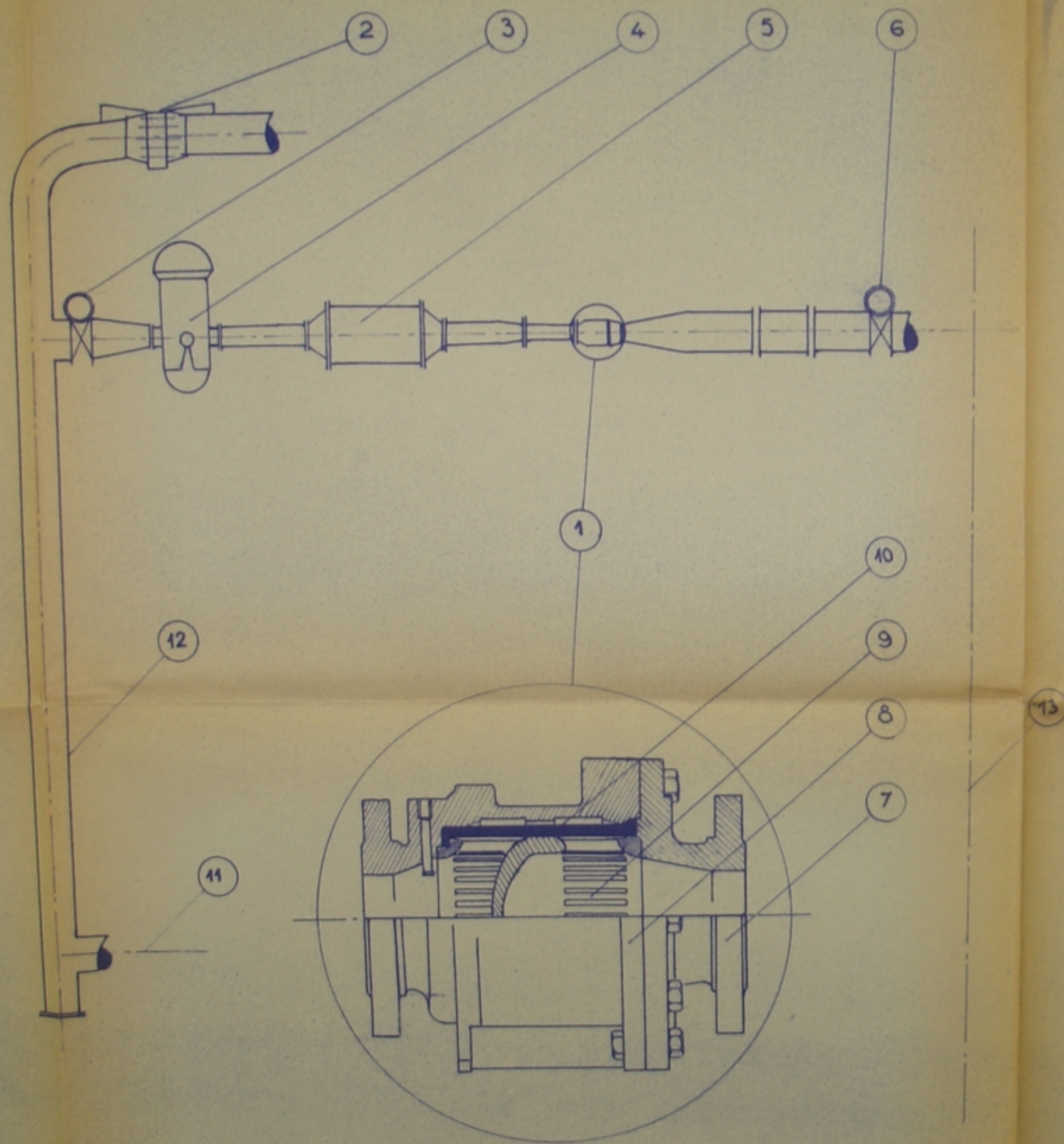
13	1	Collecteur détente secondaire	_____
12	1	Collecteur détente primaire	_____
11	2	Ligne de détente primaire	_____
10	1	Tube expansible	_____
9	1	Noyau central cylindrique	_____
8	1	Corps "FLEXFLO"	_____
7	1	Contre bride	_____
6	2	Vanne de sectionnement	_____
5	2	Réchauffeur	_____
4	2	Filtre	_____
3	2	Vanne de sectionnement	_____
2	1	Vanne de Tête	_____
1	2	Detendeur "FLEXFLO"	_____
Repere	Nombre	Désignation	Matière

المكتبة الوطنية للبحوث  
 المعهد الوطني للدراسات  
 ECOLÉ NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHÈQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 juin 1973

**LIGNE DE DETENTE PRIMAIRE**  
 CENTRALE THERMIQUE D'ALGER

PROJET DE FIN D'ETUDES  
 BENBLIDIA\_MAKBOUL  
 D<sup>r</sup> MECANIQUE



# ETUDE D'UNE TURBINE DE DETENTE

## Caractéristiques du gaz

Pression d'arrivée : 30 bars  
 Pression de sortie : 6 bars  
 Débit du gaz : 1800 m<sup>3</sup>/heure

_____	_____	Manometre P. huile vannes 2	_____
_____	_____	Manometre différentiel AV. AP filtre	_____
_____	_____	Manometre P. après réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant détente primaire	_____
_____	_____	Prise de T° après réchauffeur	_____
_____	_____	Manomètre P après réchauffeur	_____
_____	_____	Thermostat alarme en fin de ligne	_____
_____	_____	Soupape event apres filtre	_____
_____	_____	Soupape sur réchauffeur	_____
_____	_____	Soupape event après "FLEXFLO"	_____
_____	_____	Soupape event après détente P.	_____

