

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

5/74

100

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

**THESE DE FIN D'ETUDES**  
**COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE**

Proposée par :

**M<sup>r</sup> TODICESCU Alexandru**

Prof. Docteur - Ingenieur.

Etudiée : par

**KASMI Abdelhafid**

PROMOTION - 1969 - 1974

الدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
— المكتبة —  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES  
-----ooooooooooooo§oooooooooooo-----

COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE

Proposé par:  
M<sup>r</sup> TODICESCU

Etudié par:  
A- KASMI

PROMOTION : 1969 - 1974

A mon père (1922 - 1973) .



S U J E T

Compresseur frigorifique:

- Puissance : 14000 Frigories
- Nombre de cylindres : 2
- Nombre de tours par minute : 750
- Fluide frigorigène :  $\text{NH}_3$

## S O M M A I R E

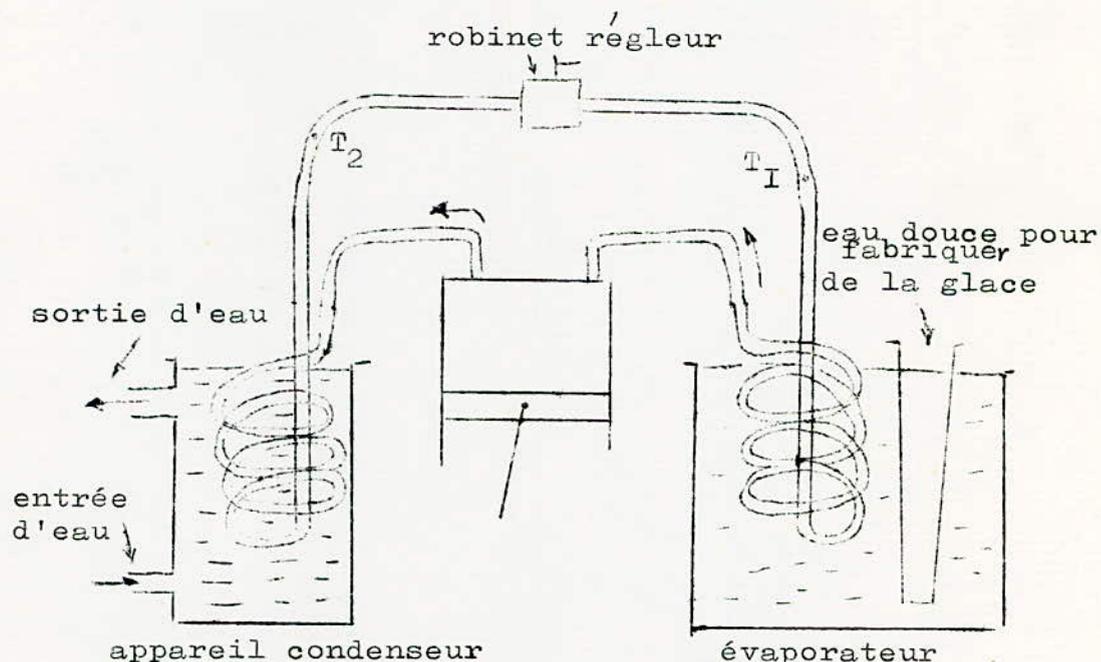
	page
-Introduction: machine à gaz liquéfiable.	-I-
-Dimensions principales du cylindre.	-4-
-Etude thermodynamique.	-6-
-Cinématique du système bielle manivelle.	-18-
-Calculs dynamiques.	-22-
-Calcul du volant d'inertie.	-26-
-Vilebrequin.	-28-
-Axe du piston.	-34-
-Piston.	-36-
-Bielle.	-39-
-Equilibrage des forces d'inertie.	-42-
-Soupapes.	-46-
-Calculs des ressorts.	-51-
-Refroidissement.	-53-
-Condenseur	-55-

## MACHINE FRIGORIFIQUE AGAZ LIQUEFIABLE

Généralement, au lieu de dire qu'un fluide absorbe de la chaleur, on dit qu'il produit du froid. La quantité de chaleur se mesure en frigories.

La frigorie est l'inverse de la Kcal et correspond à la quantité de chaleur qu'il faut soustraire à un kg d'eau prise à 15°C pour abaisser sa température de un degré centigrade.

Pour qu'un liquide s'évapore, donc se refroidit, il faut qu'il absorbe de la chaleur. De ce fait, pour produire une plus grande quantité de froid par unité de poids, on a avantage à utiliser la chaleur latente de vaporisation d'un fluide liquéfiable.



On doit exiger du fluide frigorigène que les phénomènes de l'évaporation et de la liquéfaction se produisent sous des pressions pouvant être réalisées techniquement, que le point d'ébullition soit bas, la chaleur du liquide

petite et que les vapeurs aux basses températures aient un faible volume.

Dans les faisceaux tubulaires de l'évaporateur le fluide frigorigène s'évapore en retirant de la chaleur à l'ambiance; c'est à dire avec production de froid utile; les vapeurs résultantes sont aspirées par le compresseur, comprimées et refoulées dans les serpentins du condenseur, ou elles sont à nouveau liquéfiées par refroidissement au moyen d'eau; le fluide liquide traverse le robinet de réglage formant étranglement ou il se détend avant de pénétrer de nouveau dans l'évaporateur. La diminution de pression a pour résultat l'évaporation.

#### Diagramme du cycle d'une machine frigorifique

A'B': passage à travers le régulateur ou détenteur.

En B', une partie du fluide s'est transformée en vapeur, et la vaporisation a servi à abaisser la température de  $+15^{\circ}\text{C}$  à  $-10^{\circ}\text{C}$ .

B'C: passage à travers l'évaporateur. La vaporisation est terminée en C, point de rencontre avec l'isotherme  $-10^{\circ}\text{C}$ .

CD: phase de compression. La compression commence en C et se termine en D. Le gaz est surchauffé en fin d'opération, en passant de C à D suivant la courbe d'entropie constante  $S = 2,14 \text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ .

DA': passage à travers le condenseur. Refroidissement du gaz surchauffé de D en E et liquéfaction proprement dite de E en A. Sous refroidissement du liquide de A en A'.

! DIAGRAMME DE MOLLIER !  
 ! POUR !  
 ! L'AMMONIAQUE !  
 ! ! !

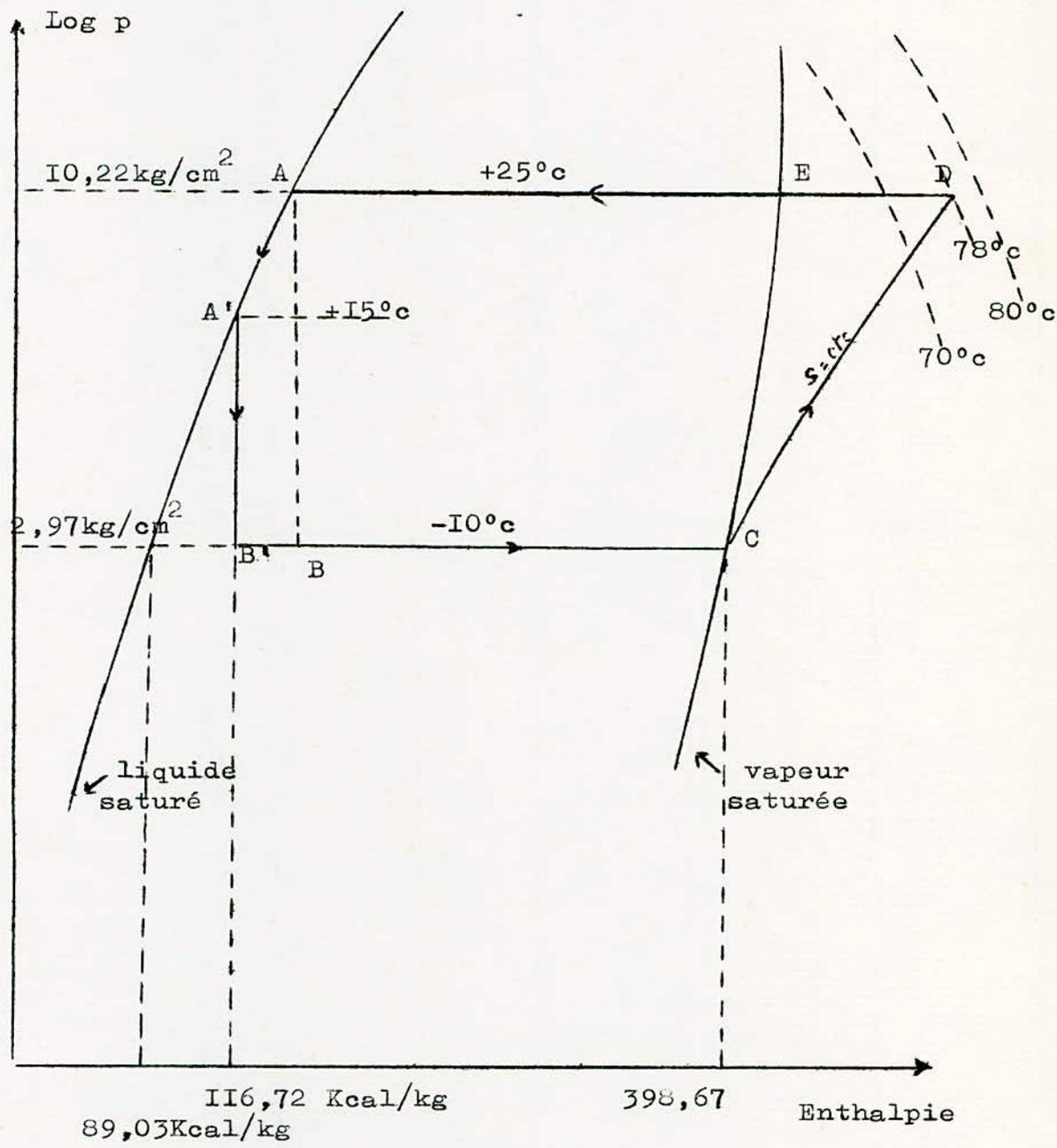


Fig: 1

DIMENSIONS PRINCIPALES DU CYLINDRE

Les conditions normales de marche sont :

-10°C à l'évaporation

+15°C au régleur

+25°C à la condensation

Soit  $Q_o$  la puissance frigorifique

$$Q_o = 14000 \text{ Kcal/h}$$

Soit  $q_{oth}$  la puissance frigorifique volumétrique du cycle théorique de référence.

$$q_{oth} = \frac{r - (i_r - i_v)}{v''} = \frac{309,64 - (116,72 - 89,03)}{0,4184} = 673,9 \text{ Kcal/m}^3$$

$r$  : représente la chaleur de vaporisation du fluide frigorigène, en frigories par kg à la température de vaporisation.

$i_r - i_v$  : représente la chaleur absorbée par le liquide pour passer de la température  $t_r$  (arrivée au robinet régleur) à la température de vaporisation.

$v''$  : représente le volume spécifique de la vapeur saturée en mètres cubes par kg à la température de vaporisation.

Le volume à aspirer théoriquement est de :

$$\frac{14000}{673,9} = 20,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

On a pour l'ammoniac  $\gamma = 1,312$  (exposant adiabatique).  
En admettant un volume nuisible  $V_o = 4\%$  de la cylindrée on détermine d'après des tableaux, le rendement volumétrique  $\lambda$

$$\text{on a : } \lambda = 0,726 \quad (\text{voir annexe})$$

Le volume balayé sera donc :

$$V_b = \frac{20,8}{0,726} = 28,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Soit  $V_b = 14,3 \text{ m}^3/\text{h}$  par cylindre

$$V_b = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot 60 = \frac{3,14 \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D} \cdot n \cdot 60$$

$$D^3 = \frac{4V_b}{3,14 \cdot \frac{S}{D} \cdot n \cdot 60}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_b}{3,14 \cdot \frac{S}{D} \cdot n \cdot 60}}$$

En choisissant  $\frac{S}{D} = 1$   $\frac{S}{D} = 0,8$  à  $1,1$

$$\text{On aura } D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 14,3 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 1 \cdot 750 \cdot 60}} = \sqrt[3]{405} = 7,39 \text{ cm} \approx 7,4 \text{ cm}$$

Diamètre :

$$D = 7,4 \text{ cm} = 74 \text{ mm}$$

Course :

$$S = 74 \text{ mm}$$

Vitesse moyenne du piston :

$$C_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 74 \cdot 10^{-3} \cdot 750}{60} = 1,85 \text{ m/s}$$

$$C_m = 1,85 \text{ m/s}$$

$$C_m = 1 \text{ à } 3 \text{ m/s}$$

Cylindrée :

$$V_c = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 7,4^2}{4} \cdot 7,4 = 318 \text{ cm}^3$$

Volume nuisible :

$$V_o = 4\% \cdot V_c = 0,04 \cdot 318 = 12,72 \text{ cm}^3$$

On peut contrôler les valeurs trouvées par l'équation suivante :  $S \cdot n^2 = (35 \text{ à } 60) 10^3$

$$S \cdot n^2 = 74 \cdot 10^{-3} \cdot 750^2 = 41,7 10^3$$

Donc on peut dire que les valeurs trouvées sont acceptables.

## ETUDE THERMODYNAMIQUE

a/ Equation de base pour un compresseur theorique sans volume nuisible

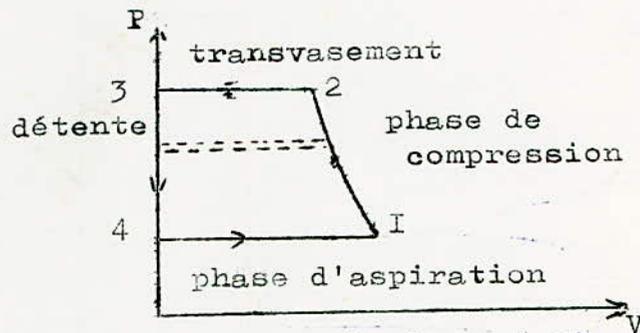


Fig: 2

Le fond du cylindre comporte des clapets d'aspiration et de refoulement souvrant en sens inverse l'un de l'autre. Dans ces conditions, le clapet d'aspiration ouvre sous l'action de la pression  $P_I$ . La vapeur pénètre dans le cylindre pendant toute la durée de la course du piston.

Donc la force agissant sur le piston est donnée par :

$P_I \cdot S_p$  avec  $S_p$  la surface du piston.

Le travail développé pendant l'aspiration est donné par :

$$W_a = \int_0^{V_I} -P_I \cdot dv = -P_I \cdot V_I$$

Dès que le piston commence à se déplacer vers le point mort haut, la pression dans le cylindre devient supérieure à  $P_I$  et le clapet d'aspiration se ferme.

Le clapet de refoulement étant réglé au moyen de ressorts, pour ne s'ouvrir que l'orsque la pression dans le cylindre atteint  $P_2$ . Par conséquent le travail de compression est donné par :

$$W_c = \int_{V_2}^{V_1} p dv$$

De meme que le travail de refoulement est donné par :

$$W_r = \int_{V_2}^0 -P_2 \cdot dv = P_2 \cdot V_2$$

Donc le travail total est égal à :

$$W = -P_I \cdot V_I - \int_{V_I}^{V_2} p dv + P_2 \cdot V_2 = \int_{P_I}^{P_2} V dp$$

Plusieurs cas sont à envisager suivant la loi de variation de la pression en fonction du volume et par conséquent des échanges thermiques avec l'extérieur.

#### b/ Compression isothermique

La totalité de la chaleur fournie par le travail de compression est évacué à l'extérieur grâce à un refroidissement énergétique; la température reste constante et le gaz évolue suivant la loi de Mariotte:  $p v = \text{cte}$ .

Dans ces conditions le travail de compression proprement dit et le travail total ont la même valeur.

$$W = v dp = - \int_{V_I}^{V_2} p dv = P_I \cdot V_I \cdot \ln(P_2/P_I)$$

Le débit masse réel (calculé plus loin)  $\dot{m} = 0,99 \text{ kg/mn}$

Le volume spécifique  $V_I = 0,4184 \text{ m}^3/\text{kg}$

Taux de compression  $(P_2/P_I) = 3,44$

La puissance isothermique sera:

$$P_{is} = \frac{\dot{m}}{60} \cdot P_I \cdot V_I \cdot \ln(P_2/P_I)$$

$$P_{is} = \frac{0,99}{60} \cdot 2,96 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,4184 \cdot \ln 3,44 = 2490 \text{ w}$$

$$\underline{P_{is} = 2,49 \text{ KW}}$$

#### c/ Compression adiabatique

Aucun échange thermique n'a lieu avec l'extérieur; la chaleur fournie par le travail de compression est entièrement utilisée à augmenter la température du gaz qui évolue suivant la loi de Laplace:  $p v^\gamma = \text{cte}$

L'expression du travail devient:

$$W_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot (P_2 \cdot V_2 - P_I \cdot V_I)$$

$$P_2 = 100,5 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 \quad P_1 = 29,1 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$V_1 = 0,4184 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A l'aide de la relation:  $P_2 \cdot V_2^\delta = P_1 \cdot V_1^\delta$  avec  $\delta = 1,31$

$$\text{On déduit } V_2 = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\delta}} \cdot V_1 = \left(\frac{1}{3,44}\right)^{\frac{1}{1,31}} \cdot 0,4184 = 0,164 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\underline{V_2 = 0,164 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$W_{ad} = \frac{1}{1,31-1} \cdot \left(100,5 \cdot 0,164 \cdot 10^4 - 29,1 \cdot 0,4184 \cdot 10^4\right) = 182 \text{ KJ/kg}$$

$$\underline{W_{ad} = 182 \text{ KJ/kg}}$$

Température adiabatique

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\delta-1} = \left(\frac{0,4184}{0,164}\right)^{0,31} = (2,55)^{0,31}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1,337$$

$$T_2 = 263,1,337$$

$$\underline{T_2 = 351^\circ\text{K}} \quad \text{ou bien} \quad \underline{T_2 = 78^\circ\text{C}}$$

Puissance adiabatique:

$$P_{ad} = W_{ad} \cdot \frac{\dot{m}}{60} = 182 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,99}{60} = 3000 \text{ W} = 3 \text{ KW}$$

$$\underline{P_{ad} = 3 \text{ KW}}$$

Le diagramme théorique précédent et les expressions correspondantes du travail supposent que la compression suit une loi simple:

- isothermique, adiabatique ou polytropique
- un volume résiduel nul en fin de course de refoulement
- un passage sans pertes de charge du gaz à travers le clapet

- un remplissage du cylindre par du gaz à la température d'aspiration
- un cylindre et des clapets parfaitement étanches.
- l'absence de frottements mécaniques.