## ORGANES DE SECURITE ET DE CONTROLE DE LA LIGNE

13	1	Collecteur détente secondaire	_____
12	1	Collecteur détente primaire	_____
11	2	Ligne de détente primaire	_____
10	1	Tube expansible	_____
9	1	Noyau central cylindrique	_____
8	1	Corps "FLEXFLO"	_____
7	1	Contre bride	_____
6	2	Vanne de sectionnement	_____
5	2	Réchauffeur	_____
4	2	Filtre	_____
3	2	Vanne de sectionnement	_____
2	1	Vanne de Tête	_____
1	2	Detendeur "FLEXFLO"	_____
Repere	Nombre	Désignation	Matière

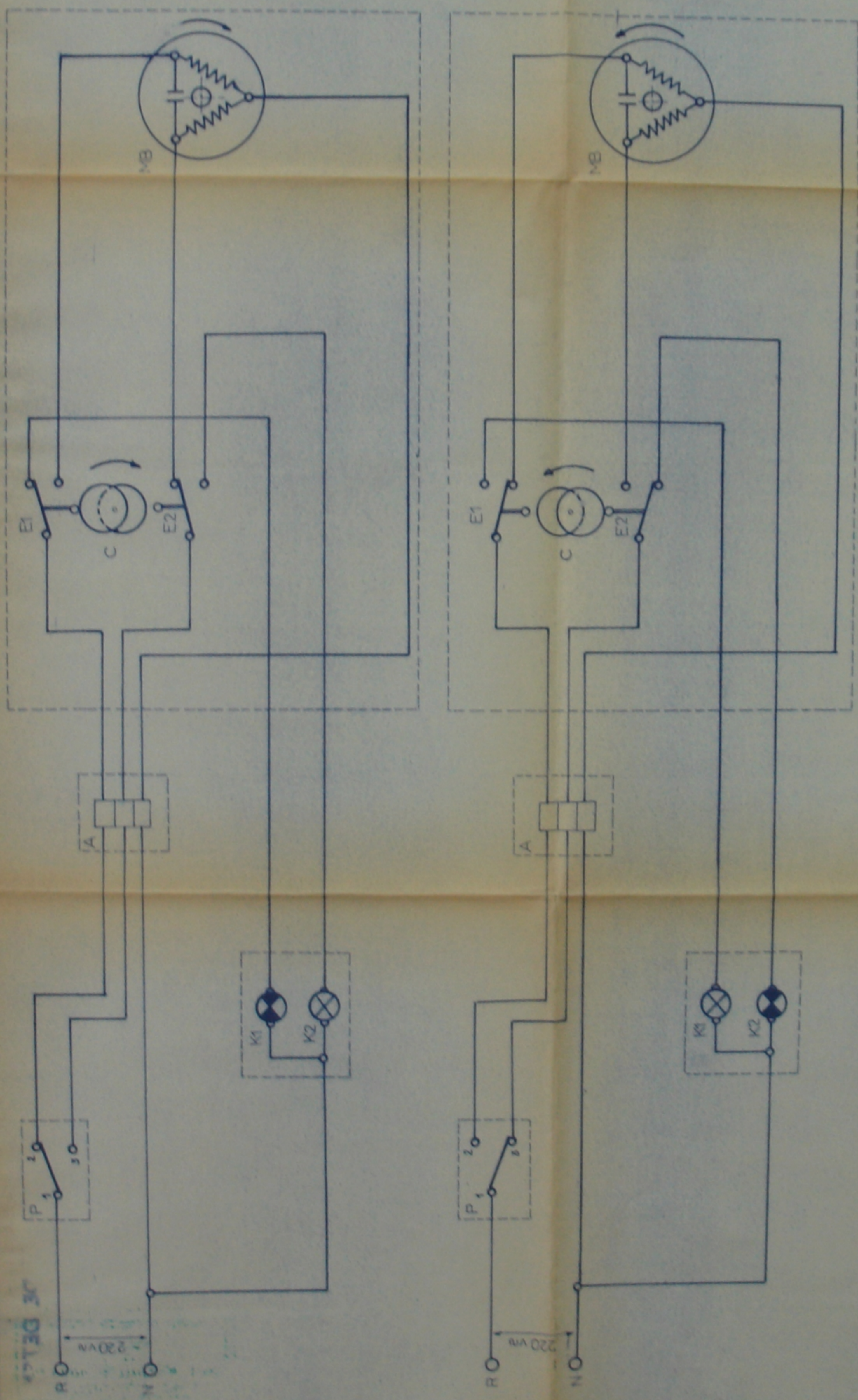
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

juin 1973

**LIGNE DE DETENTE PRIMAIRE**  
 CENTRALE THERMIQUE D'ALGER

PROJET DE FIN D'ETUDES  
 BENBLIDIA\_MAKBOUL  
 D<sup>r</sup> MECANIQUE





P : Organe d'impulsion : PRESSOSTAT TOUT OU REN  
 A : Boîte à Barnes  
 K1 Lampe de Contrôle : MARCHÉ DE LA TURBINE  
 K2 - - - - - ARRÊT DE LA TURBINE  
 B-E2: Contacts de fin de course  
 C : Came  
 MB : Servo-Moteur