A cause des imperfections inévitables du compresseur, on cherche seulement à se rapprocher de ces conditions.

d/ Exposants polytropiques  $n_1$  et  $n_2$

$$\text{On pose } x = \frac{\gamma_{\text{amoniaque}}}{\gamma_{\text{air}}} = \frac{1,312}{1,4} = 0,937$$

$$\text{On a: } n_1 = (1,3 \text{ à } 1,35) \cdot x$$

$$\text{On prend } n_1 = 1,335 \cdot x = 1,335 \cdot 0,937 = 1,25$$

$$\underline{n_1 = 1,25}$$

$n_1$ : représente l'exposant polytropique de compression

$n_2$ : représente l'exposant polytropique de détente

$$n_2 = 1,25 \cdot x = 1,25 \cdot 0,937 = 1,17$$

$$\underline{n_2 = 1,17}$$

e/ Tracé du cycle sans pertes à l'aspiration et au refoulement

Pour tracer les courbes de compression et de détente, on utilise la relation suivante:

$$1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^K$$

- adiabatiques:  $\operatorname{tg} \beta = 0,274$      $\operatorname{tg} \alpha = 0,2$      $K = 1,312$
- polytrophe de compression:  $\operatorname{tg} \beta = 0,3$      $\operatorname{tg} \alpha = 0,2338$      $K = 1,25$
- polytrophe de détente:     $\operatorname{tg} \beta = 0,4$      $\operatorname{tg} \alpha = 0,334$      $K = 1,17$

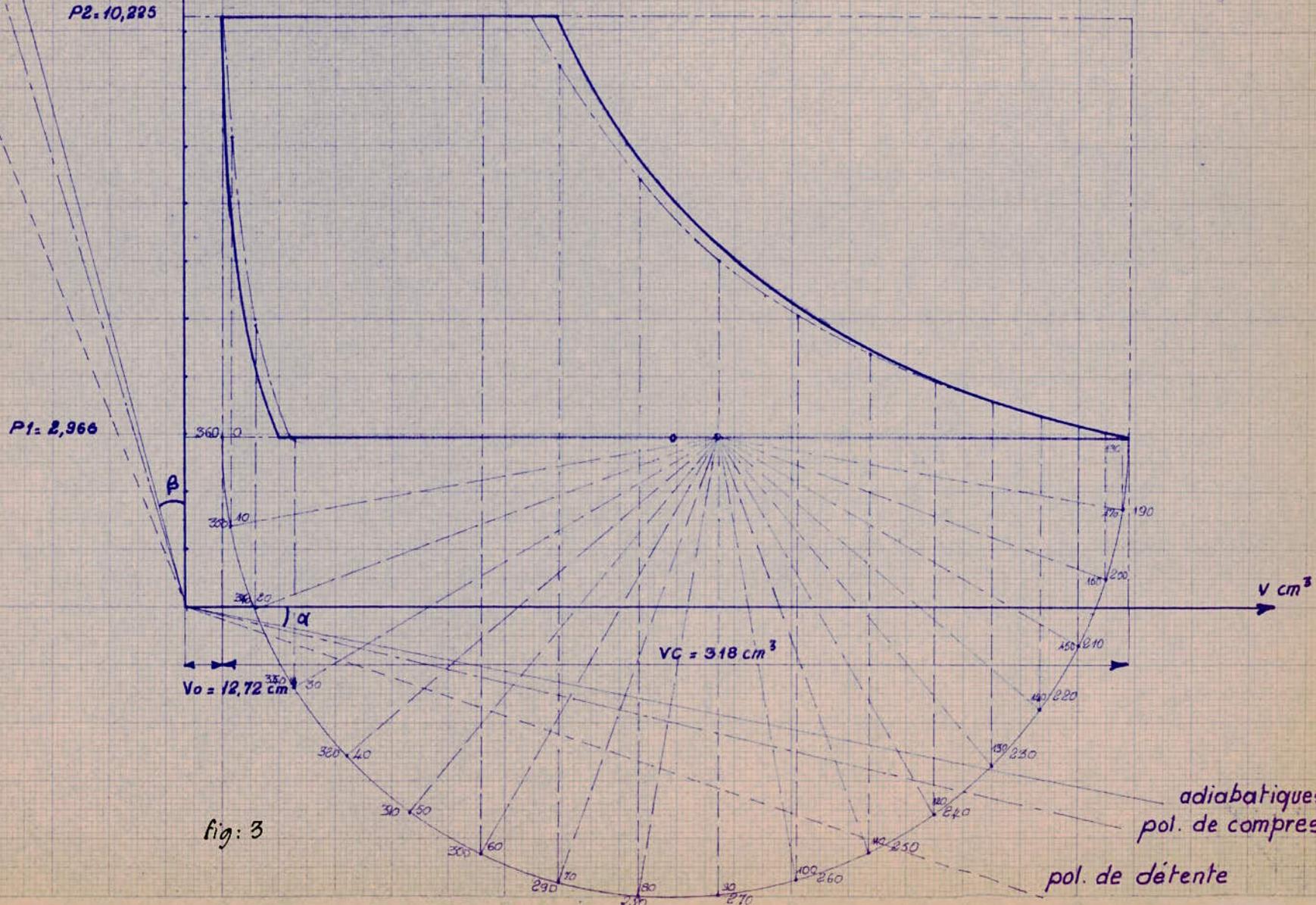


fig: 3

$00' = \frac{R \cdot \lambda}{2} = \frac{37.0,2}{2} = 3,7 \text{ mm}$  qui correspond avec l'échelle de la figure à : 7,95 mm.

Echelle:            - pression en ordonnée:  $1 \text{ cm} = 1 \text{ kg/cm}^2$   
                       - volume en abscisse :  $1 \text{ cm} = 20 \text{ cm}^3$

f/ Influence des imperfections de la machine: diagramme réel

L'influence des autres facteurs se traduit sur la forme du diagramme et affectent le rendement volumétrique du compresseur ainsi que le travail absorbé par kilogramme de fluide comprimé.

La dépression à l'aspiration est due à la chute de pression causée par la résistance des clapets. Cette <sup>perte</sup> décharge est plus grande dans le cas d'un compresseur rapide, car dans ce cas, la durée d'ouverture des clapets est plus petite.

Cette dépression dans le cylindre passe par un maximum, qui s'explique en particulier par l'inertie des clapets.

La pression  $P_I$  n'est rétablie dans le cylindre que lorsque le piston a déjà parcouru une partie de la course de compression d'où une diminution du rendement volumétrique.

L'influence des parois est grande. Les variations de la température du fluide sont trop rapides pour que les parois du cylindre puissent les suivre, néanmoins elles gardent une température moyenne qui dépend du mode de refroidissement du compresseur, mais reste supérieure à celle du fluide aspiré.

Donc le fluide reçoit une certaine quantité de chaleur pendant l'aspiration. Cet échauffement a pour effet d'augmenter le volume spécifique donc de diminuer le volume mesuré dans les conditions d'aspiration.

La surpression au refoulement occasionne une perte de charge qui entraîne un accroissement du travail absorbé et la température du fluide refoulé, mais elle est sans influence sur le débit.

Ces diverses imperfections amènent le diagramme réel à la forme ci-dessous, qui peut être observée à l'aide d'un indicateur.

I°/ Pertes à l'admission

Ces pertes sont notées par:

$\Delta p_a = \Delta p_{aI} + \Delta p_{a3}$  qui représentent respectivement les pertes dues à la soupape d'admission et les pertes hydrodynamiques.  $\Delta p_{a2}$ : négligeable

II/ Pertes dues à la soupape

$\Delta p_{aI}$  peut être divisée en deux catégories

$$\Delta p_{aI} = \Delta p'_{aI} + \Delta p''_{aI}$$

$\Delta p'_{aI}$  représente la perte de pression statique due à la nécessité d'équilibrer le poids de la soupape ainsi que la force élastique du ressort.

On a donc:  $\Delta p'_{aI} \cdot A_s = P_s + F_a$

$A_s = 6,63 \text{ cm}^2$  surface de passage (voir soupapes)

$P_s = 8,2 \text{ g}$  poids du disque de la soupape

$F_a = 1,9 \text{ N}$

$$\Delta p'_{aI} = \frac{8,2 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 + 1,9}{6,63} = 0,296 \text{ N/cm}^2 = 0,030 \text{ kgf/cm}^2$$

$\Delta p''_{aI}$  représente les pertes de pression équivalentes aux forces d'inertie de la masse de la soupape mise en mouvement au début de la course d'aspiration.

$$\Delta p''_{aI} = m_s \cdot a_s / A_s = -m_s \cdot h_M \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha / A_s$$

$h_M$ : levée maximum du disque = 2 mm

$a_s$ : accélération du disque

I2/ Pertes hydrodynamiques

$$\Delta p_{a3} = \xi \cdot \rho \cdot W_s^2 / 2 \quad \text{avec} \quad \xi = 7,8 \quad \rho = 2,3 \text{ kg/m}^3$$

$W_s$ : vitesse du fluide dans la section  $A_s$

$$W_s = W_p \cdot A_p / A_s$$

$A_p = 43 \text{ cm}^2$ : section du piston

$W_p = \omega \cdot R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha)$  vitesse du piston

$R = 37 \text{ mm}$  rayon de la manivelle

$$\lambda = 0,2 = \frac{R}{L}$$

$$\text{On aura donc: } \Delta p_a = \frac{P_s + P_a}{A_s} + \frac{m_s \cdot a_s}{A_s} + \frac{\zeta \cdot \rho \cdot W_s^2}{2}$$

Pendant la course d'aspiration  $\Delta p'_{aI}$  reste constant tandis que  $\Delta p''_{aI}$  et  $\Delta p_{a3}$  varient en fonction de  $\alpha$ .

En calculant ces pertes en chaque point de la course d'aspiration et en les sommant, on obtient l'allure de la courbe de dépression.

$\alpha^\circ$	30	40	50	60	70	80	90	100
$\Delta p_a$ kg/cm <sup>2</sup>	0,0408	0,0475	0,0537	0,0592	0,0621	0,0633	0,0617	0,0592
$\alpha^\circ$	110	120	130	140	150	160	170	180
$\Delta p_a$ kg/cm <sup>2</sup>	0,0545	0,0495	0,0443	0,0390	0,0350	0,0320	0,0300	0,0300

## 2°/ Pertes au refoulement

### 21/ Pertes dues à la soupape

$$\Delta p'_{rI} = \frac{P_s + F_r}{A_s} \quad P_s = 7,8 \text{ g} \quad F_r = 8,16 \text{ N} \quad A_s = 4,42 \text{ cm}^2$$

$$\Delta p'_{rI} = \frac{7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 + 8,16}{4,42} = 1,87 \text{ N/cm}^2 = 0,19 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta p''_{rI} = \frac{m_s \cdot a_r}{A_s}$$

$m_s$  : masse du disque de la soupape

$a_r$  : accélération du disque

### 22/ Pertes hydrodynamiques

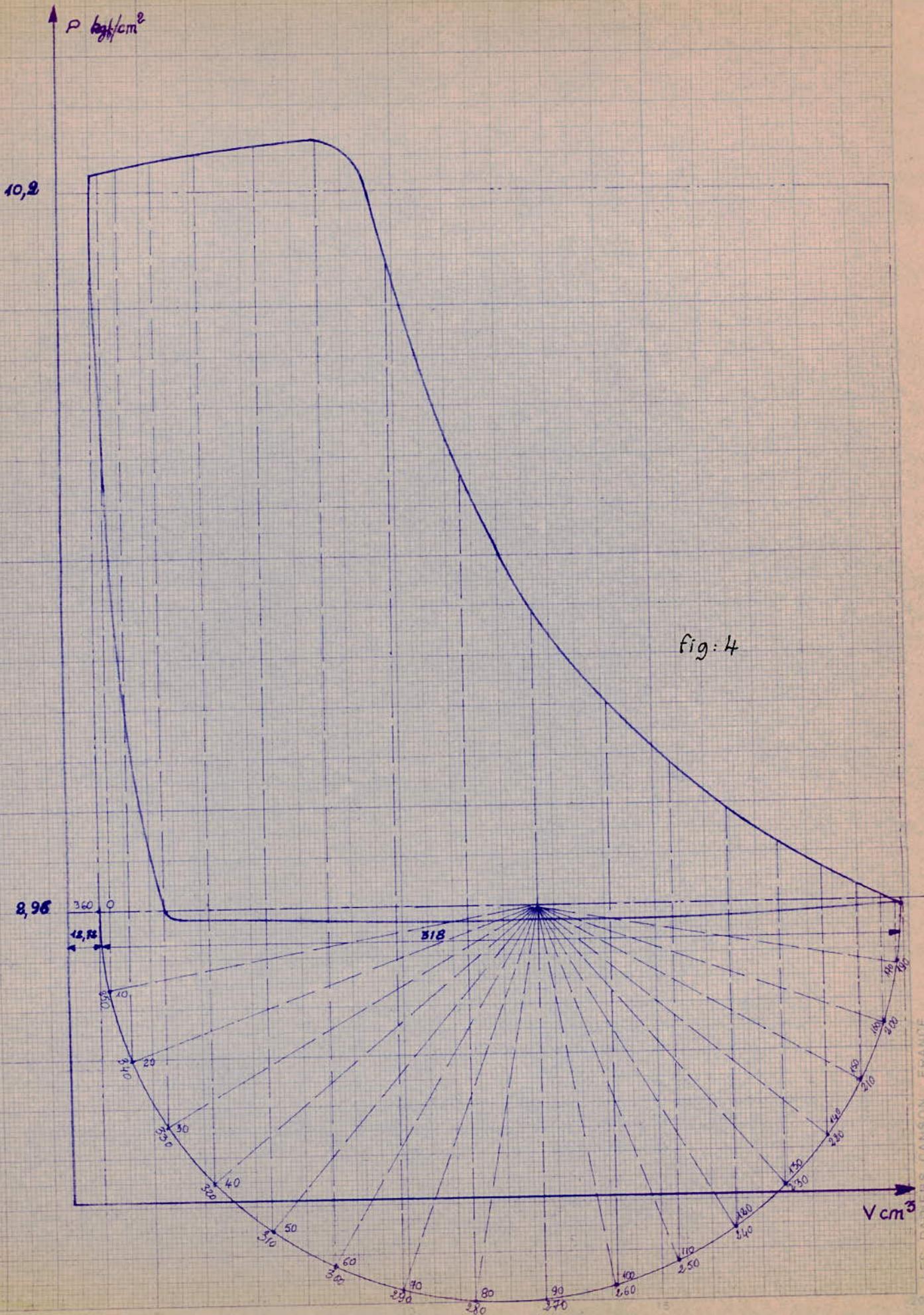
$$\Delta p_{r3} = \frac{\zeta \cdot \rho \cdot W_s^2}{2} \quad \text{avec } \zeta = 14 \quad \rho = 6,1 \text{ kg/m}^3$$

$$W_s = \frac{A_p}{A_s} \cdot W_p = \frac{43}{4,42} \cdot u \cdot R \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha)$$

La perte totale sera donc:

$$\Delta p_r = \Delta p'_{rI} + \Delta p''_{rI} + \Delta p_{r3} \quad \Delta p_{re}: \text{négligeable}$$

En sommant ces trois pertes pour chaque  $\alpha$ , on obtient l'allure de la surpression pendant la course de refoulement.



$\alpha^\circ$	300	310	320	330	340	350	360
$\Delta p_{vI} \text{ kg/cm}^2$	0,508	0,452	0,382	0,310	0,257	0,205	0,190

### 3°/ Cycle réel calculé

En reportant ces valeurs, on obtient l'allure du diagramme réel.

Surface du diagramme réel:  $12420 \text{ mm}^2$

Travail par cycle =  $12,6 \text{ kgf.m} = 123,5 \text{ Joules}$

$$\underline{W_i = 123,5 \text{ J}}$$

### g/ Taux de compression réel

Sur le diagramme réel, on relève:

$$- p'_I = 2,936 \text{ kgf/cm}^2$$

$$- p'_2 = 10,725 \text{ kgf/cm}^2$$

d'où le taux:  $T = p'_2 / p'_I = 10,725 / 2,936 = 3,66$

$$\underline{T = 3,66}$$

### h/ Rendement volumétrique réel

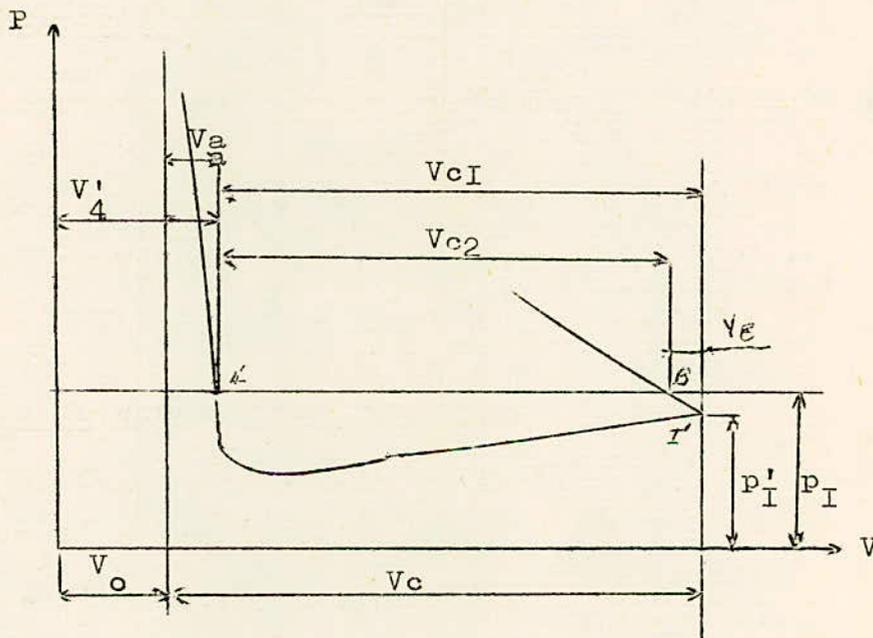


Fig: 5

La détermination du rendement volumétrique réel se fait en tenant compte de quatre facteurs influents.

1°/ I<sup>er</sup> facteur : tient compte du volume nuisible

$$V_{cI} = V_c + V_o - V_4' \quad V_4' = V_o \cdot (p_2/p_I)^{I/n_2}$$

donc:  $V_{cI} = V_c + V_o \cdot (I - (p_2/p_I)^{I/n_2})$

$$\lambda I = \frac{V_{cI}}{V_c} = I - \frac{V_o}{V_c} \cdot \left( \left( \frac{p_2}{p_I} \right)^{\frac{I}{n_2}} - I \right) = I - \frac{I \cdot 2,72}{3 \cdot I \cdot 8} \cdot \left( (3,44)^{\frac{I}{I,17}} - I \right)$$

$$\lambda I = 0,985$$

$\lambda I$  est toujours supérieur à 0,7

2°/ 2<sup>eme</sup> facteur : tient compte de  $p_I'$

Si on considère l'évolution I'B, une évolution isotherme, on peut écrire:

$$(V_o + V_c) \cdot p_I' = (V_o + V_c - V_B) \cdot p_I$$

$$(V_o + V_{cI} + V_a) \cdot p_I' = (V_o + V_{cI} + V_a - V_B) \cdot p_I$$

$$V_{c2} = V_{cI} - V_B = (V_{cI} + V_a + V_o) \cdot p_I'/p_I - (V_a + V_o) \cdot p_I/p_I$$

$$V_{c2} = (V_o + V_a) \cdot (p_I' - p_I)/p_I + V_{cI} \cdot p_I'/p_I$$

On néglige le premier terme à cause de  $(p_I' - p_I)$  qui est faible

$$\text{On aura: } \lambda 2 = \frac{V_{c2}}{V_{cI}} = \frac{p_I'}{p_I} = \frac{2,936}{2,966} = 0,989$$

$$\lambda 2 = 0,989$$

3°/ 3<sup>eme</sup> facteur : tient compte de l'échauffement du fluide

$$\lambda 3 = \frac{T_I}{T_I + \Delta T_{asp}}$$

$T_I$ : température d'entrée

$\Delta T_{asp}$ : augmentation de la température

Par abaque en fonction du taux de compression, on détermine:

$$\lambda 3 \approx 0,95 \quad (\text{voir annexe})$$

4°/ 4<sup>eme</sup> facteur: tiend compte du manque d'étanchéité.

$$\lambda_4 = 0,94 \text{ à } 0,98$$

On prend/  $\lambda_4 = 0,94$

$$\lambda_{\text{réel}} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 = 0,985 \cdot 0,989 \cdot 0,95 \cdot 0,94$$

$$\underline{\lambda_{\text{réel}} = 0,87}$$

i/ Débit masse théorique

$$Q = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot 60 = \frac{3,14 \cdot 74^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 74 \cdot 10^{-3} \cdot 750 \cdot 60$$

$$Q = 14,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_T = 28,6 \text{ m}^3/\text{h} \text{ pour les deux cylindres.}$$

$$\dot{m}_T = Q_T / v_I = 28,6 / 0,4184 = 68,2 \text{ kg/h}$$

$$\underline{\dot{m}_T = 68,2 \text{ kg/h}}$$

j/ Débit masse réel

$$\dot{m} = \lambda_{\text{réel}} \cdot \dot{m}_T = 0,87 \cdot 68,2$$

$$\underline{\dot{m} = 59,4 \text{ kg/h} = 0,99 \text{ kg/mn}}$$

k/ Compression polytropicque

Pour éviter l'échauffement des clapets et de l'huile de graissage comme pour réduire le travail dépensé, un cylindre de compresseur à piston est toujours refroidit, mais la surface d'échange étant limitée, ce refroidissement est imparfait.

la loi de compression est ainsi comprise entre l'adiabatique et l'isothermique, elle suit une loi dite polytropicque:

$$p v^{n_I} = \text{cte}$$

Puissance polytropicque

$$P_p = \frac{n_I}{n_I - 1} \cdot p_I \cdot v_I \cdot \left( \left( \frac{p_2}{p_I} \right)^{\frac{(n_I - 1)}{n_I}} - 1 \right) \cdot \dot{m}$$

$$n_I = 1,25$$

$$\frac{p_2}{p_I} = 3,66$$

$$P_p = \frac{1,25}{1,25-1} \cdot 2,936 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,4184 \cdot \left( (3,66)^{\frac{(1,25-1)}{1,25}} - 1 \right) \cdot \frac{0,99}{60}$$

$$P_p = 2940 \text{ W} = 2,94 \text{ kw}$$

### Température polytropicque

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} = (3,66)^{0,2} = 1,296$$

$$T_2 = 263 \cdot 1,296 = 340^\circ \text{K} = 67^\circ \text{C}$$

La température polytropicque a pour limite supérieure: 180 °C

### 1/ Puissance indiquée

A l'aide du diagramme réel, on détermine le travail indiqué

$$W_i = 123,5 \text{ J/tour (en planimétrant)}$$

D'où la pression moyenne indiquée:  $p_i$

$$p_i = \frac{W_i}{V_c} = \frac{123,5}{318 \cdot 10^{-6}} = 3,88 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_i = 3,88 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 3,96 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_i = W_i \cdot n / 60 = 123,5 \cdot 750 / 60 = 1543 \text{ W}$$

Pour les deux cylindres, on aura:

$$P_i = 2 \cdot 1543 = 3086 \text{ W}$$

$$P_i = 3,086 \text{ KW}$$

### m/ Vérification de l'exposant polytropicque de compression

On a déterminé plus loin la quantité de chaleur échangée avec le fluide de refroidissement:

$$q = -6,335 \text{ Kcal/kg}$$

Or cette même quantité de chaleur peut être obtenue par:

$$q = - \frac{P_i \cdot v_i}{T_i} \cdot \Delta T \cdot \left( \frac{\gamma}{\gamma-1} - \frac{n}{n-1} \right)$$

$$\text{Donc: } \frac{n}{n-1} = \frac{-q}{\frac{P_i \cdot v_i}{T_i} \cdot \Delta T} + \frac{\gamma}{\gamma-1}$$

$$\frac{n_I}{n_I - 1} = \frac{6,335 \cdot 10^3 \cdot 4,18}{2,936 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,4184 \cdot (340 - 263) / 263} + \frac{1,31}{1,31 - 1}$$

$$n_I = 1,25$$

n/ Rendement adiabatique

$$\eta_{ad} = P_{ad}/P_i = 3/3,086 = 0,972$$

p/ Rendement isothermique

Il nous renseigne sur la qualité du refroidissement

$$\eta_{is} = P_{is}/P_i = 2,49/3,086 = 0,806$$

$$\eta_{is} = 0,75 \text{ à } 0,93$$

q/ Détermination de la puissance de frottement

La puissance de frottement est déterminée par voie expérimentale avec l'expression suivante:

$$P_f = \frac{p_f \cdot V_c \cdot n \cdot Z}{900} \text{ CV}$$

$p_f$ : pression moyenne de frottement

$$p_f = 0,01(\xi + 8,5) \cdot C_m \quad \xi = \frac{V_c + V_o}{V_o} = \frac{318 + 12,72}{12,72} = 26,5$$

$C_m = 1,85 \text{ m/s}$  vitesse moyenne du piston

$$p_f = 0,01(26,5 + 8,5) \cdot 1,85 = 0,647 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\underline{p_f = 0,647 \text{ kgf/cm}^2}$$

$V_c = 0,318 \text{ litres}$

$n = 750 \text{ tr/mn}$

$Z = 2 \text{ cylindres}$

$$P_f = \frac{0,647 \cdot 0,318 \cdot 750 \cdot 2}{900} = 0,34 \text{ CV}$$

$$\underline{P_f = 250 \text{ W}}$$

r/ Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_f} = \frac{3086}{3086 + 250} = 0,925$$

$$\underline{\eta_m = 0,925}$$

$$\eta_m = 0,90 \text{ à } 0,96$$

s/ Puissance effective

$$P_e = P_i / \eta_m = 3086 / 0,925 = 3336 \text{ W}$$

$$\underline{P_e = 3,336 \text{ KW}}$$

CINEMATIQUE DU SYSTEME BIELLE MANIVELLE

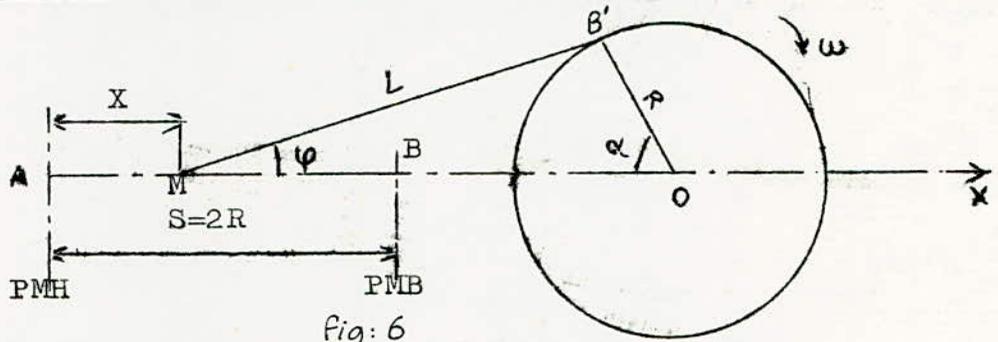
Cette étude est nécessaire à la détermination des forces d'inertie intervenant dans les calculs d'équilibrage.

a/ Etude du mouvement du pied de bielle

$\omega$  : vitesse angulaire  $\omega = 3,14.n/30 = 3,14.750/30 = 78,5 \text{ rd/s}$

X : déplacement du piston compté à partir du PMH

$\lambda = R/L = 1/5 = 0,2$        $\lambda = 1/3$  à  $1/6$

1°/ Expression de l'élongation du piston

$$X = AO - MO = L + R - (L \cdot \cos \varphi + R \cdot \cos \alpha)$$

$$X = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \varphi) \right) \quad \sin \varphi = \lambda \sin \alpha$$

$$X = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \right)$$

C'est une fonction périodique dont le terme  $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$  peut être développé en série:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2} \dots$$

On obtient: 
$$\underline{X = R \cdot \left( 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \alpha \right)}$$

2°/ Vitesse instantanée du piston

Elle s'obtient en dérivant l'expression précédente par rapport au temps.

$$C = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad \text{avec} \quad \frac{d\alpha}{dt} = \omega$$

$$\underline{C = \omega \cdot R \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)}$$

3°/ Accélération du piston

Le calcul de l'accélération s'obtient en dérivant l'expres-

sion de la vitesse par rapport au temps .

$$a = \frac{dC}{dt} = \frac{dC}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dC}{d\alpha}$$

$$\underline{a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)}$$

b/ Etude du mouvement de la tete de bielle

1°/ Vitesse linéaire du maneton

$$Ct = \omega \cdot R = 78,5 \cdot 0,037 = 2,804 \text{ m/s}$$

2°/ Accélération du maneton

Le maneton tourne avec une vitesse angulaire admise comme étant constante.

$$a_m = R \cdot \omega^2 = 228 \text{ m/s}^2$$

3°/ Inclinaison maximale de la bielle

On sait que  $\sin \varphi = \lambda \sin \alpha$

$\varphi$  est maximum pour  $\alpha = \pi/2$  c'est à dire lorsque la manivelle est perpendiculaire à l'axe du cylindre.

$$\sin \varphi_{\max} = \lambda = 0,2 \quad \varphi_{\max} = 11,54^\circ$$

c/ Etude du mouvement oscillatoire de la bielle

1°/ Loi de variation de  $\varphi$

On a vu précédemment que  $\sin \varphi = \lambda \sin \alpha$ , mais pour exprimer que les sens de rotation de  $OB'$  autour de  $O$  et de  $AB'$  autour de  $A$  sont en sens inverses, on a :

$$\sin \varphi = -\lambda \sin \alpha$$

$$\varphi = \arcsin(-\lambda \sin \alpha)$$

2°/ Loi des vitesses

$$\varphi' = \frac{d\varphi}{dt} = \lambda \cdot \omega \cdot \cos \alpha / \cos \varphi$$

$$\varphi' = 0 \text{ pour } \alpha = \pi/2 \text{ et } 3\pi/2$$

3°/ Loi des accélérations

$$\varphi'' = \frac{d\varphi'}{dt} = -\omega^2 \cdot \lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \sin \alpha / \cos^3 \varphi$$

Toutes les valeurs de ces expressions en fonction de  $\alpha$  sont rassemblées sur les tableaux et courbes suivants.

TABLEAU : CINEMATIQUE

$\alpha^\circ$	X mm	C m/s	a m/s <sup>2</sup>	$\psi$ deg/s	$\psi'$ rad/s	$\psi''$ rad/s <sup>2</sup>
0	0,0	0,00	273,88	0,00	15,70	0,0
5	0,1	0,30	272,32	-0,99	15,65	-103,2
10	0,6	0,60	267,66	-1,99	15,47	-206,0
15	1,5	0,89	259,98	-2,96	15,19	-307,7
20	2,6	1,18	249,43	-3,92	14,79	-407,9
25	4,1	1,45	236,19	-4,84	14,28	-505,9
30	5,8	1,70	220,48	-5,73	13,67	-601,1
35	7,9	1,93	202,57	-6,58	12,95	-692,9
40	10,1	2,15	182,16	-7,38	12,13	-780,5
45	12,6	2,34	161,38	-8,13	11,21	-863,2
50	15,3	2,51	138,77	-8,81	10,21	-940,1
55	18,2	2,65	115,29	-9,42	9,13	-1010,5
60	21,2	2,76	91,29	-9,97	7,97	-1073,6
65	24,4	2,85	67,11	-10,44	6,75	-1128,5
70	27,6	2,91	43,09	-10,83	5,46	-1174,6
75	30,8	2,95	19,53	-11,13	4,14	-1211,1
80	34,1	2,96	-3,26	-11,35	2,78	-1237,6
85	37,4	2,94	-25,06	-11,49	1,39	-1253,7
90	40,7	2,90	-45,64	-11,53	0,00	-1259,1
100	47,0	2,76	-82,52	-11,35	-2,78	-1237,6
105	50,0	2,66	-98,60	-11,13	-4,14	-1211,1
110	52,9	2,54	-113,02	-10,83	-5,46	-1174,6
115	55,6	2,41	-125,79	-10,44	-6,75	-1128,5
120	58,2	2,26	-136,94	-9,97	-7,97	-1073,6
125	60,7	2,10	-146,52	-9,42	-9,13	-1010,5
130	62,9	1,93	-154,63	-8,81	-10,21	-940,1
135	65,0	1,76	-161,38	-8,13	-11,22	-863,2
140	66,8	1,58	-166,91	-7,38	-12,13	-780,5
145	68,5	1,39	-171,34	-6,58	-12,95	-692,9
150	69,9	1,20	-174,83	-5,73	-13,67	-601,1
155	71,1	1,00	-177,51	-4,84	-14,28	-505,9
160	72,2	0,80	-179,50	-3,92	-14,79	-407,9
165	72,9	0,60	-180,92	-2,96	-15,19	-307,7
170	73,5	0,40	-181,87	-1,99	-15,47	-206,0
175	73,8	0,20	-182,41	-0,99	-15,65	-103,2
180	73,9	0,00	-182,58	0,00	-15,70	0,0
185	73,8	-0,20	-182,41	0,99	-15,65	103,2
190	73,5	-0,40	-181,87	1,99	-15,47	206,0
195	72,9	-0,60	-180,92	2,96	-15,19	307,7
200	72,2	-0,80	-179,50	3,92	-14,79	407,9
205	71,1	-1,00	-177,50	4,84	-14,28	505,9
210	69,9	-1,20	-174,83	5,73	-13,67	601,1
215	68,5	-1,39	-171,34	6,58	-12,95	692,9
220	66,8	-1,58	-166,91	7,38	-12,13	780,5
225	65,0	-1,76	-161,38	8,13	-11,21	863,2
230	62,9	-1,93	-154,63	8,81	-10,21	940,1

235	60,7	-2,10	-146,52	9,42	-9,13	I0I0,5
240	58,2	-2,26	-136,94	9,97	-7,97	I073,6
245	55,6	-2,41	-125,79	I0,44	-6,75	II28,5
250	52,9	-2,54	-113,02	I0,83	-5,46	II74,6
255	50,0	-2,66	-98,60	II,13	-4,14	I2II,I
260	47,0	-2,76	-82,52	II,35	-2,78	I237,6
265	43,8	-2,84	-64,84	II,49	-1,39	I253,7
270	40,6	-2,90	-45,64	II,53	0,00	I259,I
275	37,4	-2,94	-25,05	II,49	I,39	I253,7
280	34,I	-2,96	-3,25	II,35	2,78	I237,6
285	30,8	-2,95	I9,54	II,I3	4,I4	I2II,I
290	27,6	-2,91	43,09	I0,83	5,47	II74,6
295	24,4	-2,85	67,II	I0,44	6,75	II28,5
300	2I ,2	-2,76	9I,29	9,97	7,97	I073,6
305	I8,2	-2,65	II5,30	9,42	9,I3	I0I0,5
310	I5,3	-2,51	I38,78	8,81	I0,2I	940,I
315	I2,6	-2,34	I6I,38	8,I2	II,22	863,2
320	I0,I	-2,I5	I82,76	7,38	I2,I3	780,5
325	7,9	-I,93	202,57	6,58	I2,95	692,9
330	5,8	-I,70	220,48	5,73	I3,67	60I,I
335	4,I	-I,45	236,I9	4,84	I4,28	505,9
340	2,6	-I,I8	249,44	3,92	I4,79	407,9
345	I,5	-0,89	259,99	2,96	I5,I9	307,7
350	0,6	-0,60	267,66	I,99	I5,47	206,0
355	0,I	-0,30	272,32	0,99	I5,65	I03,3
360	0,0	0,00	273,88	0,00	I5,70	0,0

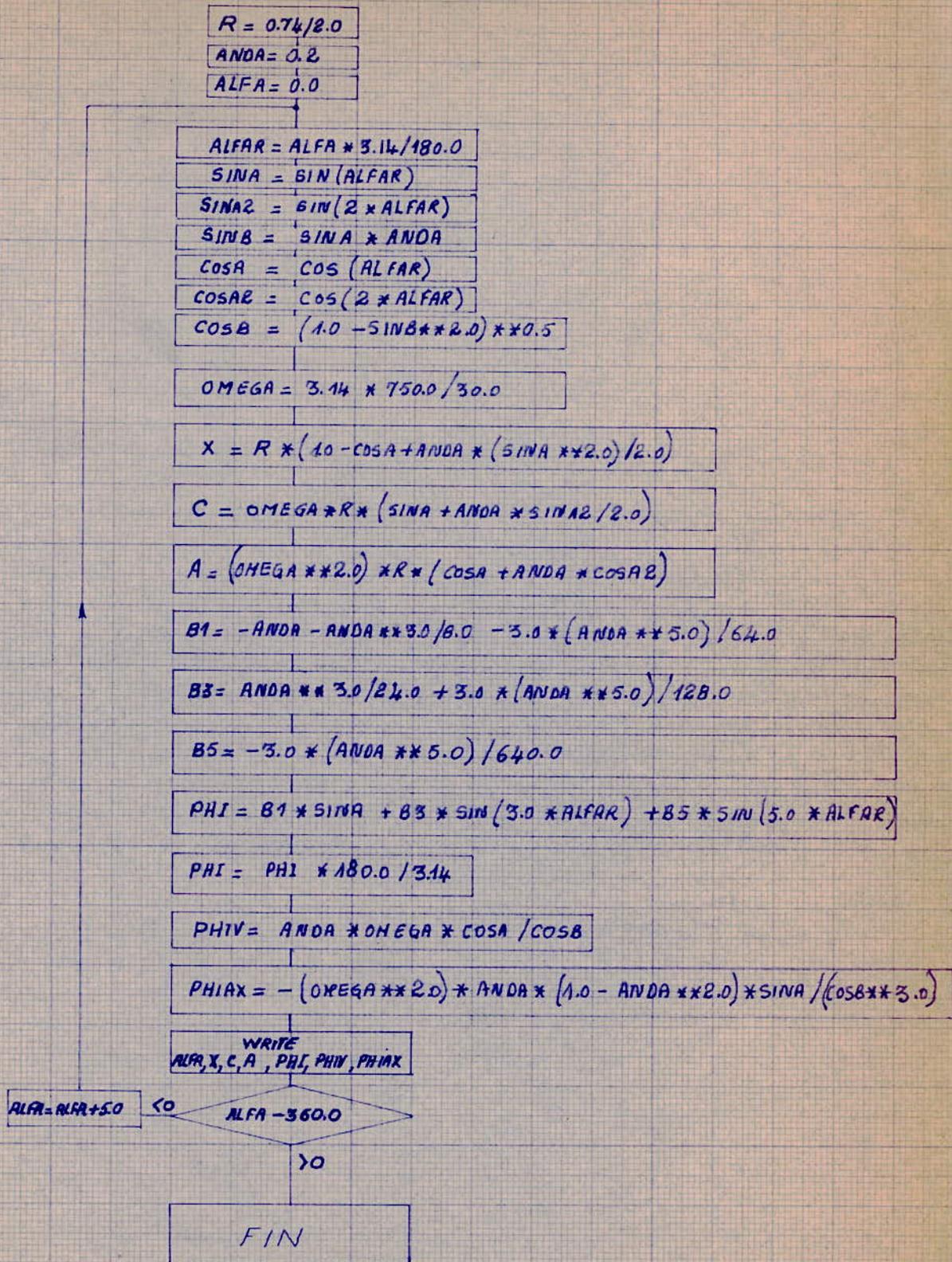
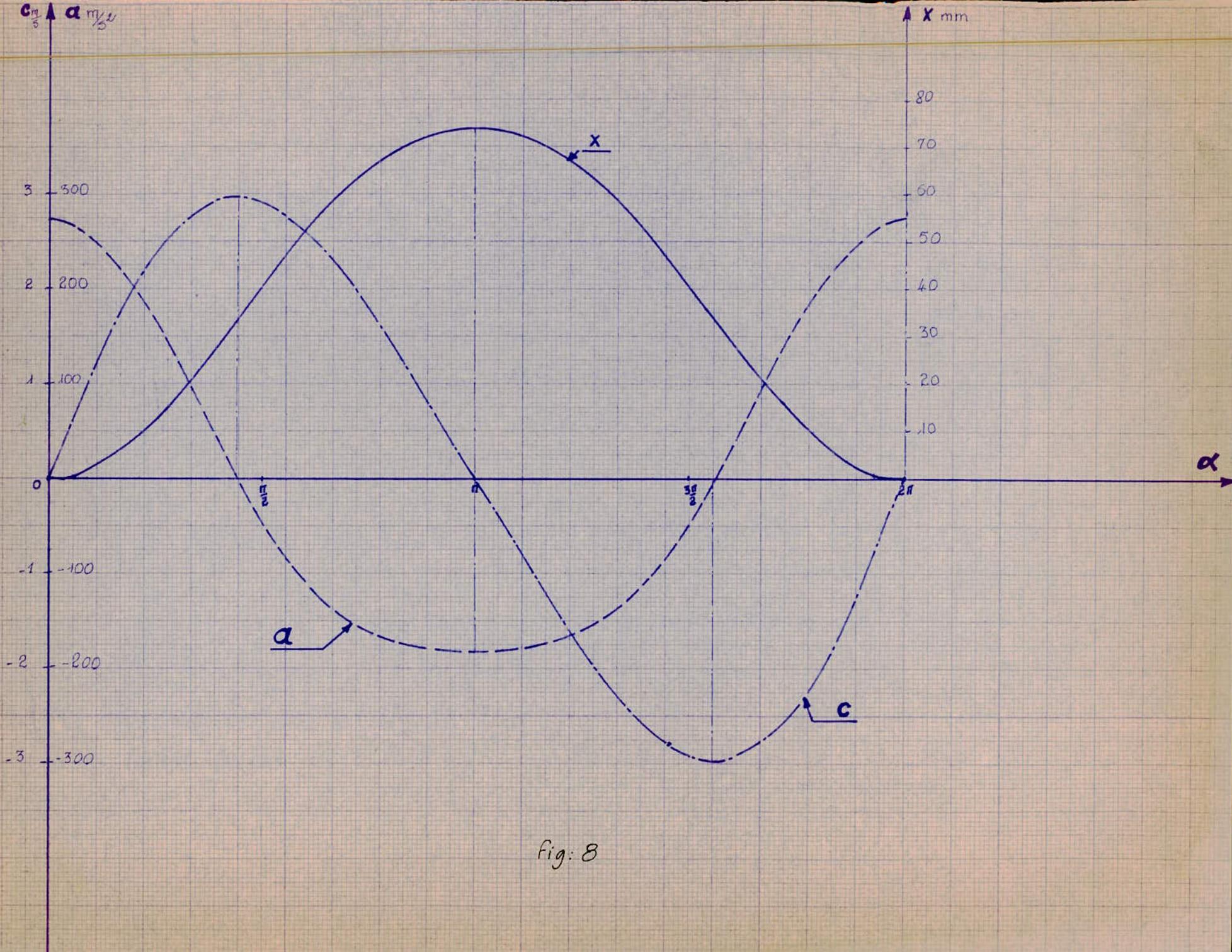
ORGANIGRAMMECINEMATIQUE