P > 25 BARS  
 P < 25 BARS

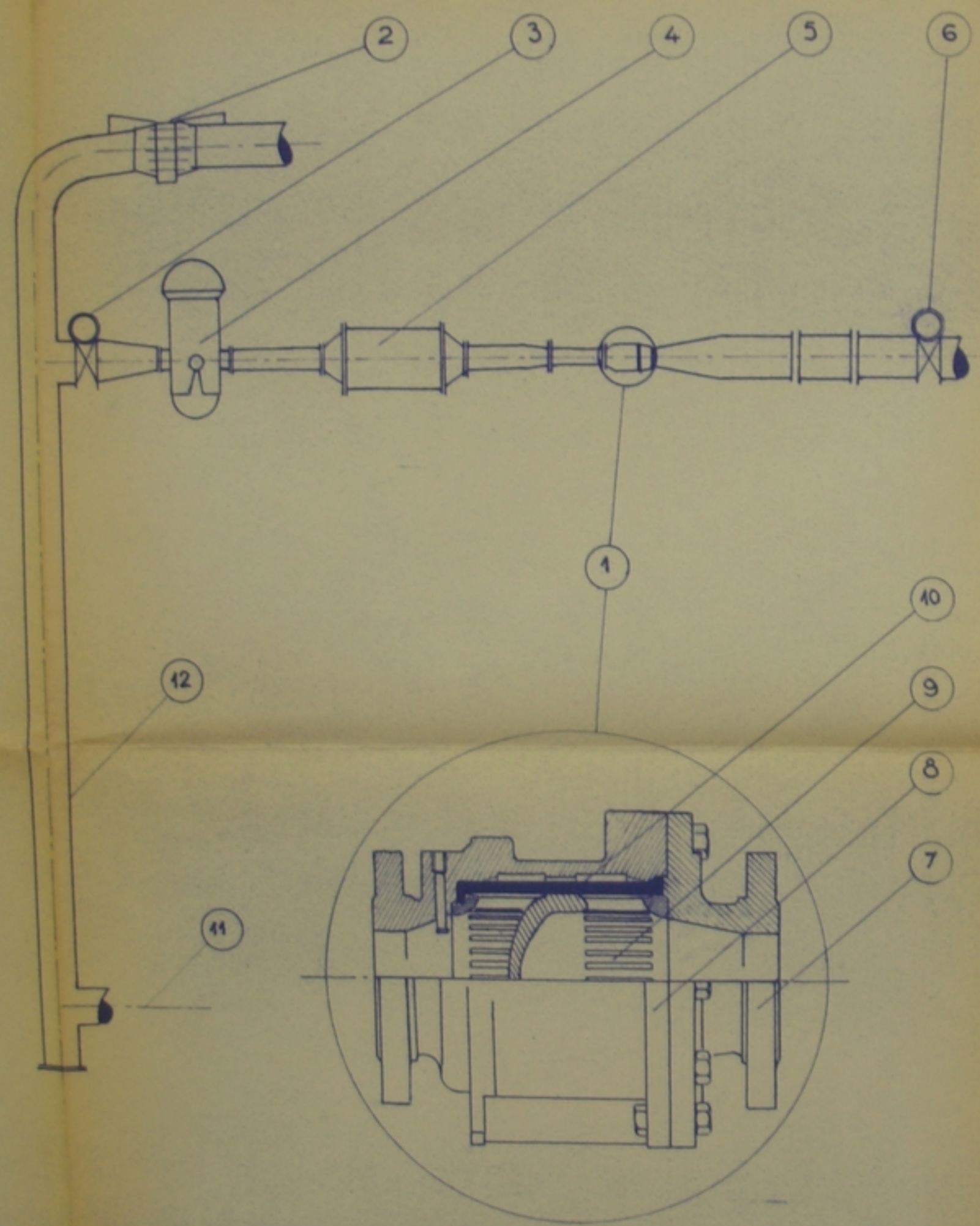
PM00393  
 -6-

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE  
 BIBLIOTHÈQUE

# ETUDE D'UNE TURBINE DE DETENTE

## Caractéristiques du gaz

Pression d'arrivée : 30 bars  
 Pression de sortie : 6 bars  
 Débit du gaz : 1800 m<sup>3</sup>/heure



_____	_____	Manometre P. huile vannes 2	_____
_____	_____	Manometre différentiel AV. AP filtre	_____
_____	_____	Manometre P. après réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant réchauffeur	_____
_____	_____	Prise de T° avant détente primaire	_____
_____	_____	Prise de T° après réchauffeur	_____
_____	_____	Manometre P après réchauffeur	_____
_____	_____	Thermostat alarme en fin de ligne	_____
_____	_____	Soupape event apres filtre	_____
_____	_____	Soupape sur réchauffeur	_____
_____	_____	Soupape event après "FLEXFLO"	_____
_____	_____	Soupape event après détente P.	_____

## ORGANES DE SECURITE ET DE CONTROLE DE LA LIGNE

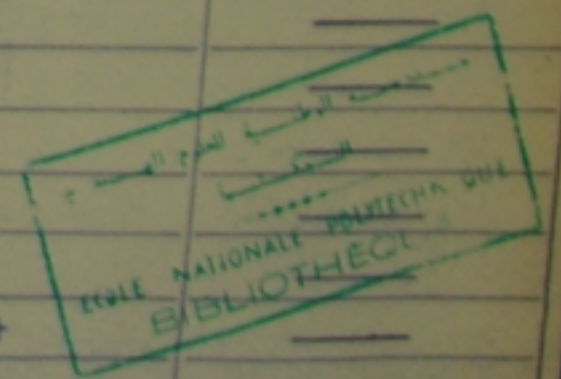
13	1	Collecteur détente secondaire	_____
12	1	Collecteur détente primaire	_____
11	2	Ligne de détente primaire	_____
10	1	Tube expansible	_____
9	1	Noyau central cylindrique	_____
8	1	Corps "FLEXFLO"	_____
7	1	Contre bride	_____
6	2	Vanne de sectionnement	_____
5	2	Réchauffeur	_____
4	2	Filtre	_____
3	2	Vanne de sectionnement	_____
2	1	Vanne de tête	_____
1	2	Détendeur "FLEXFLO"	_____