Fig. 7



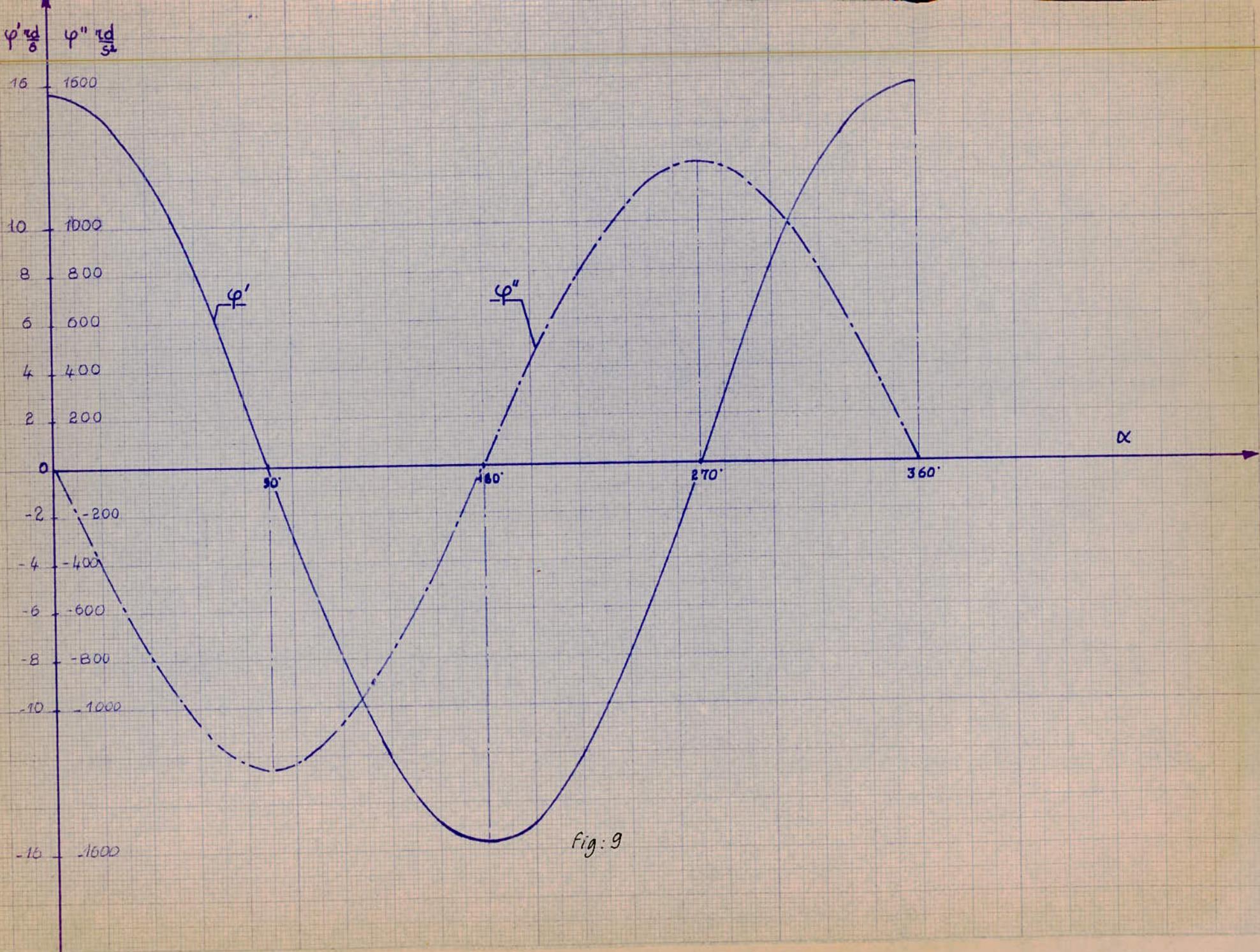


Fig: 9

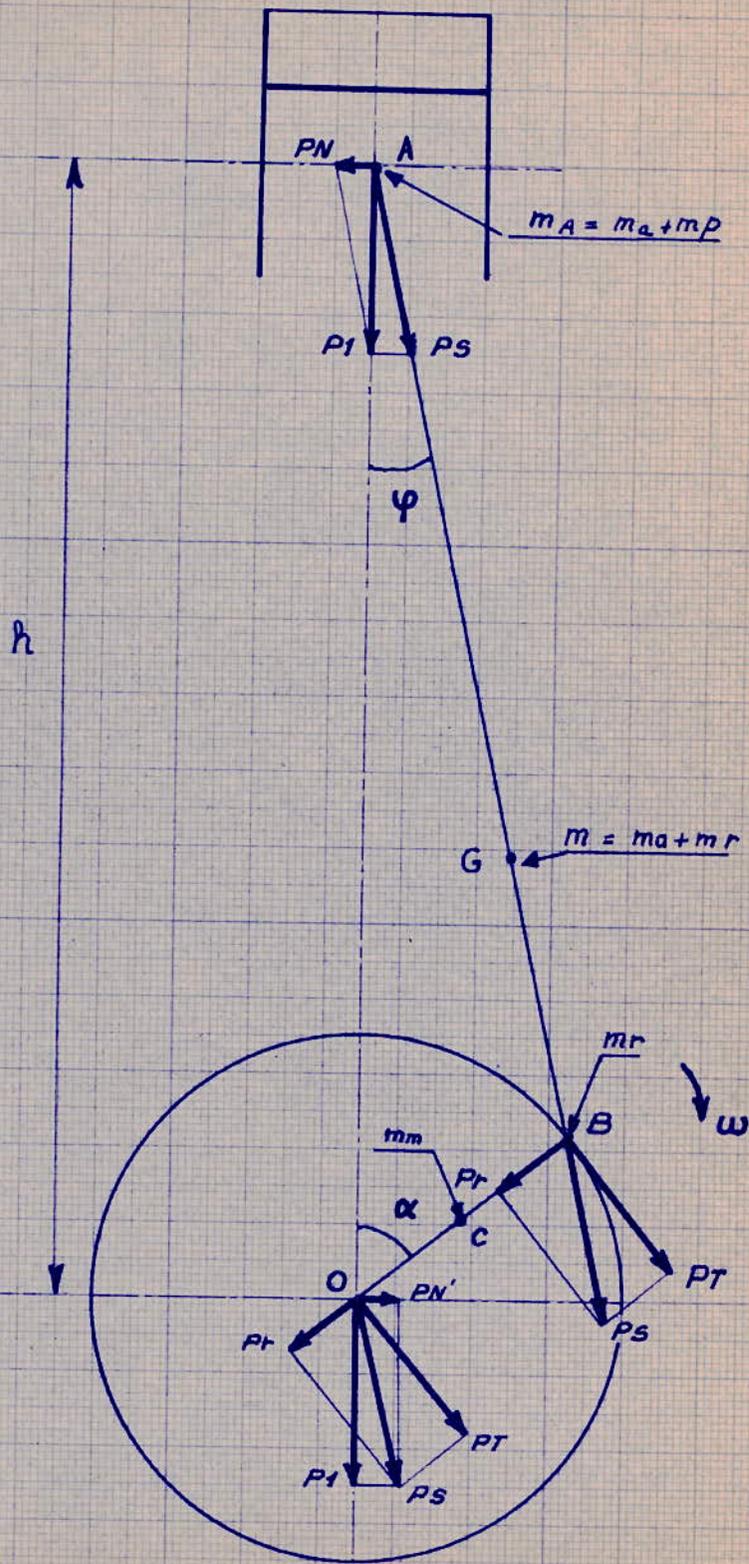


Fig: 10

CALCULS DYNAMIQUES

Pour plus de commodité, on peut remplacer la bielle par un système de deux masses, ayant le même centre de gravité que celui de la bielle et même masse totale.

Ce système se compose de:

- $m_a$  appelée masse alternative, est supposée concentrée en A
  - $m_r$  appelée masse rotative, est supposée concentrée en B'
- On a:  $m_a + m_r = m =$  masse totale de la bielle

Pour les calculs, on se contente des valeurs approchées en prenant:  $m_a = m/3$        $m_r = 2m/3$

On pose aussi:

- $m_A = m_a + m_p =$  masse alternative totale, concentrée en A
- $m_R = m_m + m_r =$  masse rotative totale, concentrée en B'
- $m_p$ : masse du piston
- $m_m$ : masse du coude

a/ Force d'inertie alternative

Elle est donnée par:  $P_j = -m_A \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$

$$P_j = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

b/ Couple des forces d'inertie

Nous supposons que  $\omega$  reste toujours constante et que la bielle est dynamiquement parfaite (même période d'oscillation en la suspendant en A ou en B') et n'introduit pas de couple d'inertie.

$$C_j = \frac{P_j \cdot C}{\omega} \quad (\text{conservation de l'énergie})$$

$$C_j = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R^2 \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$\text{ou bien: } C_j = P_j \cdot R \cdot \left( -\frac{\cos \psi}{\lambda} + \cos \alpha \right) \cdot \text{tg } \psi$$

c/ Forces de pression

On doit déterminer pour chaque position angulaire du vilebrequin, la poussée des gaz sur le piston. Pour cela on utilise la méthode suivante qui peut être programmée sur ordinateur.

$$P_{abs} = P_{gaz} + I = p' \cdot \left( \frac{S_p + S_o}{S_x + S_o} \right)^n$$

$$S_x = R \cdot \left( \left( I + \frac{I}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{I}{\lambda} \cos \varphi \right) \right)$$

- Détente:  $n=1,17$      $S_p=(I2/I59) \cdot S$      $p' = 2,97 \text{ kgf/cm}^2$
- Aspiration:  $n=0$      $p' = 2,97 \text{ kgf/cm}^2$
- Compression:  $n=1,25$      $S_p = S$      $p' = 2,97 \text{ kgf/cm}^2$
- Refoulement:  $n=0$      $p' = 10,225 \text{ kgf/cm}^2$

$$S_o = \frac{4 \cdot V_o}{\pi \cdot D^2}$$

Force de pression:

$$F_g = P_{gaz} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

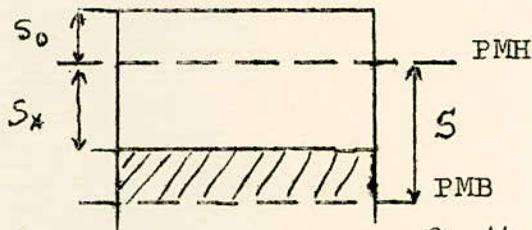


fig: 11

d/ Couple des forces de pression ou couple indiqué

$$C_i = F_g \cdot R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

$$C_i = F_g \cdot R \left( \frac{\cos \varphi}{\lambda} + \cos \alpha \right) \text{tg } \varphi$$

e/ Couple résistant instantané

$$C_I = C_j + C_i = (F_g + P_j) \cdot R \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

On pose :  $P_I = F_g + P_j$  (force résultante sur le piston)

- Force normale aux parois du cylindre

$$P_N = P_I \cdot \text{tg } \varphi$$

- Force axiale sur la bielle

$$P_s = P_I / \cos \varphi$$

- Force radiale sur les paliers de la manivelle

$$P_r = P_I \cdot \cos(\alpha + \varphi) / \cos \varphi$$

- Force tangentielle sur les paliers de la manivelle

$$P_T = P_I \cdot \sin(\alpha + \varphi) / \cos \varphi$$

On aura donc:  $C_I = P_T \cdot R = P_I \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi) / \cos \varphi$

Les valeurs des couples et des forces en fonction de  $\alpha$  sont donnés sur les tableaux suivants.

TABLEAU : DYNAMIQUE

$\alpha$ °	Pabs kg/cm <sup>2</sup>	PJ N	PI N	PN N	PS N	PR N	PT N	CI <sub>1</sub> Nm	CI <sub>2</sub> Nm
0	10,22	-114,1	3778,0	0,0	3778,0	3778,0	0,0	0,0	0,0
5	9,62	-113,4	3526,4	61,4	3526,9	3507,6	368,5	13,6	-2,3
10	8,08	-111,5	2875,8	99,9	2877,6	2814,8	597,8	22,1	-4,7
15	6,34	-108,3	2145,8	111,2	2148,7	2043,9	662,8	24,5	-7,1
20	4,84	-103,9	1518,6	104,1	1522,1	1391,4	617,2	22,8	-9,6
25	3,69	-98,4	1039,3	88,1	1043,0	904,6	519,1	19,2	-12,3
30	2,97	-91,8	739,3	74,3	743,0	603,1	433,9	16,0	-15,1
35	2,97	-84,4	746,7	86,2	751,7	562,2	498,9	18,4	-18,1
40	2,97	-76,1	755,0	97,8	761,3	515,4	560,2	20,7	-21,3
45	2,97	-67,2	763,9	109,1	771,6	463,0	617,3	22,8	-24,8
50	2,97	-57,8	773,3	119,8	782,5	405,2	669,4	24,7	-28,6
55	2,97	-48,0	783,1	130,0	793,8	342,6	716,0	26,4	-32,8
60	2,97	-38,0	793,1	139,4	805,3	275,7	756,6	27,9	-37,5
65	2,97	-27,9	803,2	148,0	816,7	205,2	790,5	29,2	-42,6
70	2,97	-17,9	813,2	155,6	827,9	131,9	817,3	30,2	-48,3
75	2,97	-8,1	823,0	162,0	838,8	56,4	836,9	30,9	-54,7
80	2,97	1,3	832,5	167,2	849,1	-20,1	848,9	31,4	-61,9
85	2,97	10,4	841,6	171,1	858,8	-97,1	853,3	31,5	-70,0
90	2,97	19,0	850,1	173,5	867,7	-173,5	850,1	31,4	-79,2
95	2,97	27,0	858,1	174,4	875,7	-248,6	839,7	31,0	-89,7
100	2,97	34,3	865,5	173,8	882,8	-321,5	822,2	30,4	-101,7
105	2,97	41,0	872,2	171,7	889,0	-391,6	798,0	29,5	-115,5
110	2,97	47,0	878,2	168,0	894,1	-458,3	767,8	28,4	-131,4
115	2,97	52,4	883,5	162,8	898,4	-521,0	731,9	27,0	-140,7
120	2,97	57,0	888,2	156,2	901,8	-579,3	691,1	25,5	-136,0
125	2,97	61,0	892,2	148,1	904,4	-633,1	645,8	23,8	-130,0
130	2,97	64,4	895,5	138,8	906,2	-682,0	596,8	22,0	-122,8
135	2,97	67,2	898,4	128,3	907,5	-726,0	544,5	20,1	-114,3
140	2,97	69,5	900,7	116,7	908,2	-765,0	489,5	18,1	-104,7
145	2,97	71,3	902,5	104,2	908,5	-799,1	432,3	15,9	-94,1
150	2,97	72,8	904,0	90,8	908,5	-828,3	373,3	13,8	-82,5
155	2,97	73,9	905,1	76,7	908,3	-852,7	312,9	11,5	-70,11
160	2,97	74,7	905,9	62,1	908,0	-872,5	251,4	9,3	-56,9
165	2,97	75,3	906,5	46,9	907,7	-887,8	189,2	7,0	-43,2
170	2,97	75,7	906,9	31,5	907,4	-898,6	126,4	4,6	-29,0
175	2,97	76,0	907,1	15,8	907,3	-905,1	63,3	2,3	-14,6
180	2,97	76,0	907,2	0,0	907,2	-907,2	0,0	0,0	0,0
185	2,97	76,0	909,4	-15,8	909,6	-907,3	-63,4	-2,3	13,6
190	2,99	75,7	916,1	-31,8	916,7	-907,7	-127,7	-4,7	22,1
195	3,01	75,3	927,4	-48,0	928,7	-908,3	-193,6	-7,1	24,5
200	3,05	74,7	943,5	-64,6	945,7	-908,7	-261,9	-9,6	22,8
2205	3,11	73,9	964,6	-81,8	968,1	-908,8	-333,5	-12,3	19,2
210	3,17	72,8	991,2	-99,6	996,2	-908,2	-409,3	-15,1	16,0
215	3,25	71,3	1023,6	-118,2	1030,4	-906,3	-490,3	-18,1	18,4
220	3,35	69,5	1062,5	-137,7	1071,4	-902,5	-577,5	-21,3	20,7
225	3,46	67,2	1108,8	-158,4	1120,0	-896,0	-672,0	-24,8	22,8

230	3,60	64,4	II63,3	-180,3	II77,2	-885,9	-775,2	-28,6	24,7
235	3,76	61,0	I227,4	-203,8	I244,2	-871,0	-888,5	-32,8	26,4
240	3,95	57,0	I302,6	-229,0	I322,6	-849,7	-I0I3,5	-37,5	27,9
245	4,I7	52,4	I390,9	-256,3	I4I4,3	-820,I	-II52,2	-42,6	29,2
250	4,43	47,0	I494,7	-286,0	I52I,8	-779,9	-I306,7	-48,3	30,2
255	4,73	4I,0	I6I7,I	-3I8,4	I648,2	-726,I	-I479,6	-54,7	30,9
260	5,09	34,3	I762,2	-354,0	I797,4	-654,6	-I674,0	-6I,9	3I,4
265	5,52	27,0	I935,I	-393,4	I974,7	-560,5	-I893,4	-70,0	3I,5
270	6,03	I9,0	2I42,3	-437,2	2I86,4	-437,2	-2I42,3	-79,2	3I,4
275	6,64	IO,4	2392,4	-486,4	244I,3	-276,0	-2425,0	-89,7	3I,0
280	7,38	I,3	2696,7	-54I,7	2750,5	-65,2	-2749,8	-I0I,7	30,4
285	8,29	-8,I	3070,3	-604,5	3I29,2	2I0 ,7	-3I22,I	-II5,5	29,5
290	9,4I	-I7,9	3533,7	-676,I	3597,8	573 ,2	-355I,8	-I3I,4	28,4
295	IO,22	-27,9	3864,I	-7I2,2	3929,2	987,6	-3803,I	-I40,7	27,0
300	IO,22	-38,0	3854,I	-677,7	39I3,2	I340,I	-3676,6	-I36,0	25,5
305	IO,22	-48,0	3844,I	-638,4	3896,7	I68I,9	-35I5,0	-I30,0	23,8
3I0	IO,22	-57,8	3834,3	-594,4	3880,I	2009,3	-33I9,3	-I22,8	22,0
3I5	IO,22	-67,2	3824,2	-546,4	3863,7	23I8,2	-3090,9	-II4,3	20,I
320	IO,22	-76,I	38I5,9	-494,6	3847,9	2605,2	-283I,7	-I04,7	I8,I
325	IO,22	-84,4	3807,7	-439,7	3833,0	2866,9	-2544,I	-94,I	I5,9
330	IO,22	-9I,8	3800,2	-38I,9	38I9,4	3I00,I	-2230,8	-82,5	I3,8
335	IO,22	-98,4	3793,7	-32I,8	3807,3	3302,3	-I894,9	-70,I	II,5
340	IO,22	-I03,9	3788,2	-259,7	3797,I	3470,9	-I539,6	-56,9	9,3
345	IO,22	-I08,3	3783,8	-I96,I	3788,8	3604,I	-II68,7	-43,2	7,0
350	IO,22	-III,5	3780,6	-I3I,3	3782,9	3700,3	-785,8	-29,0	4,6
355	IO,22	-II3,4	3778,6	-65,8	3779,2	3758,5	-394,8	-I4,6	2,3
360	IO,22	-II4,I	3778,0	00,0	3778,0	3778,0	0,0	0,0	0,0