Repere    Nombre    Désignation    Matière

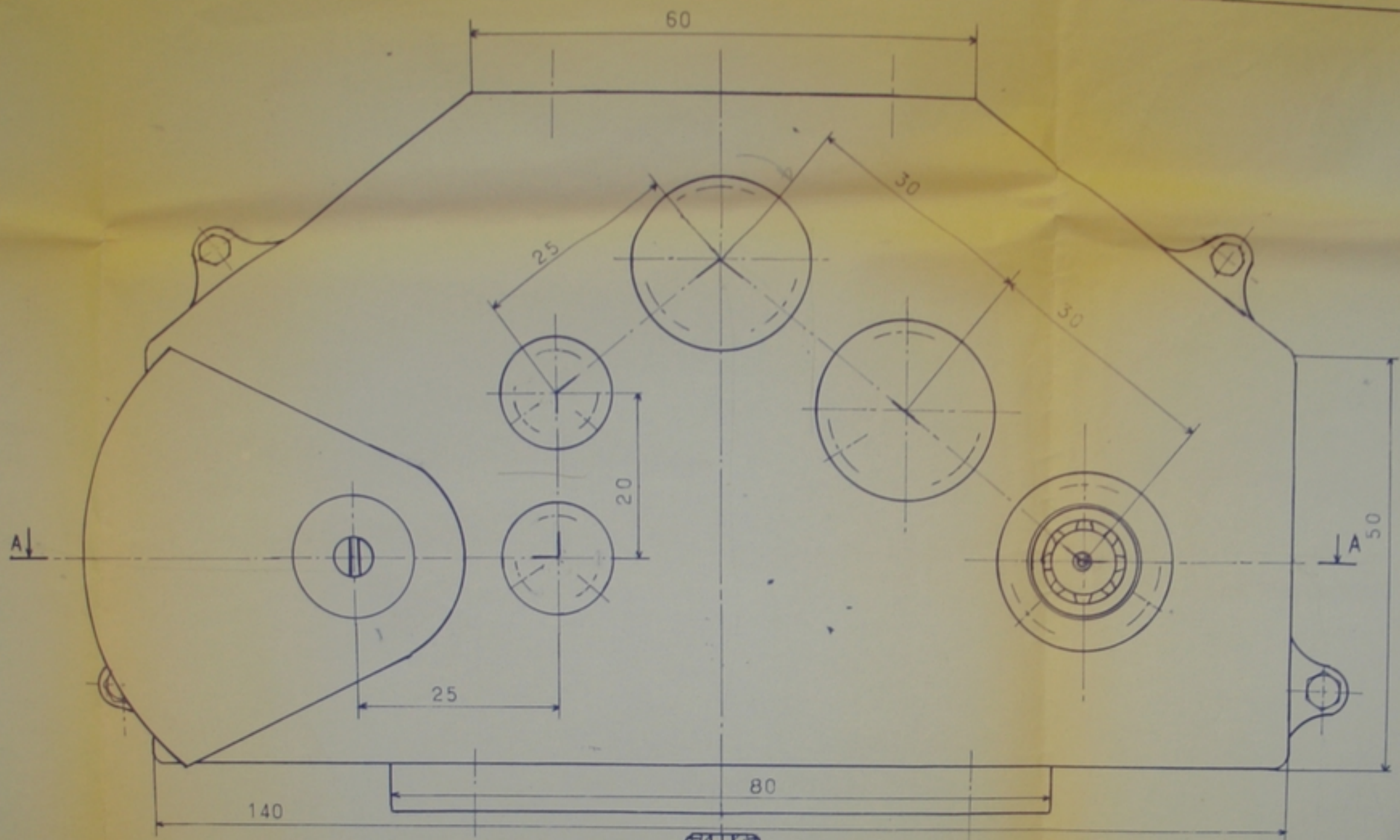
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE    juin 1973