# ORGANIGRAMME DYNAMIQUE

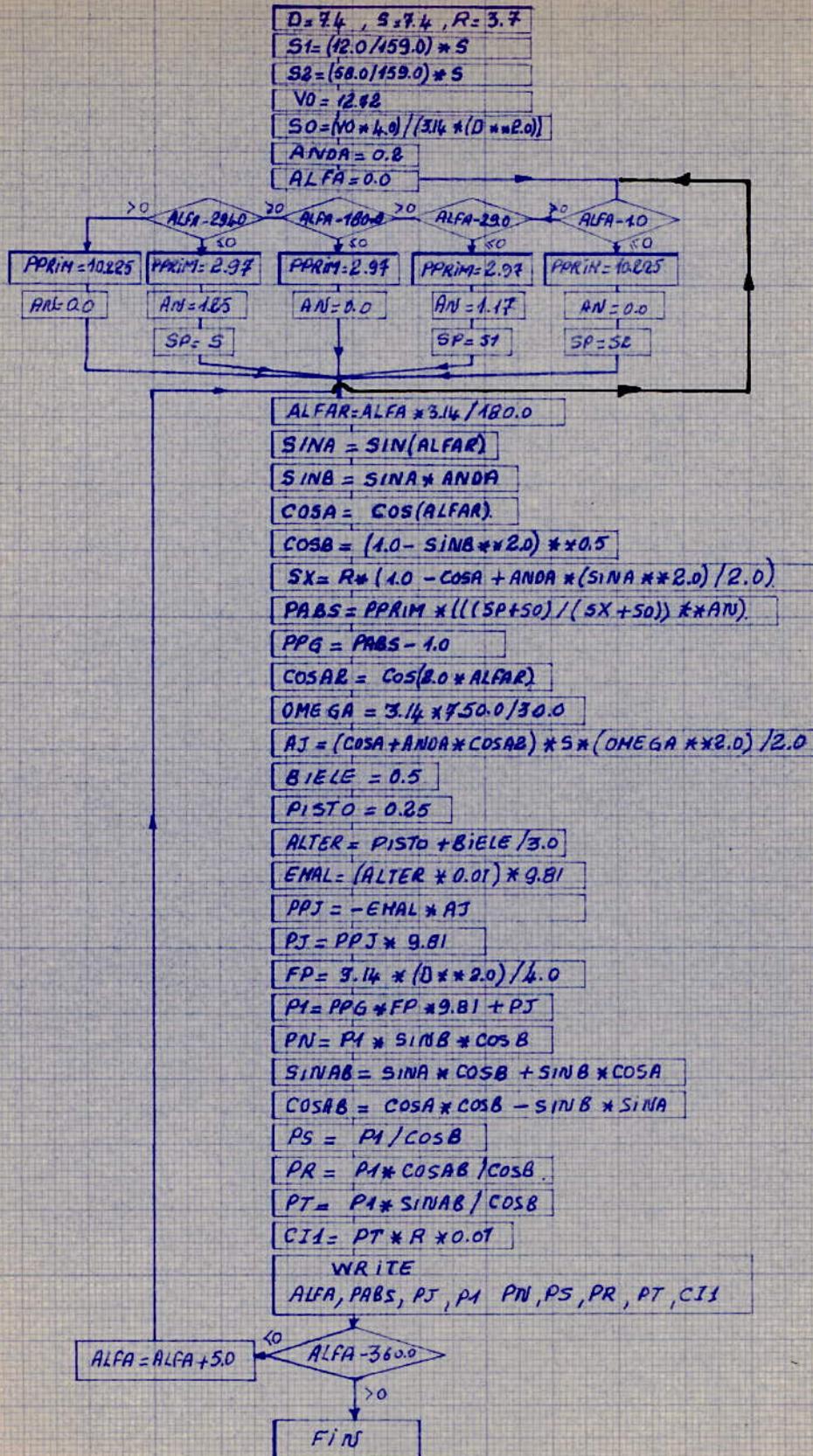


Fig: 12

PW, PS (n)

3000

2000

1000

800

600

400

200

-200

-400

-600

-800

PS

400°

200°

300°

$\alpha$

PN

Fig: 13



$P_1, P_J, P_{PG} (W)$

3000

2000

1000

$P_1$

$P_{PG}$

$P_J$

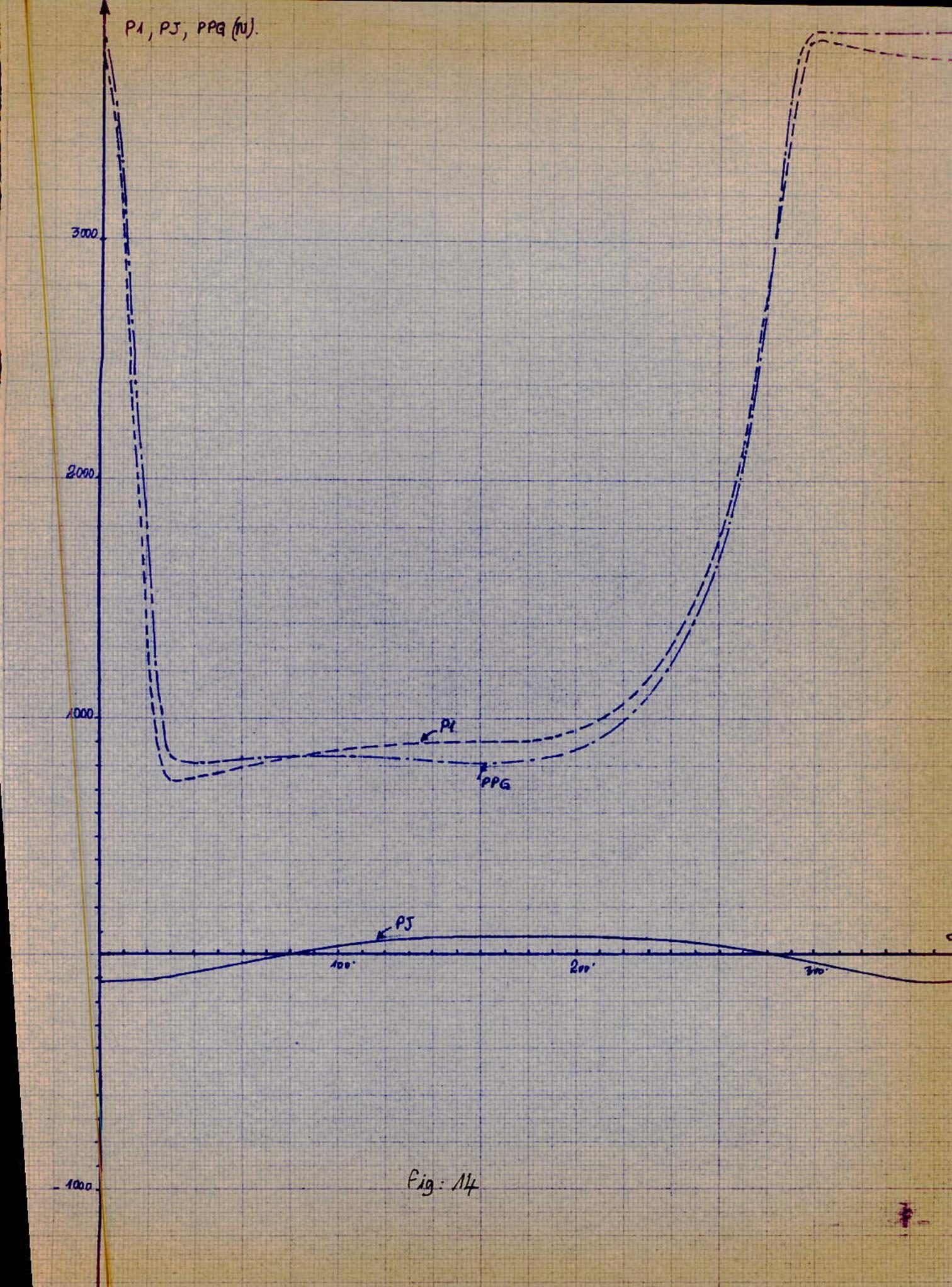
100'

200'

300'

1000

Fig: 114



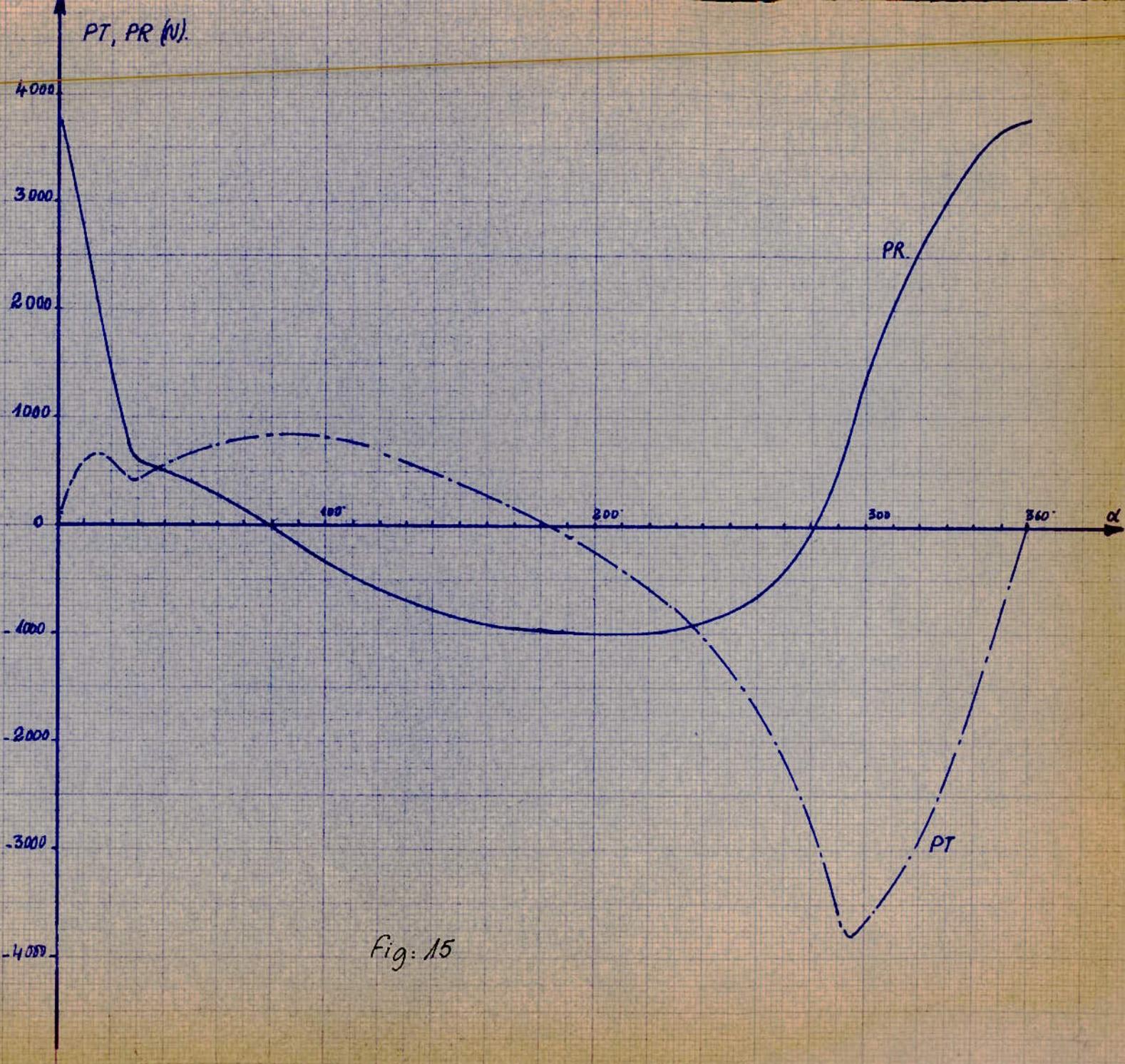


Fig. 15

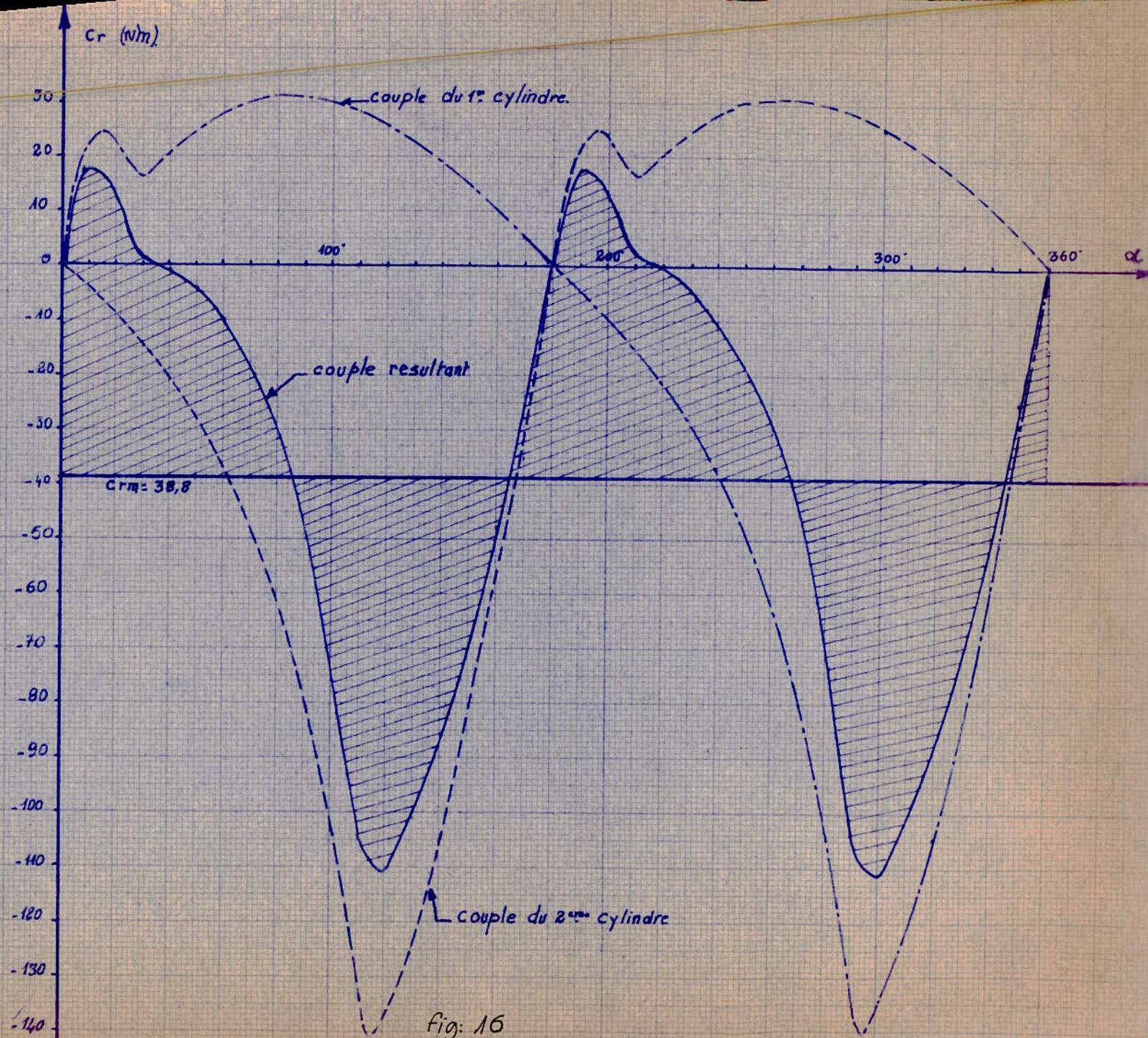


Fig: 16

CALCUL DU VOLANTa/ Généralités

Le volant est une masse circulaire calée sur la portée finale du vilebrequin. Il emmagasine l'énergie lorsque le couple est positif pour le restituer quand le compresseur a, à vaincre des résistances passives et notamment dans les phases où le couple peut devenir négatif.

b/ Couple résistant moyen

On obtient le couple résistant instantané  $\epsilon$  pour l'ensemble du compresseur, en faisant la somme des couples instantanés dus aux deux cylindres.

Le planimétrage de la courbe du couple résultant, nous donne (voir les courbes du calcul dynamique fig: 16)

$$6960 \text{ mm}^2 \quad \text{avec} \quad I \text{ mm}^2 = 2 \cdot \pi / 180 \quad \text{N.m}$$

Donc le travail résistant est de:

$$6960 \cdot 2 \cdot \pi / 180 = 244 \quad \text{Nm}$$

Le couple résistant moyen est:

$$C_{rm} = \frac{244}{2 \cdot \pi} = 38,8 \quad \text{Nm}$$

On sait qu'en régime permanent;  $C_{rm} = - C_m$

c/ Dimensions du volant

Nous pouvons remarquer que le couple résistant reprend les mêmes valeurs après un demi tour du vilebrequin, il suffit donc de considérer la période correspondant à une rotation de  $\pi$  radians. Donc entre 0 et  $\pi$  l'excès du travail résistant sur le travail moteur est donné par la surface hachurée du bas par:

$$L_v = I 660 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{180} = 58 \quad \text{Nm}$$

$$\omega = 78,6 \text{ rd/s} \quad \omega = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

$$L_v = I_v \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = I_v \cdot \left( \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega} \right) \cdot \omega^2 = I_v \cdot \omega^2 \cdot K$$

$$K = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega} \quad K: \text{coefficient d'irrégularité cyclique}$$

$K = 1/50$  pour les compresseurs commandés par courroie

D'où le moment d'inertie du volant  $I_v$

$$I_v = \frac{I_v}{K \cdot \omega^2} = \frac{58,50}{(78,6)^2} = 0,47 \text{ kg.m}^2$$

$$\underline{I_v = 0,47 \text{ kg.m}^2}$$

En prenant un rayon du volant en fonte  $r = 0,150 \text{ m}$ , en néglige le moment d'inertie des bras et du moyeu et en considérant la masse de la jante concentrée au rayon 'r', on a:

$$I_v = m \cdot r^2$$

$$\text{d'où la masse: } m = \frac{I_v}{r^2} = \frac{0,47}{(0,15)^2} = 21 \text{ kg} \quad \underline{m = 21 \text{ kg}}$$

Volume de la jante :  $\rho = 7,2 \text{ kg/dm}^3$

$$V = 21/7,2 = 2,92 \text{ dm}^3$$

$$\text{Section de la jante : } S = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{2,92}{2 \cdot \pi \cdot 1,5} = 0,31 \text{ dm}^2 = 31 \text{ cm}^2$$

On a intérêt à réaliser le moment d'inertie calculé avec un volant qui soit le plus léger possible, donc à choisir le rayon suffisamment grand. On est limité dans cette voie pour des raisons d'encombrement et surtout pour que la contrainte due aux forces d'inertie centrifuges reste acceptable.

Cette contrainte est donnée, en première approximation par

$$\tau = \rho \cdot (\omega \cdot r)^2 = 7,2 \cdot 10^3 \cdot (78,6 \cdot 0,15)^2 = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\text{vitesse périphérique} = \omega \cdot r = 11,8 \text{ m/s}$$

Pour la fonte la limite est de 20 m/s .

d/ Vérification de la puissance absorbée

$$P_a = \frac{C_{mr} \cdot \omega}{\eta_m} = \frac{38,8 \cdot 78,6}{0,925} = 3300 \text{ W} = 3,3 \text{ KW}$$

l'erreur par rapport à la puissance trouvée précédemment

$$\text{est donnée par: } \frac{3,336 - 3,3}{3,336} = 1,08 \%$$

VILEBREQUIN

a/ Généralités

Le vilebrequin repose par deux tourillons dans des paliers et transmet l'action motrice des manetons solidaires des coudes sur les bielles. Les diverses sections du vilebrequin sont sollicitées à la flexion et la torsion, avec des contraintes elles mêmes variables.