**LIGNE DE DETENTE PRIMAIRE**  
CENTRALE THERMIQUE D'ALGER

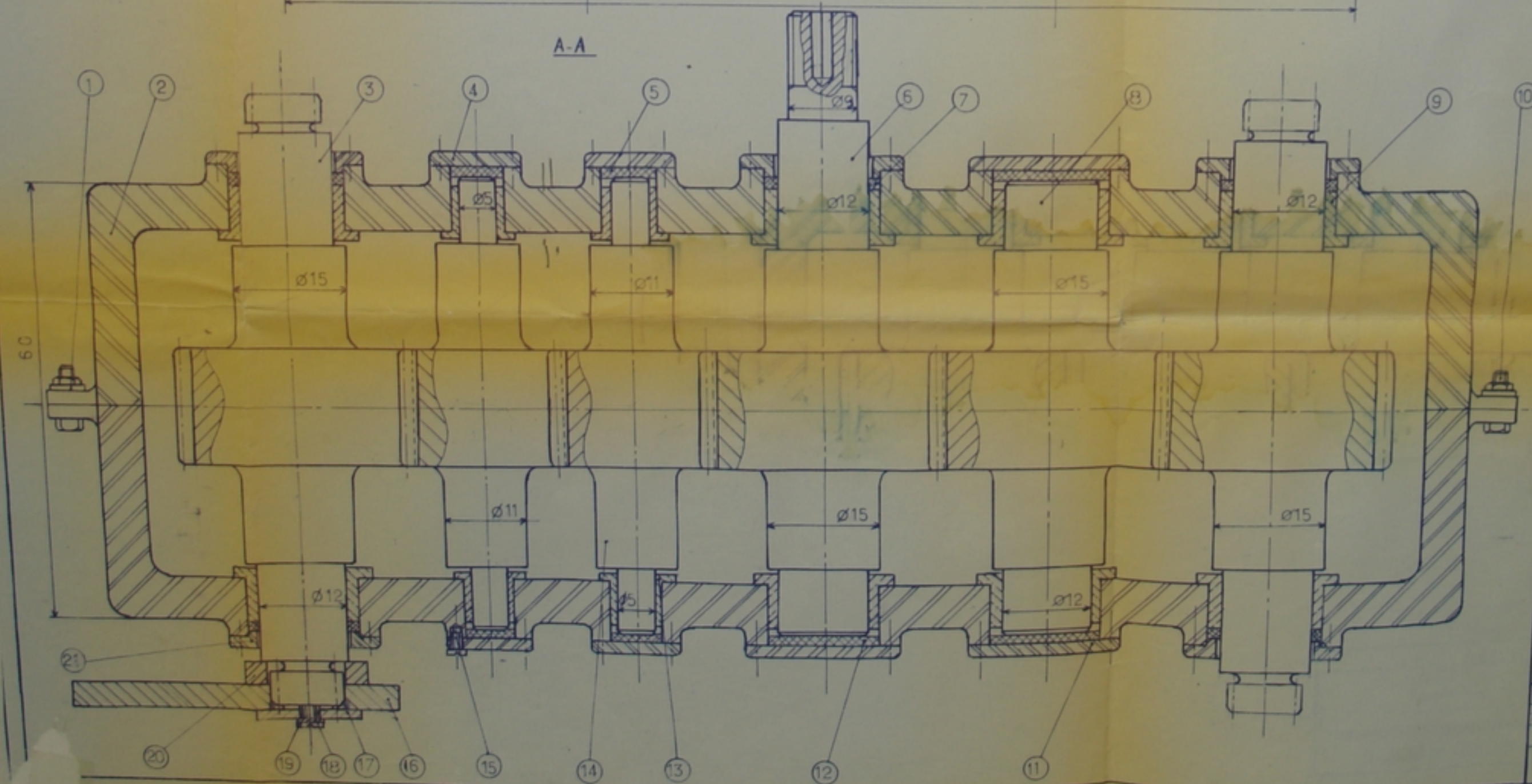
PROJET DE FIN D'ETUDES  
BENBLIDIA - MAKBOUL  
D' MECANIQUE



PM00373  
-7-



PM00373  
- 8 -



21	Couvercle	5	A 4	
20	Rondelle	4	XC18f	
19	Vis M3x0,5	4		NFE 27.61
18	Rondelle à dents DE25	4		NFE 27.61
17	Rondelle Plate M3U	4		NFE 27.61
16	Excentrique	4	XC18f	
15	Vis M2,5x0,45	18		NFE 27.11
14	Arbre-Pignon intermediaire	2	XC38f	
13	Coussinet	4	U-E9P	
12	Feutre imbibé d'huile	3		
11	Couvercle	2	A 4	
10	Boulon M3x0,5	4		NFE 27.311
9	Coussinet	6	U-E9P	
8	Arbre-Pignon intermediaire	1	XC38f	
7	Feutre imbibé d'huile	5		
6	Arbre-Pignon d'entrée	1	XC38f	
5	Feutre imbibé d'huile	4		
4	Couvercle	4	A 4	
3	Arbre-Pignon de sortie	2	XC38f	
2	Carter	2	A4	
1	Rondelle plate M3U	4		NFE 27.611

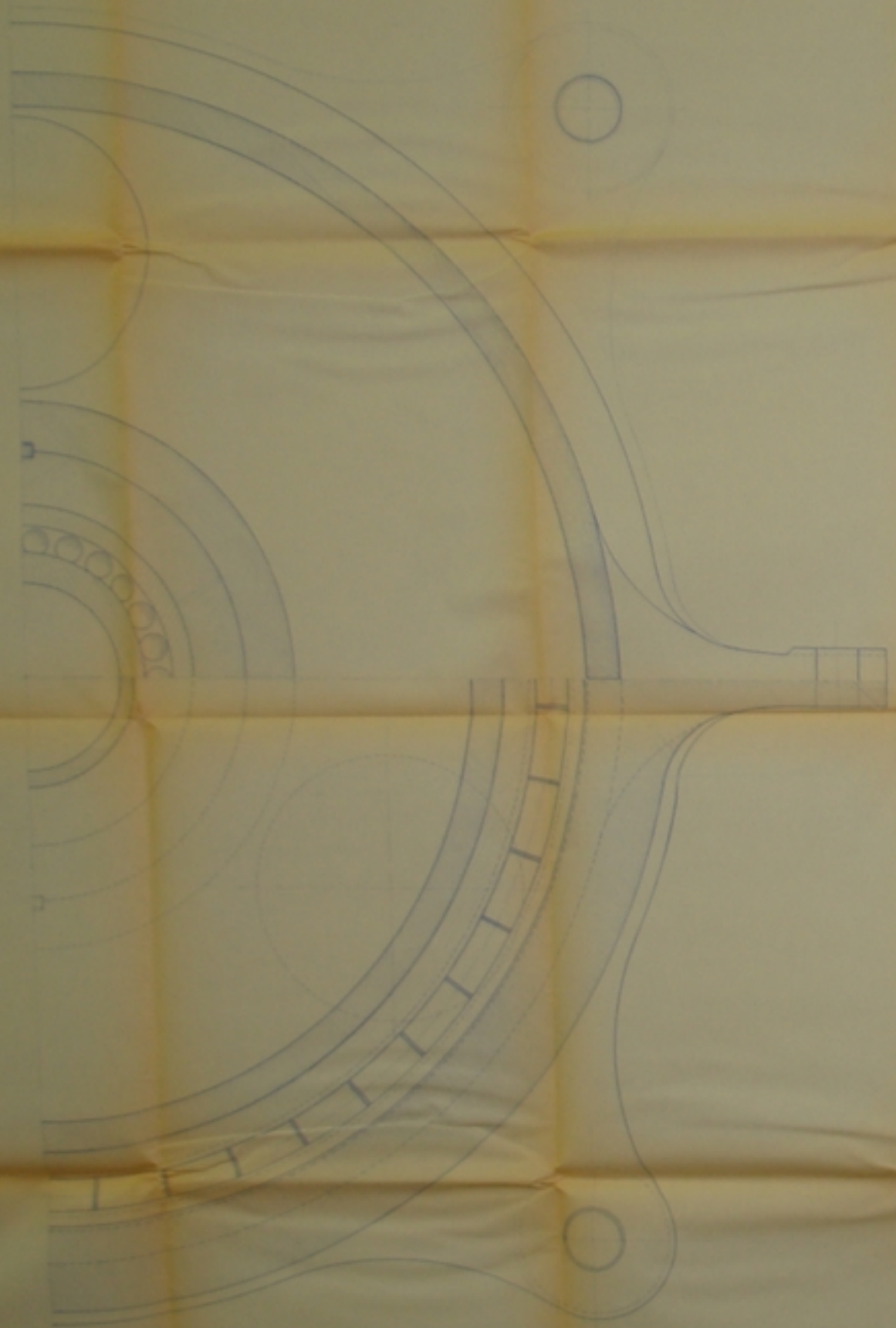
Rep N° Dessin    Designation    Nb    Echelle    Masse    Matière    Observation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 2    Masse 2 kg         EXCITATEUR    ENPA

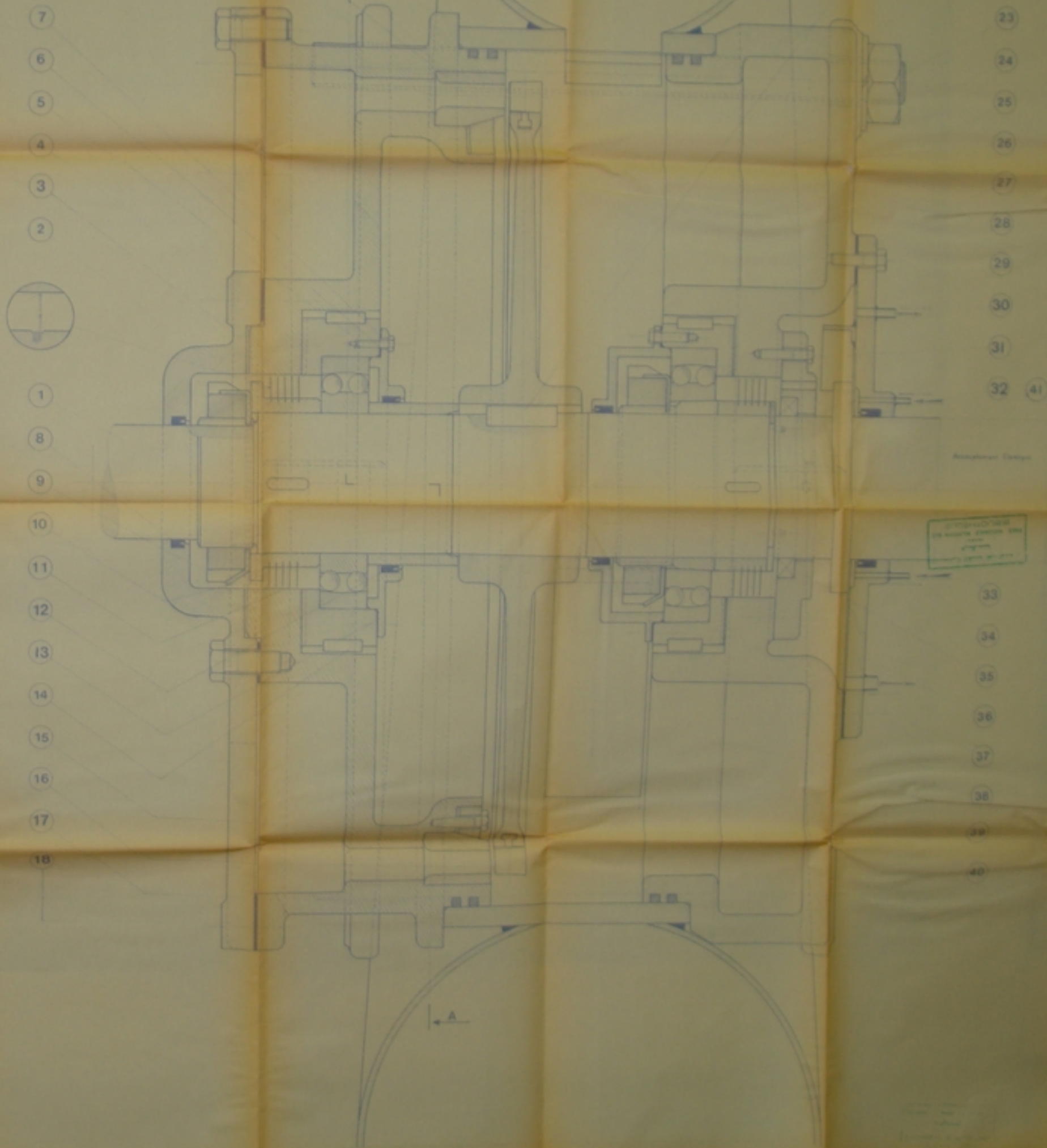
Etudiant AZINE    Promoteur KSIAZEK    Dept. Mecanique