Le vilebrequin est fait en acier au nickel chrome avec une contrainte admissible de  $150 \text{ N/mm}^2$ .

b/ Dimensions

- Tourillon:  $dt = 0,6I.D = 45 \text{ mm}$   
 $lt = (1 \text{ à } 1,5)dt = 50 \text{ mm}$
- Maneton:  $dm = 0,55.D = 41 \text{ mm}$   
 $lm = 0,73.dm = 30 \text{ mm}$
- Epaisseur du bras:  $h = 0,25.D = 18,5 \text{ mm}$
- Largeur du bras:  $l = (2 \text{ à } 5)h = 3,03.h = 56 \text{ mm}$

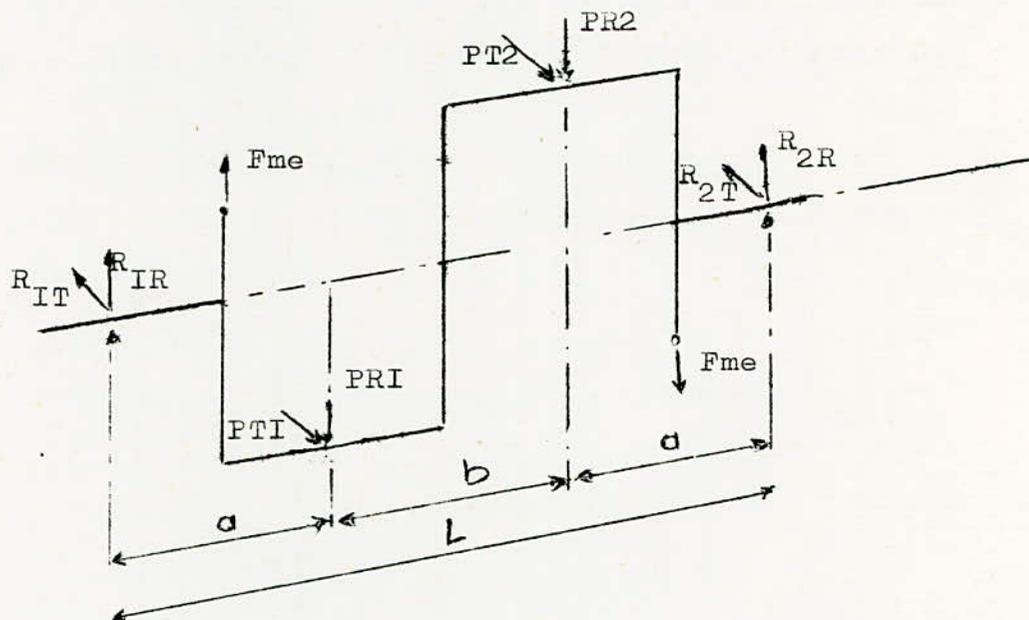


Fig: 17

$$a = -\frac{1t}{2} + -\frac{1m}{2} + h + 3,5 = 25 + 15 + 18,5 + 3,5 = 62 \text{ mm}$$

$$b = 136 \text{ mm}$$

$$L = 260 \text{ mm}$$

$$R_{2R} = PR1 \cdot \frac{a}{L} + PR2 \cdot \frac{a+b}{L}$$

$$R_{2T} = PT1 \cdot \frac{a}{L} + PT2 \cdot \frac{a+b}{L}$$

$$R_{1R} = PR2 \cdot \frac{a}{L} + PR1 \cdot \frac{a+b}{L}$$

$$R_{1T} = PT2 \cdot \frac{a}{L} + PT1 \cdot \frac{a+b}{L}$$

c/ Position où PR est maximum

En consultant le tableau des efforts, on a:

- pour le premier cylindre:  $\alpha=0^\circ$  PR=3778 N PT=0

- pour le deuxième cylindre: PR=-907 N PT=0

$$R_{1R} = -907 \cdot \frac{62}{260} + 3778 \cdot \frac{198}{260} = 2664 \text{ N}$$

$$R_{2R} = 3778 \cdot \frac{62}{260} - 907 \cdot \frac{198}{260} = 210 \text{ N}$$

1°/ Calcul du tourillon à la pression diamétrale

$$pt = \frac{R_{1R}}{1t \cdot dt} = \frac{2664}{50 \cdot 45} = 1,19 \text{ N/mm}^2$$

généralement pt doit être plus petite que 2 N/mm<sup>2</sup>

2°/ Vérification du tourillon à la flexion

A l'encastrement dans le bras, le moment fléchissant est donné par:

$$M_{ft} = l_f \cdot R_{1R}$$

$$l_f = \frac{1t}{2} + \frac{h}{2} = 25 + 9,25 = 34,25 \text{ mm}$$

$$M_{ft} = 34,25 \cdot 2664 = 91,5 \text{ IO}^3 \text{ N.mm}$$

contrainte de flexion:

$$t_t = M_{ft} / (I/V) \quad I/V = 0,1 \cdot dt^3 = 9100 \text{ mm}^3$$

$$t_t = -\frac{91,5}{9,1} = 10,05 \text{ N/mm}^2$$

### 3°/ Vérification du tourillon au cisaillement

$$\sqrt{t} = \frac{R_{IR}}{\sqrt{d} \cdot z / 4} = \frac{2664 \cdot 4}{3,14 \cdot 45^2} = 1,68 \text{ N/mm}^2$$

contrainte résultante:

$$n = (\sqrt{t}^2 + t_t^2)^{0,5} = (1,68^2 + 10,05^2)^{0,5} = 10,18 \text{ N/mm}^2$$

### 4°/ Vérification du tourillon à l'échauffement

Cette vérification se fait à l'aide du coefficient de Martinet 'e' qui doit être supérieur à la valeur 5.

$$e = \frac{10^8 \cdot Z \cdot N}{p_t} \quad \text{avec}$$

$p_t = 1,19 \text{ N/mm}^2$  pression diamétrale

$Z = 40 \cdot 10^{-3} \text{ N/s.m}^2$  viscosité du lubrifiant

$N = 12,5 \text{ tr/s}$

$$e = 10^8 \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 12,5}{1,19 \cdot 10^{-6}} = 42 \text{ qui est supérieur à 5}$$

### 5°/ Vérification du maneton à la flexion

Le moment fléchissant est maximum au milieu du maneton.

$$M_f = R_{IR} \cdot a = 2664 \cdot 62 = 16,5 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$$

contrainte de flexion:

$$t_m = M_f / (I/V) \quad I/V = 0,1 \cdot \text{dm}^3 = 6900 \text{ mm}^3$$

$$t_m = \frac{16,5}{0,69} = 23,9 \text{ N/mm}^2$$

### 6°/ Calcul du maneton à la pression diamétrale

Pour plus de sécurité, on prend la valeur maximale de PR

$$p_m = \frac{PR}{l_m \cdot d_m} = \frac{3778}{41 \cdot 30} = 3,08 \text{ N/mm}^2$$

$p_m$  doit être plus petite que  $5 \text{ N/mm}^2$

7°/ Vérification du maneton à l'échauffement

$$e = 10^8 \frac{Z \cdot N}{p_m} = 10^8 \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 12,5}{3,08 \cdot 10^6} = 16,25$$

donc 'e' est supérieur à 5

d/ Position où PT est maximum

Daprès les courbes, on a :

- pour le premier cylindre :  $\alpha = 295^\circ$  PT = -3803 N PR = 987 N
- pour le deuxième cylindre : PT = 731 N PR = -521 N

1°/ Réactions

$$R_{2R} = 987 \cdot \frac{62}{260} - 521 \cdot \frac{198}{260} = -160 \text{ N}$$

$$R_{2T} = -3803 \cdot \frac{62}{260} + 731 \cdot \frac{198}{260} = -352 \text{ N}$$

$$R_{1R} = -521 \cdot \frac{62}{260} + 987 \cdot \frac{198}{260} = 628 \text{ N}$$

$$R_{1T} = 731 \cdot \frac{62}{260} - 3803 \cdot \frac{198}{260} = -2726 \text{ N}$$

2°/ Calcul du maneton

- moment fléchissant dû à PR

$$M_1 = R_{1R} \cdot a = 628 \cdot 62 = 39000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- moment fléchissant M2 dû à PT

$$M_2 = R_{1T} \cdot a = 2726 \cdot 62 = 16,9 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- moment fléchissant résultant M

$$M = (M_1^2 + M_2^2)^{0,5} = 10^4 (3,9^2 + 16,9^2)^{0,5} = 17,4 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

- contrainte de flexion

$$t = \frac{M}{(I/V)} = \frac{17,4 \cdot 10^4}{6900} = 25,2 \text{ N/mm}^2$$

3°/ Calcul du tourillon

- moment fléchissant dû à l'effort radial PR

$$M1 = R_{IR} \cdot lf = 628.34,25 = 21500 \text{ N.mm}$$

- contrainte de flexion

$$t1 = \frac{M1}{(I/V)} = \frac{21500}{9100} = 2,37 \text{ N/mm}^2$$

- moment fléchissant dû à l'effort tangentiel PT

$$M2 = R_{IT} \cdot lf = 2726.34,25 = 93400 \text{ N.mm}$$

- contrainte de flexion

$$t2 = \frac{M2}{(I/V)} = \frac{93400}{9100} = 10,25 \text{ N/mm}^2$$

- moment fléchissant résultant

Les réactions étant perpendiculaires, on aura:

$$M = (M1^2 + M2^2)^{0,5} = 10^4 (2,15^2 + 9,34^2)^{0,5} = 96000 \text{ Nmm}$$

- contrainte résultante

$$t = \frac{M}{(I/V)} = \frac{96000}{9100} = 10,55 \text{ N/mm}^2$$

#### 4°/ Calcul du bras

On assimilera le bras à une section rectangulaire

- moment fléchissant dû à PT

$$M3 = PT \cdot R = 3803.37 = 141000 \text{ N.mm}$$

- contrainte de flexion

$$t3 = \frac{M3}{(I_G/V)} = \frac{I_{G\alpha} \cdot h \cdot l^3}{12(h/2)} = \frac{h \cdot l^2}{6} = \frac{56^2 \cdot 18,5}{6}$$

$$(I_{G\alpha}/V) = 9660 \text{ mm}^3$$

$$t3 = \frac{141000}{9660} = 14,6 \text{ N/mm}^2$$

- moment fléchissant dû à PR

$$M4 = R_{IR} \cdot lf = 628.34,25 = 21500 \text{ N.mm}$$

- contrainte de flexion

$$t4 = \frac{M4}{(I_G/V)} \Rightarrow$$

$$\frac{I_{G\beta}}{V} = \frac{1 \cdot h^3}{12(h/2)} = \frac{1 \cdot h^2}{6} = \frac{56 \cdot 18,5^2}{6} = 3190 \text{ mm}^3$$

$$t_4 = -\frac{21590}{3190} = 6,75 \text{ N/mm}^2$$

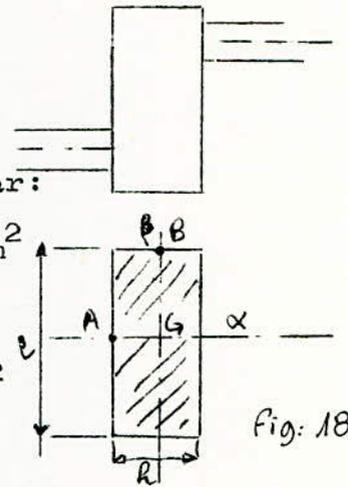
- moment de torsion du bras

$$M_5 = R_{IT} \cdot l_f = 2726,34,25 = 93400 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

les contraintes maximales pour une section rectangulaire sont données par:

$$\text{en B: } t_B = \frac{4,5 M_5}{h \cdot l^2} = \frac{4,5 \cdot 93400}{18,5 \cdot 56^2} = 7,24 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{en A: } t_A = \frac{4,5 \cdot M_5}{h^2 \cdot l} = \frac{4,5 \cdot 93400}{18,5^2 \cdot 56} = 21,9 \text{ N/mm}^2$$



- contrainte idéale en A

$$n_A = -\frac{I}{2} \cdot t_4 + \frac{I}{2} (t_4^2 + 4 \cdot t_A^2)^{0,5}$$

$$n_A = \frac{I}{2} \cdot 6,75 + \frac{I}{2} (6,75^2 + 4 \cdot 21,9^2)^{0,5} = 25,57 \text{ N/mm}^2$$

- contrainte idéale en B

$$n_B = \frac{I}{2} \cdot t_3 + \frac{I}{2} (t_3^2 + 4 \cdot t_B^2)^{0,5}$$

$$n_B = \frac{I}{2} \cdot 14,6 + \frac{I}{2} (14,6^2 + 4 \cdot 7,24^2)^{0,5} = 17,6 \text{ N/mm}^2$$

AXE DU PISTON

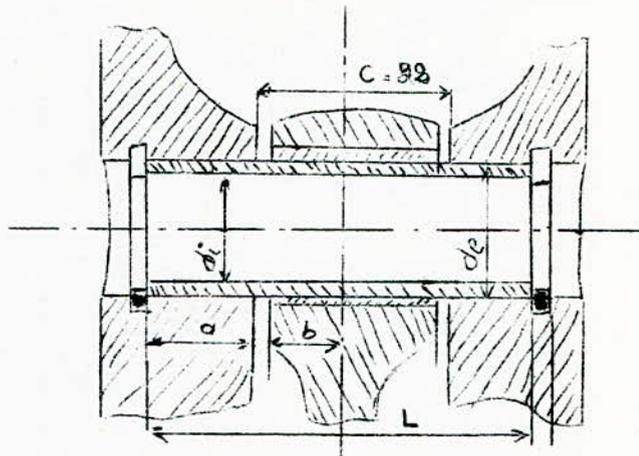


Fig: 19

Il est généralement fait en acier de cémentation 10NC6.

La fixation longitudinale est assurée par deux joncs; dans un but d'allègement, cet axe est creux pour les compresseurs rapides.

a/ Dimensions

On prend:  $a=b= 13 \text{ mm}$

diamètre extérieur:

$$\frac{d_e}{D} = 0,25 \text{ à } 0,3 \text{ on prend: } d_e = 0,3 \cdot D = 22,2 \text{ mm}$$

diamètre intérieur:

$$\frac{d_i}{d_e} = 0,6 \text{ à } 0,8 \text{ on prend: } d_i = 0,7 \cdot d_e = 15,5 \text{ mm}$$

L'effort maximum transmis par l'articulation est donné par les calculs dynamiques:  $P_s = 3929,26 \text{ N}$

b/ Pression diamétrale maximum au pied de bielle

$$p = \frac{P_s}{d_e \cdot 2b} = \frac{3929,26}{22,2 \cdot 26} = 6,8 \text{ N/mm}^2$$

généralement  $p$  doit être plus petite que  $10 \text{ N/mm}^2$

c/ Pression diamétrale maximum dans la zone des appuis

$$p' = \frac{P_s}{2a \cdot d_e} = \frac{3929,26}{2 \cdot 13 \cdot 22,2} = 6,8 \text{ N/mm}^2$$

d/ Contrainte de flexion

Cette contrainte a pour limite  $120 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_f = \frac{Ps(L + 2C - 1,5 \cdot 2b)}{1,2d_c^3(I - \alpha^4)}$$

$$L = 54 \text{ mm}$$

$$C = 28 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{d_i}{d_c} = \frac{15,5}{22,2} = 0,70$$

$$\sigma_f = 3929,26 \frac{(54 + 2 \cdot 28 - 1,5 \cdot 26)}{1,2 \cdot 22,2^3 (I - 0,70^4)} = 31,6 \text{ N/mm}^2$$

e/ Contrainte de cisaillement

$$\tau = \frac{0,85 \cdot Ps(I + \alpha + \alpha^2)}{d_c^2(I - \alpha^4)} = \frac{0,85 \cdot 3929,26(I + 0,70 + 0,70^2)}{22,2^2(I - 0,70^4)}$$

$$\tau = 19,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{limite de } \tau = 70 \text{ N/mm}^2$$

PISTON

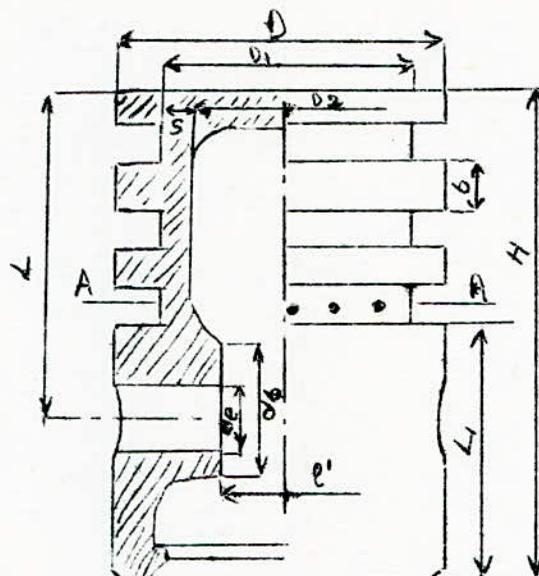


Fig: 20

Métal: fonte

Diamètre calculé :  $D = 74 \text{ mm}$

$H = (1,2 \text{ à } 1,4) \cdot D = 1,35 \cdot D = 100 \text{ mm}$

$L_I = 62 \text{ mm}$  ; choisit par construction

$L = (0,4 \text{ à } 0,85) \cdot D = 0,84 \cdot D = 62 \text{ mm}$

$h = (0,06 \text{ à } 0,1) \cdot D = 7,5 \text{ mm}$

$b = 8 \text{ mm}$  ; choisit

$S = (0,05 \text{ à } 0,18) \cdot D = 0,0675 \cdot D = 5 \text{ mm}$

$de = (0,25 \text{ à } 0,3) \cdot D = 0,3 \cdot D = 22,2 \text{ mm}$

$db = (1,3 \text{ à } 1,6) \cdot de = 1,6 \cdot de = 35,5 \text{ mm}$

$l' = (0,35 \text{ à } 0,5) \cdot D = 0,432 \cdot D = 32 \text{ mm}$

Section: A-A

La section au niveau des trous d'évacuation de l'huile, est vérifiée à la pression.

$$\sigma_{pr} = \frac{P}{F} \frac{G}{A}$$

$$P_G = 3900 \text{ N} \quad ; \quad \text{pression maximale des gaz} \quad (\text{voir graphe 14})$$

$$F_A = \pi \cdot \frac{D_I^2 - D_2^2}{4} - \frac{D_I - D_2}{2} \cdot n \cdot d_m$$

$n = 12$  ; nombre de trous pour l'évacuation de l'huile.

$d_m = 2 \text{ mm}$  ; diamètre moyen des trous.

$$D_I = 66 \text{ mm}$$

$$D_2 = 54 \text{ mm}$$

$$F_A = 3,14 \cdot \frac{6,6^2 - 5,4^2}{4} - 12 \cdot \frac{6,6 - 5,4}{2} \cdot 0,2 = 9,86 \text{ cm}^2$$

$$F_A = 986 \text{ mm}^2$$

$$\nabla_{pr} = \frac{3900}{986} = 3,96 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte admissible est de  $20 \text{ N/mm}^2$ .

- pression spécifique dans la partie du guidage qui se trouve entre le piston et le cylindre.

$$q = \frac{PN_{\max}}{D \cdot L_I}$$

$$PN_{\max} = 712,2 \text{ N} \quad (\text{voir graphe : 13})$$

$$D = 74 \text{ mm}$$

$$L_I = 62 \text{ mm}$$

$$q = \frac{712,2}{74 \cdot 62} = 0,155 \text{ N/mm}^2$$

#### Vérification du premier cordon

$$D_I = 66 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$P_I = F \cdot 0,9 \cdot P_g$$

$$P' = F \cdot 0,22 \cdot P_g$$

$$F = \pi \cdot (D^2 - D_I^2) / 4$$

$$P_g = \frac{P_G}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{4 \cdot 3900}{3,14 \cdot (74)^2} = 0,91 \text{ N/mm}^2$$

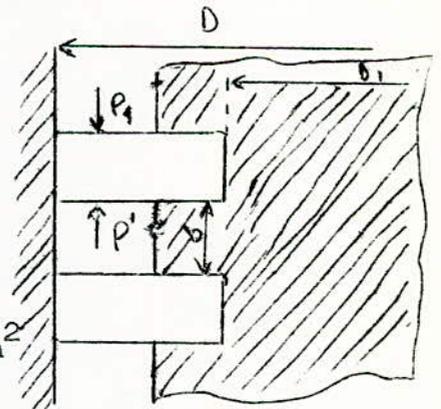


Fig: 21

#### contrainte de flexion

$$\nabla = 4,5 \cdot P_g \cdot \left(\frac{D}{b}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 4,5 \cdot 0,91 \cdot \left(\frac{74}{8}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,35 \text{ N/mm}^2$$

contrainte tangentielle

$$\tau = 3,14 \cdot P_g \cdot \frac{D}{b} \cdot 10^{-2} = 3,14 \cdot 0,91 \cdot \frac{74}{8} \cdot 10^{-2} = 0,264 \text{ N/mm}^2$$

contrainte totale

$$\tau_r = (\tau^2 + \tau_c^2)^{0,5} = 0,437 \text{ N/mm}^2$$

Segments

Ils sont en fonte spéciale avec une limite élastique de 280 à 350 N/mm<sup>2</sup>. Ils se montent dans les gorges par élasticité; une fois en place, ils doivent exercer une pression sensiblement uniforme.

Le segment en place, avec la fibre moyenne circulaire, exerce une pression p.