1/2 COUPE AA



42 19 20 21

22



23  
24  
25  
26  
27  
28  
29  
30  
31  
32 41

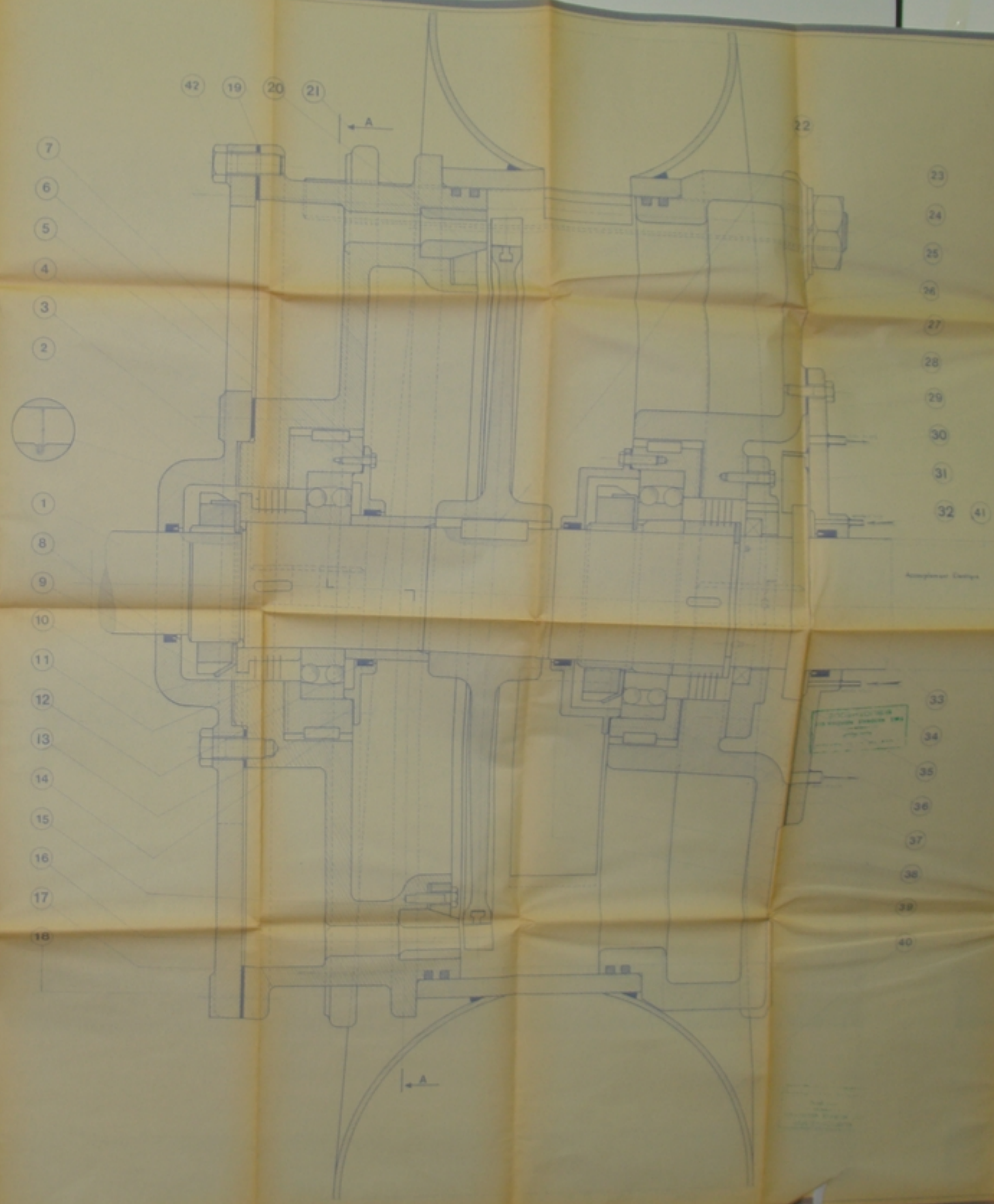
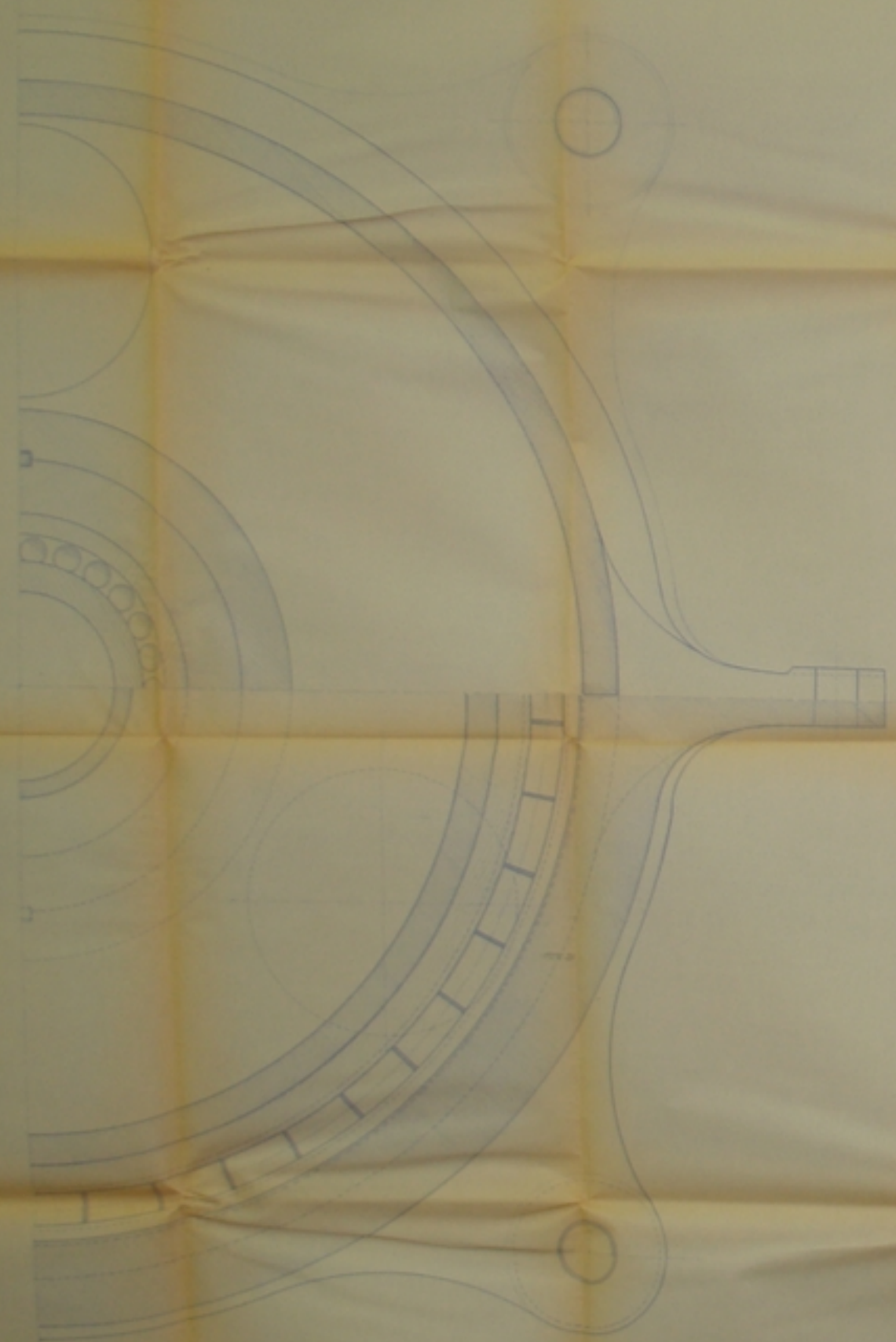
Requisituri Tehnice