Le moment fléchissant en un point quelconque est:

$$M_f = p \cdot h \cdot r^2 (1 - \cos \theta)$$

Le moment est maximum en B.

$$M_{f_{\max}} = 2 \cdot p \cdot h \cdot r^2$$

on prend:  $p = 4 \text{ N/cm}^2$

Contrainte maximale en B.

$$n = 12 \cdot p \cdot r^2 / e^2$$

$$e = 0,4 \cdot D = 3 \text{ mm}$$

$$h = e = 3 \text{ mm}$$

$$r = R - e/2 = 35,5 \text{ mm}$$

$$n = 12 \cdot 4 \cdot \left(\frac{35,5}{3}\right)^2 = 67,2 \cdot 10^2 \text{ N/cm}^2 = 67,2 \text{ N/mm}^2$$

$$M_{f_{\max}} = 2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot (35,5)^2 = 302,4 \text{ N.mm}$$

Un segment usiné avec une fibre moyenne circulaire, ne saurait donner au montage une pression uniforme sur le cylindre.

On accepte cependant une telle forme en raison de sa simplicité; mais la pression sur le cylindre est alors variable.

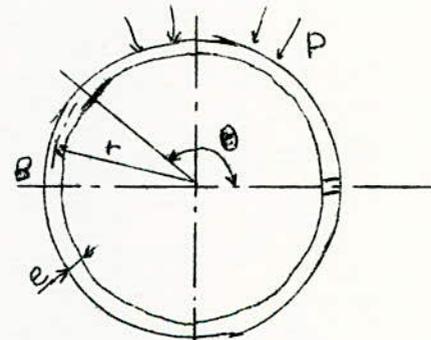
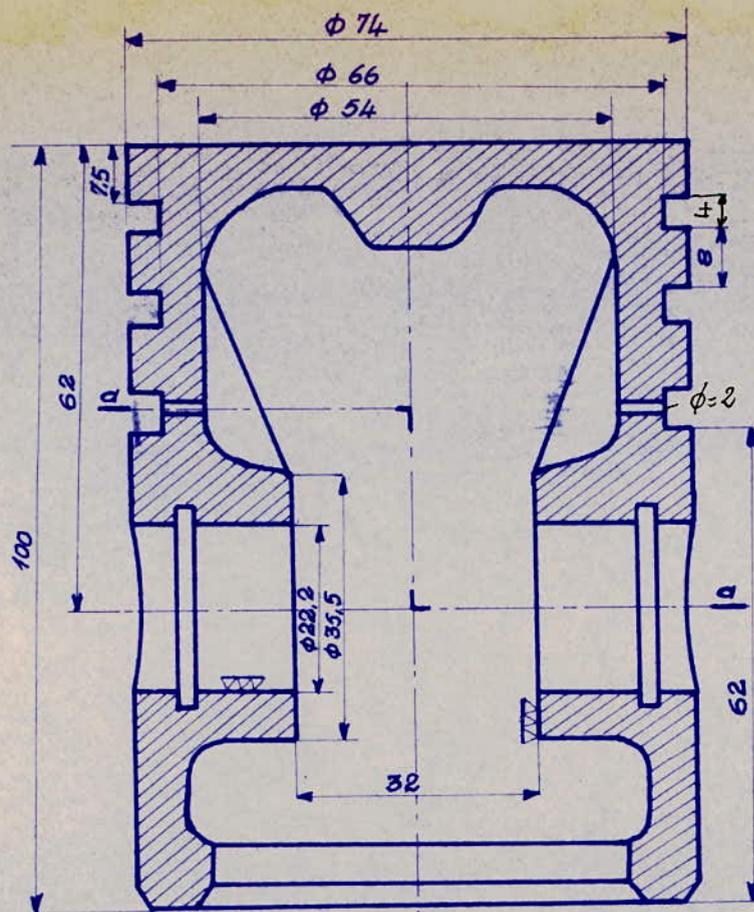


Fig: 22



Coupe : a-a

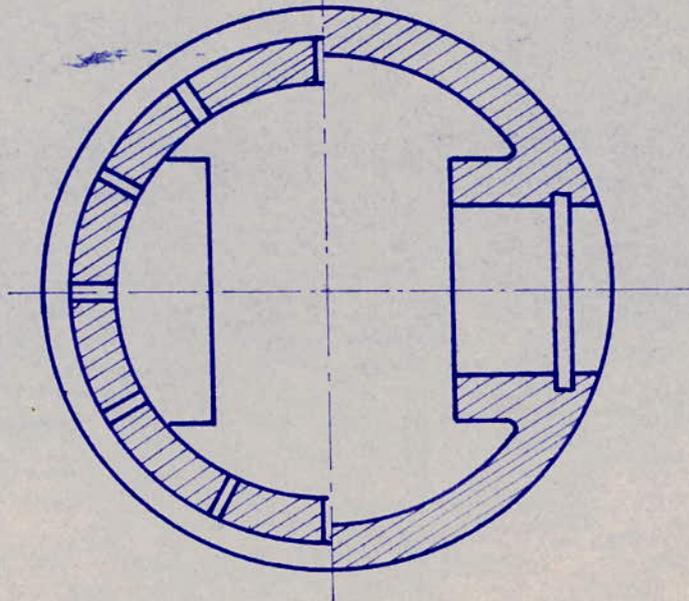


Fig: 23

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE DALGER	
Echelle: 1	KASMI
PISTON	30-4-74

BIELLE

La bielle transmet l'effort du piston au maneton ou inversement. Elle comprend essentiellement un corps de forme allongée, un pied qui s'articule au piston et une tête qui tourne sur le maneton.

on a  $\lambda = \frac{R}{L} = 0,2$       donc la longueur de la bielle sera:

$$L = 37 / 0,2 = 185 \text{ mm}$$

Le choix du métal est fonction de l'effort et du mode de fabrication, on prend de l'acier moulé qui a pour:

$$R_r = 560 \text{ N/mm}^2 \quad \text{résistance à la rupture}$$

$$R_e = 320 \text{ N/mm}^2 \quad \text{limite élastique}$$

a/ Dimensions

La section sera en double té, on se fixe les proportions en fonction de l'épaisseur de l'âme 'e'; et on déduit S, I<sub>x</sub>, et I<sub>y</sub> par rapport à 'e'.

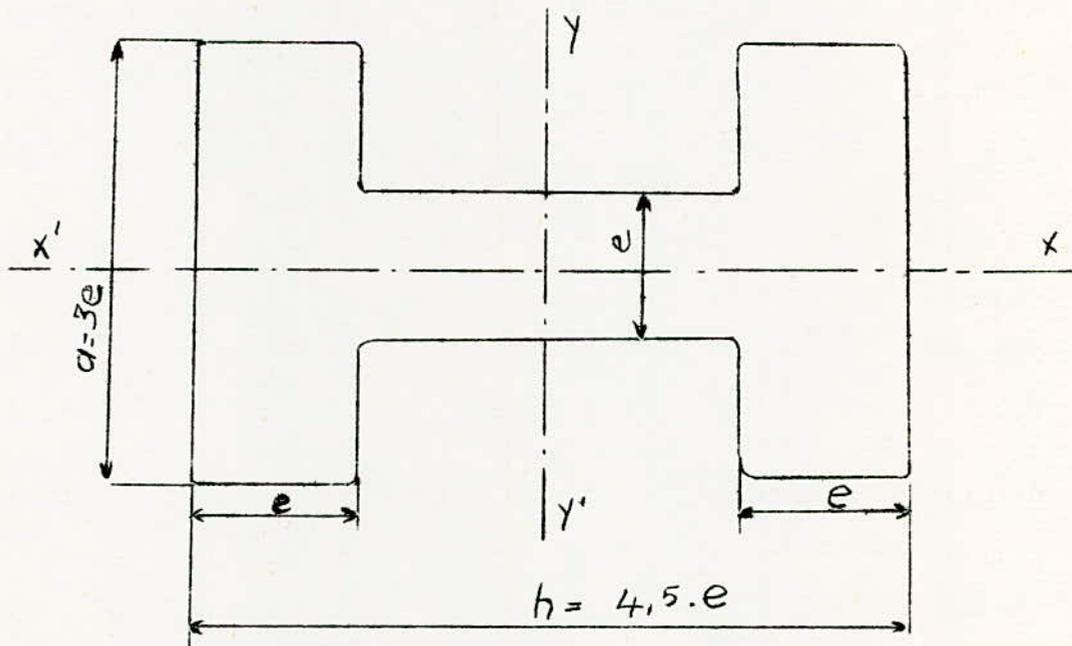


Fig: 24

$$I_x = \frac{h \cdot a^3}{12} - \frac{(h - 2 \cdot e)(a^3 - e^3)}{12} = \frac{4,5 \cdot e(3e)^3}{12} - \frac{(4,5 \cdot e - 2e)((3e)^3 - e^3)}{12}$$

$$I_x = 4,7 \cdot e^4$$

$$I_y = \frac{a \cdot h^3}{12} - \frac{(a - e)(h - 2 \cdot e)^3}{12} = \frac{3 \cdot e(4,5 \cdot e)^3}{12} - \frac{(3 \cdot e - e)(4,5 \cdot e - 2 \cdot e)^3}{12}$$

$$I_y = 20,15 \cdot e^4$$

$$S = 2 \cdot a \cdot e + (h - 2 \cdot e)e = 2 \cdot 3e \cdot e + (4,5e - 2e)e$$

$$S = 8,5 \cdot e^2$$

### a/ Calcul de la section au flambement

L'effort maximum qui s'exerce sur la bielle est donné par les calculs dynamiques.

$$P_{s_{\max}} = 3929,26 \text{ N} \quad (\text{voir graphe: 13})$$

Cet effort est majoré par un coefficient de flambement K

K = 7 à 10 pour les bielles lentes, on prend K = 10

D'après Euler, on a :

$$K \cdot P_{s_{\max}} = \frac{(3,14)^2 \cdot E \cdot I_x}{(\alpha \cdot L)^2}$$

$I_x$ : le plus petit moment d'inertie de la section par rapport à un axe passant par le centre de gravité.

$E = 20 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$  module d'élasticité

$L = 185 \text{ mm}$  longueur libre de flambage.

$\alpha = 1$

$$\text{on aura: } I_x = \frac{K \cdot P_{s_{\max}} \cdot (\alpha \cdot L)^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{10 \cdot 3929,26 \cdot (185)^2}{(3,14)^2 \cdot 20 \cdot 10^4} = 682 \text{ mm}^4$$

$$\text{donc } 4,7 \cdot e^4 = 682$$

$$e = 3,5 \text{ mm} \quad \text{cependant on adoptera } e = 4 \text{ mm}$$

$$\text{donc } I_x = 4,7 \cdot e^4 = 1200 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 20,15 \cdot e^4 = 5140 \text{ mm}^4$$

$$S = 8,5 \cdot e^2 = 136 \text{ mm}^2$$

c/ Vérification par la formule de Rankine

La contrainte de flambement est donnée par la contrainte de compression simple, majorée par  $(1 + N/C)$ .

$$n = -\frac{Ps}{S} \left( 1 + \frac{N}{C} \right)$$

$N = 320 \text{ N/mm}^2$  limite élastique

$$C = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_x}{(\alpha \cdot L)^2 \cdot S} = \frac{3,14^2 \cdot 20 \cdot 10^4 \cdot 1200}{(185)^2 \cdot 136} = 508 \text{ N/mm}^2$$

$$n = -\frac{3929,26}{136} \left( 1 + \frac{320}{508} \right) = 47 \text{ N/mm}^2$$

inertie fléchissante:

En supposant la bielle de section uniforme, le moment fléchissant est:

$$m_f = 0,064 \cdot M \cdot L \cdot \omega^2 \cdot R$$

il est situé à  $0,58 \cdot L$  du pied de bielle

$$M = 0,5 \text{ kg} \quad R = 37 \text{ mm}$$

$$m_f = 0,064 \cdot 0,5 \cdot 0,185 \cdot (78,6)^2 \cdot 0,037 = 1,35 \text{ N.m}$$

$$m_f = 1,35 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où la contrainte } n' = -\frac{m_f}{\frac{I_y}{v}} = \frac{1,35 \cdot 10^3}{\frac{5140}{9}} = 2,37 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{on a alors } n + n' < R_{pc} = 160 \text{ N/mm}^2$$

$$47 + 2,37 = 49,37 < 160 \text{ N/mm}^2$$

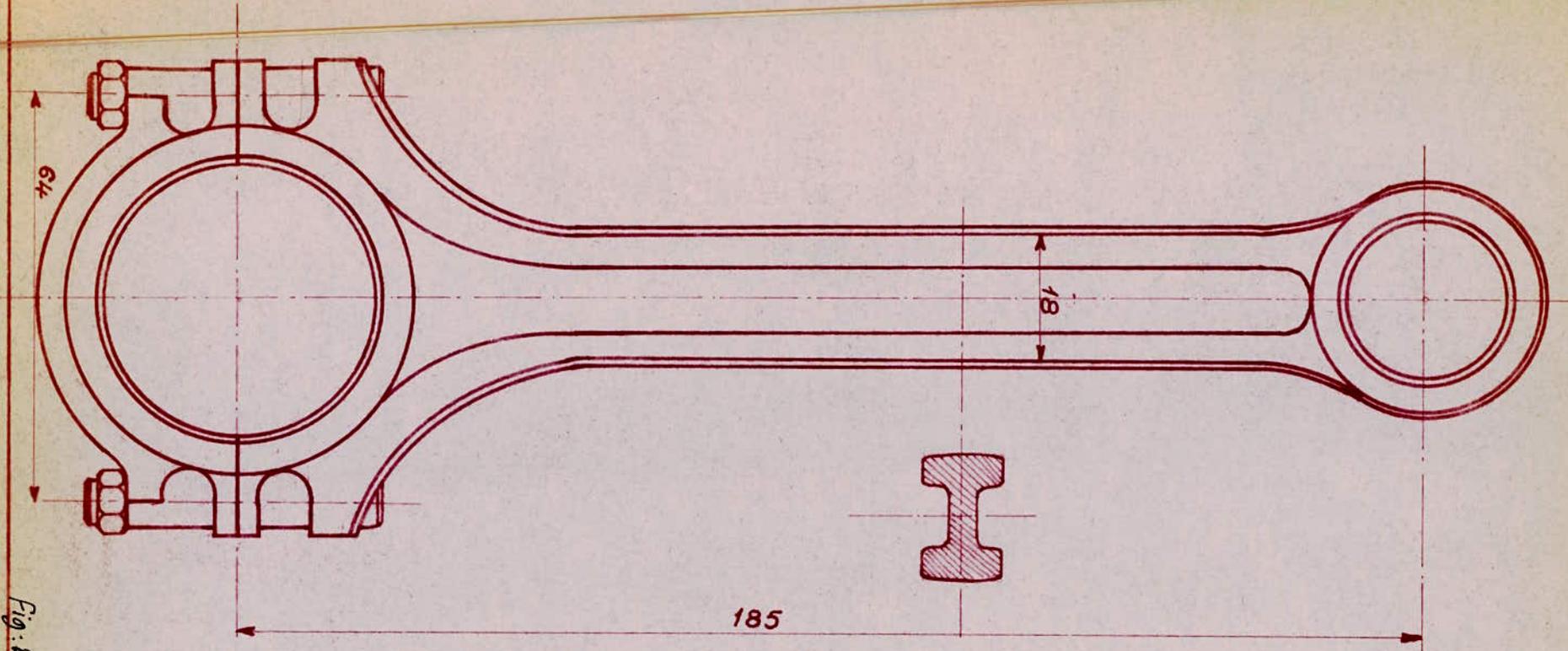
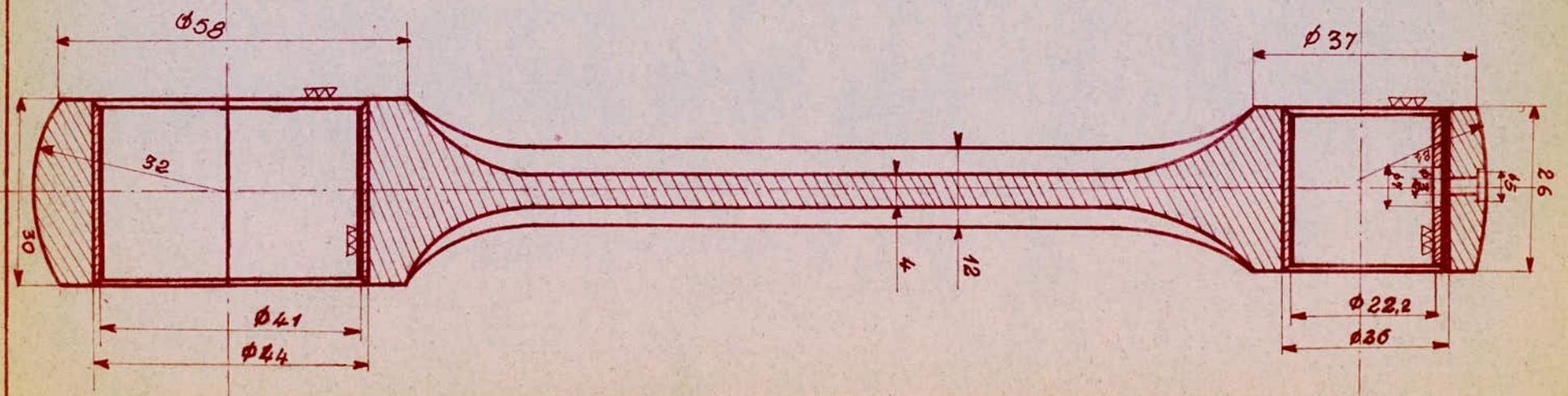


Fig. 25



## EQUILIBRAGE DES FORCES D'INERTIE

Le système est équilibré lorsqu'à chaque instant, on a une résultante  $\vec{R}_i = 0$  et un moment résultant  $\vec{M}_i = 0$ .

### a/ Equilibrage des forces d'inertie rotatives

Dans le but de réduire les déformations élastiques du vilebrequin, il est nécessaire d'équilibrer aussi parfaitement que possible les forces centrifuges engendrées par les masses en mouvement circulaire.

Soit:

-  $F_{ir} = m_R \cdot R \cdot \omega^2$  force d'inertie rotative du coude avec:

$$m_R = m_m + m_r$$

-  $F_{me} = m_e \cdot \rho \cdot \omega^2$  force d'inertie rotative de la masse additionnelle.

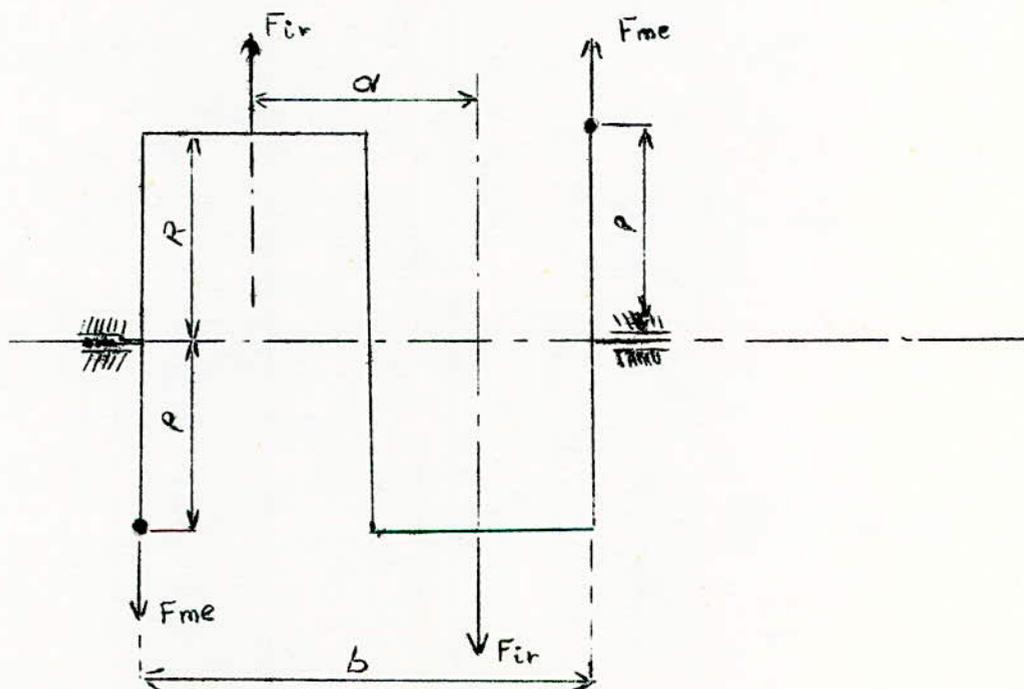


Fig: 26

Les forces d'inertie rotatives des coudes donnent lieu à un couple  $\approx$  Fir.a

Pour équilibrer ce couple, la solution consiste à ajouter des contrepoids au vilebrequin pour créer un couple égale et de sens contraire.