Fruct 35

42	18	105	AC 10
41	1	CONULUI	AC 10
40	1	CONULUI	AC 10
39	1	CONULUI	AC 10
38	1	CONULUI	AC 10
37	1	CONULUI	AC 10
36	1	CONULUI	AC 10
35	1	CONULUI	AC 10
34	1	CONULUI	AC 10
33	1	CONULUI	AC 10
32	1	CONULUI	AC 10
31	1	CONULUI	AC 10
30	1	CONULUI	AC 10
29	1	CONULUI	AC 10
28	1	CONULUI	AC 10
27	1	CONULUI	AC 10
26	1	CONULUI	AC 10
25	1	CONULUI	AC 10
24	1	CONULUI	AC 10
23	1	CONULUI	AC 10
22	1	CONULUI	AC 10
21	1	CONULUI	AC 10
20	1	CONULUI	AC 10
19	1	CONULUI	AC 10
18	1	CONULUI	AC 10
17	1	CONULUI	AC 10
16	1	CONULUI	AC 10
15	1	CONULUI	AC 10
14	1	CONULUI	AC 10
13	1	CONULUI	AC 10
12	1	CONULUI	AC 10
11	1	CONULUI	AC 10
10	1	CONULUI	AC 10
9	1	CONULUI	AC 10
8	1	CONULUI	AC 10
7	1	CONULUI	AC 10

INSTITUTUL NAȚIONAL DE RECHERȘI ȘI ÎNCALZIRE  
TURBINE DE DETENTE  
DE GAZ NATUREL

1/2 COUPE AA



- 23
- 24
- 25
- 26
- 27
- 28
- 29
- 30
- 31
- 32 41

Assemblage Complet

- 33
- 34
- 35
- 36
- 37
- 38
- 39
- 40

Q	Q	Q	Q
42	18	MS	NC 20
41	1	COROLLE	NC 70
2	1	BOUCHE	NC 25
43	1	VALVULE	NC 22
38	1	JOINT A LIPES DE	POLYMER
37	1	CHARNIER DE MONTAGE	A 18
36	1	MONTAGE DE MONTAGE	---
35	1	COUVERCLE	A 18
34	1	JOINT THERMIQUE	POLYMER
33	1	JOINT THERMIQUE	POLYMER
32	4	BOUCHE A LIPES DE	A 18
31	1	BOUCHE A LIPES DE	POLYMER
30	4	MS W-L	A 18
29	1	PROTECTOR W-L	A 18
28	1	JOINT THERMIQUE	POLYMER
27	4	MS W-L	A 18
26	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
25	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
24	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
23	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
22	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
21	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
20	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
19	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
18	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
17	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
16	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
15	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
14	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
13	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
12	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
11	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
10	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
9	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
8	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18
7	1	BOUCHE A LIPES DE	A 18