On aura donc :

$$m_R \cdot \omega^2 \cdot R \cdot a = m_c \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b$$

ce qui donne :

$$m_c = m_R \cdot \frac{R}{\rho} \cdot \frac{a}{b}$$

a = 136 mm

b = 188 mm

$m_R$  : masse du coude plus la masse de la tête de la bielle

$$m_R = m_m + m_r = 2 \text{ kg}$$

$$\rho = 45 \text{ mm}$$

La masse additionnelle sera :

$$m_c = 2 \cdot \frac{37 \cdot 136}{45 \cdot 188} = 1,19 \text{ kg}$$

$$\text{Fir} = 2.228 = 456 \text{ N}$$

$$\text{Fmc} = 1,19 \cdot 0,045 \cdot 78,5^2 = 330 \text{ N}$$

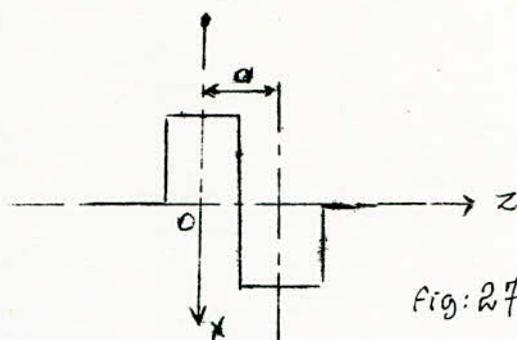
En réalité, on ne peut se contenter de cet équilibrage vu le poids approximatif des éléments.

Pour un équilibrage plus soigné, on utilise dans l'industrie une équilibreuse dynamique avec les bielles montées sur le vilebrequin.

#### b/ Equilibrage des forces d'inertie alternatives

Soit un système d'axes OXYZ issus de l'intersection de l'axe du premier cylindre.

Soit  $\psi = 180^\circ$  le décalage du 2<sup>eme</sup> maneton compté dans le sens de rotation à partir du 1<sup>er</sup>, et 'a' la distance des axes des cylindres.



La force d'inertie alternative s'écrit:

$$P_j = -m_A \cdot \frac{dx^2}{dt^2}$$

$$\frac{dx^2}{dt^2} = \omega^2 \cdot R (\cos \alpha + C_2 \cdot \cos 2\alpha + C_4 \cdot \cos 4\alpha + C_6 \cdot \cos 6\alpha \dots)$$

Le terme en  $\alpha$  est dit force d'inertie longitudinale du 1<sup>er</sup> ordre, le terme en  $2\alpha$  force du 2<sup>eme</sup> ordre.

Le système est équilibré au premier ordre, au second ordre ou au troisième ordre, si les forces d'inertie correspondantes sont nulles.

### 1°/ Equilibrage des forces d'inertie du premier ordre

Pour l'ensemble du compresseur on a:

$$\sum P_{jI} = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R (\cos \alpha + \cos(\alpha + 180))$$

$$\sum P_{jI} = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R (\cos \alpha - \cos \alpha) = 0$$

Les forces du 1<sup>er</sup> ordre sont donc équilibrées.

### 2°/ Couple d'inertie du 1<sup>er</sup> ordre

$$\sum m_{loy} (P_{jI}) = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R (a \cdot \cos(\alpha + 180))$$

$$\sum m_{loy} (P_{jI}) = m_A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot a \cdot \cos \alpha$$

Il est donc non équilibré.

### 3°/ Forces d'inertie du 2<sup>eme</sup> ordre

$$\sum P_{j2} = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R C_2 (\cos(2\alpha) + \cos 2(\alpha + 180))$$

$$\sum P_{j2} = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot C_2 \cdot 2 \cdot \cos(2\alpha)$$

ces forces ne sont donc pas équilibrées

4°/ Couple des forces d'inertie du 2<sup>eme</sup> ordre

$$\sum m_{oy} (P_{j2}) = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot C_2 (a \cdot \cos 2(\alpha + 180))$$

$$\sum m_{oy} (P_{j2}) = -m_A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot C_2 \cdot a \cdot \cos(2\alpha)$$

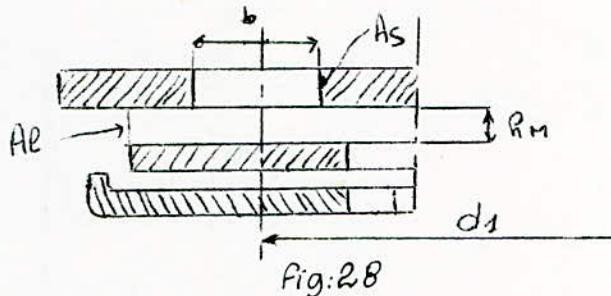
non équilibré aussi.

En conclusion, on peut dire que seule est équilibrée la résultante du 1<sup>er</sup> ordre, il reste un couple du 1<sup>er</sup> ordre et les résultantes d'ordre supérieure.

## SOUPAPES

### a/ Soupape d'aspiration

#### I°/ Dimensions



$W_{sm}$  représente la vitesse moyenne du fluide dans la section  $A_s$ .

$W_{sm} = 10 \text{ à } 20 \text{ m/s}$  on prend  $W_{sm} = 12 \text{ m/s}$

De l'équation de continuité, on peut écrire :

$$A_s \cdot W_{sm} = W_{pm} \cdot A_p$$

$A_p$ : section du piston

$W_{pm}$ : vitesse moyenne du piston

$$A_s = \frac{W_{pm}}{W_{sm}} \cdot A_p = \frac{1,85}{12} \cdot 43 = 6,63 \text{ cm}^2$$

$$\underline{A_s = 6,63 \text{ cm}^2}$$

On prend  $b = 8 \text{ mm}$

On a :  $A_s = \pi \cdot d_I \cdot b$   $d_I = \frac{A_s}{\pi \cdot b} = \frac{663}{3,14 \cdot 8} = 26,4 \text{ mm}$

$$\underline{d_I = 26,4 \text{ mm}}$$

$\xi$  = coefficient d'ouverture de la soupape

$$\xi = \frac{A_l}{A_s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h_M \cdot d_I}{\pi \cdot b \cdot d_I} = \frac{2 \cdot h_M}{b}$$

$\xi = 0,3 \text{ à } 0,8$  on prend  $\xi = 0,5$

$$h_M = \frac{4 \cdot b}{2} = \frac{0,5 \cdot 8}{2} = 2 \text{ mm}$$

$$\underline{h_M = 2 \text{ mm}}$$

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot h_M \cdot d_I = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 26,4 = 332 \text{ mm}^2 = 3,32 \text{ cm}^2$$

$$\underline{A_1 = 3,32 \text{ cm}^2}$$

De l'équation de continuité;  $A_1 \cdot W_{lm} = A_p \cdot W_{pm}$ , on déduit  $W_{lm}$  la vitesse moyenne du fluide dans la section  $A_1$ .

$$W_{lm} = W_{pm} \cdot \frac{A_p}{A_1} = 1,85 \cdot \frac{43}{3,32} = 24 \text{ m/s}$$

$$\underline{W_{lm} = 24 \text{ m/s}}$$

#### 2°/ Masse approximative du disque

On prend une épaisseur  $e = 1,5 \text{ mm}$  et diamètre moyen de 30 mm.

$$\text{volume} = \frac{\pi \cdot (30)^2 \cdot 1,5}{4} = 1050 \text{ mm}^3 = 1,05 \text{ cm}^3$$

$$m_s = 1,05 \cdot 7,8 = 8,2 \text{ g}$$

#### 3°/ Poids spécifique du fluide

$$\rho_I = \frac{P_I}{R \cdot T_I} = \frac{2,97 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{488,35 \cdot 263} = 2,3 \text{ kg/m}^3$$

$$\underline{\rho_I = 2,3 \text{ kg/m}^3}$$

#### 4°/ Poussée du fluide

$$F_a = F_1 + F_2 + F_3$$

$F_1$ : force de pression due à la différence de pression entre les deux surfaces du disque.

$F_2$ : force d'impulsion due à l'écoulement du fluide.

$F_3$ : force d'inertie des masses mobiles.

$$F_1 = (1 + \frac{1}{2}) \cdot \rho \cdot W_{lm}^2 \cdot A_s$$

$$F_2 = \dot{m} \cdot W_s = \rho \cdot A_s \cdot W_{lm}^2$$

$$F_3 = m_s \cdot a_M$$

$\zeta$ : coefficient de résistance locale. On prend  $\zeta = 2$

$$W_{lm} = \frac{A_p}{A_l} W_{pM} \quad \text{avec } W_{pM}: \text{vitesse maximum du piston}$$

$$W_{pM} = 1,14 \cdot \frac{S \cdot n}{30}$$

$$W_{lm} = \frac{43}{3,32} \cdot 1,14 \cdot 1,85 = 27,4 \text{ m/s}$$

$$W_{sm} = \frac{43}{6,63} \cdot 1,14 \cdot 1,85 = 13,7 \text{ m/s}$$

h: levée de la soupape

$$h = h_M \cdot \sin \alpha \quad -\frac{dh^2}{dt^2} = -h_M \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha = a$$

$$a_M = -h_M \cdot \omega^2$$

$$F_a = (1 + \zeta) \frac{\rho}{2} \cdot W_{lm}^2 \cdot A_s + \rho \cdot W_{sm}^2 \cdot A_s - m_s \cdot h_M \cdot \omega^2$$

$$F_a = (1 + 2) \frac{2,3}{2} (27,4)^2 \cdot 6,63 \cdot 10^{-4} + 2,3 (13,7)^2 \cdot 6,63 \cdot 10^{-4} - 8,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot (750)^2 / 900$$

$$F_a = 1,72 + 0,286 - 0,1 = 1,9 \text{ N}$$

On voit qu'il n'est pas nécessaire de prévoir des ressorts.

#### b/ Soupape de refoulement

##### I°/ Dimensions

$W_{sm} = 15 \text{ à } 25 \text{ m/s}$  on choisit  $W_{sm} = 18 \text{ m/s}$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (74)^2}{4} = 4300 \text{ mm}^2 = 43 \text{ cm}^2$$

$$A_s \cdot W_{sm} = W_{pM} \cdot A_p$$

$$A_s = \frac{W_{pM}}{W_{sm}} \cdot A_p = \frac{1,85}{18} \cdot 43 = 4,42 \text{ cm}^2$$

$$\underline{A_s = 4,42 \text{ cm}^2}$$

On prend  $b = 6 \text{ mm}$

$$d_I = \frac{A_s}{\pi \cdot b} = \frac{442}{3,14 \cdot 6} = 23,5 \text{ mm}$$

$$\underline{d_I = 23,5 \text{ mm}}$$

$$\xi = \frac{Al}{As} = \frac{2 \cdot h_M \cdot d_I}{d_I \cdot b} = \frac{2 \cdot h_M}{b} \quad \xi = 0,5$$

$$h_M = \frac{\xi \cdot b}{2} = \frac{0,5 \cdot 6}{2} = 1,5 \text{ mm}$$

$$\underline{h_M = 1,5 \text{ mm}}$$

$$Al = 2 \cdot \pi \cdot h_M \cdot d_I = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 23,5 = 222 \text{ mm}^2 = 2,22 \text{ cm}^2$$

$$\underline{Al = 2,22 \text{ cm}^2}$$

$$Al \cdot W_{lm} = A_p \cdot W_{pm} \quad W_{lm} = W_{pm} \cdot A_p / Al = 1,85 \cdot 43 / 2,22 = 36 \text{ m/s}$$

$$\underline{W_{lm} = 36 \text{ m/s}}$$

2°/ Masse approximative du disque

$$\text{épaisseur} = 1,5 \text{ mm}$$

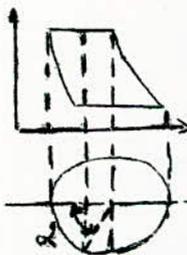
$$\text{volume} = 3,14 \cdot (29)^2 \cdot 1,5 / 4 = 1 \text{ cm}^3$$

$$m_s = 7,8 \text{ g}$$

3°/ Masse spécifique du fluide

$$\rho = \frac{P_2}{R \cdot T_2} = \frac{10,22 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{488,35 \cdot 337} = 6,1 \text{ kg/m}^3$$

3°/ Poussée du fluide



$$\alpha' = \omega \cdot tr \quad ; \quad tr = \alpha' / \omega = \alpha' \cdot 30 / \pi \cdot n$$

$$h_{Mr} = tr \cdot \frac{\omega r_M + \omega r_m}{2} = \frac{a \cdot tr}{2} \cdot tr = \frac{1}{2} tr^2 \cdot a$$

$$a = \frac{2 \cdot h_{Mr}}{tr^2}$$

Pour calculer l'accélération maximum, on prend  $\alpha'$  qui correspond à la moitié de la course de refoulement.

$$\alpha' = \pi/4 \quad ; \quad tr = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{30}{\pi \cdot 750} = 10^{-2}$$

$$Fr = (1 + \xi) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot W_{lm}^2 \cdot As + \rho \cdot W_s^2 \cdot As + m_s \cdot \frac{2 \cdot h_{Mr}}{tr^2}$$

$$W_{lm} = \frac{A_p}{Al} \cdot W_{pm} = \frac{43}{2,22} (1,14 \cdot 1,85) = 41 \text{ m/s}$$

$$W_{sM} = \frac{A_p}{A_s} \cdot W_{pM} = \frac{43}{4,42} \cdot 1,14 \cdot 1,85 = 20,6 \text{ m/s}$$

On prend:  $\xi = 2$

$$Fr = (1 + 2) \cdot \frac{6,1}{2} \cdot (41)^2 \cdot 4,42 \cdot 10^{-4} + 6,1 \cdot (20,6)^2 \cdot 4,42 \cdot 10^{-4} \\ + \frac{7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{(10^{-2})^2}$$

$$Fr = 6,78 + 1,148 + 0,24 = 8,16 \text{ N}$$

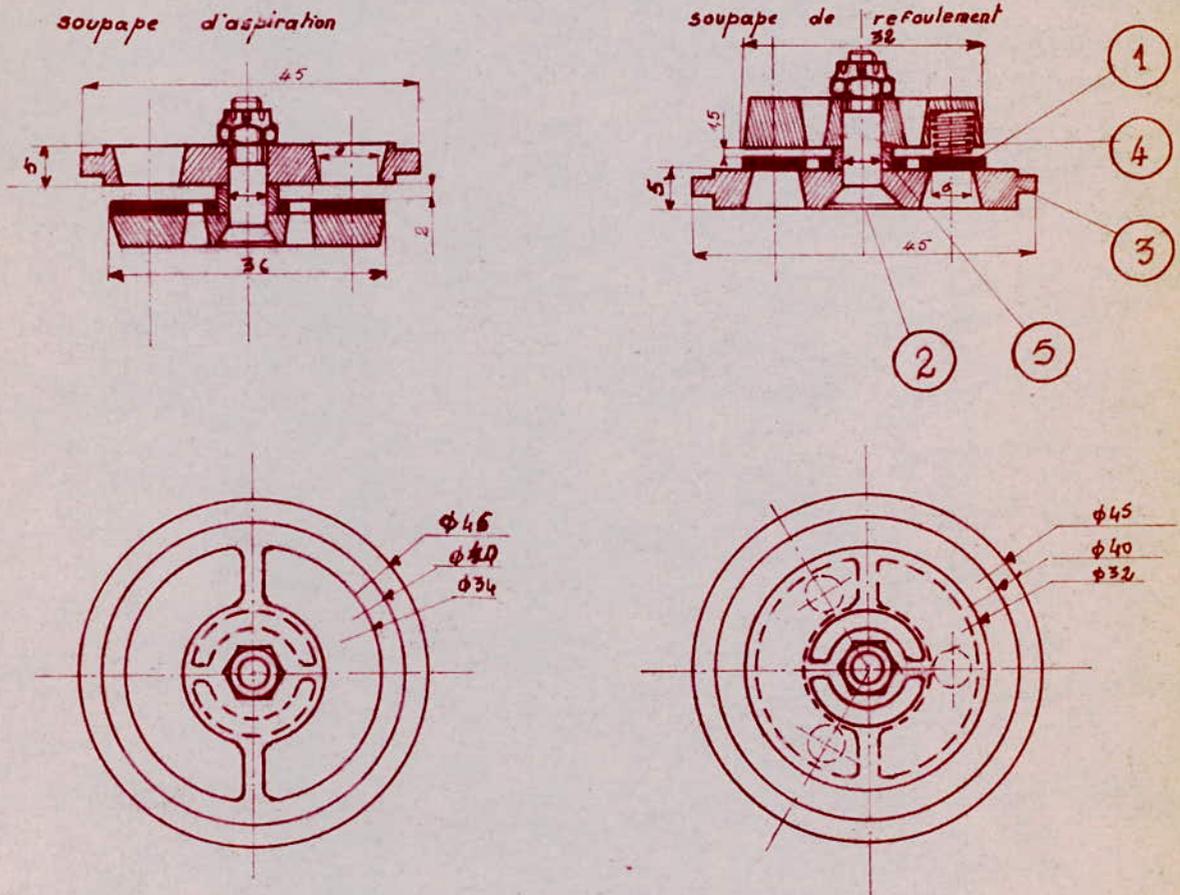


Fig: 29

5	1	entretoise	acier
4	3	tressort	acier
3	1	siege	acier
2	1	boulon	acier
1	1	Disque	acier
rep	nbr	Designation	matiere

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Echelle: 1

KASMI

SOUPAPES

30-4-74

CALCUL DES RESSORTS

Poussée des ressorts:  $F_r = 8,16 \text{ N}$  (soupape de refoulement)

$h_M = 1,5 \text{ mm}$  ; levée maximum

Poussée initiale (soupape de refoulement fermée):

$$F_0 = 0,5 \cdot F_r = 0,5 \cdot 8,16 = 4,08 \text{ N}$$

On prendra trois ressorts; la poussée d'un seul sera:

$$F_r = \frac{8,16}{3} = 2,72 \text{ N}$$

$$F_0 = \frac{4,08}{3} = 1,36 \text{ N}$$

$$(\Delta h / \Delta F) = \frac{h_M}{2,72 - 1,36} = \frac{1,5}{1,36} = 1,1 \text{ mm/N} = 11 \text{ mm/daN}$$

Charge pratique :  $R = 30 \text{ daN/mm}^2$

Limite élastique:  $R_e = 60 \text{ daN/mm}^2$

d: diamètre du ressort

r: rayon d'enroulement

on prend :  $(r/d) = 5$

$$M_t = F_r \cdot r = R \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$d^3 = \frac{16 \cdot F_r \cdot r}{R \cdot \pi}$$

$$d^2 = \frac{16 \cdot F_r}{R \cdot \pi} \cdot \left(\frac{r}{d}\right)$$

$$d^2 = \frac{16 \cdot 0,272}{30 \cdot 3,14} \cdot 5 = 0,231$$

$$d = 0,48 \text{ mm}$$

$$r = 5 \cdot d = 5 \cdot 0,48 = 2,4 \text{ mm}$$

a/ nombre de spires

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot \Delta h}{64 \cdot r^3 \cdot \Delta F} = \frac{8500 \cdot (0,48)^4}{64 \cdot (2,4)^3} \cdot 11 = 5,6 \text{ spires}$$

$n = 5,6$  spires utiles

on prend 6 spires, ce qui donne une hauteur d'aplatissement approximative:

$$H_a = d \cdot n = 0,48 \cdot 6 = 2,88 \text{ mm}$$

b/ Contrainte sous la force Fr

$$tr = \frac{16 \cdot Fr \cdot r}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 0,272 \cdot 2,4}{3,14 \cdot (0,48)^3} = 30 \text{ daN/mm}^2$$

flèche correspondante:

$$hr = \frac{64 \cdot Fr \cdot n \cdot r^3}{8500 \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 0,272 \cdot 5,6 \cdot (2,4)^3}{8500 \cdot (0,48)^4} = 3 \text{ mm}$$

c/ Contrainte à l'aplatissement

$$ta = \frac{4}{5} R_0 = 48 \text{ daN/mm}^2$$

flèche correspondante:

$$ha = -\frac{hr}{tr} \cdot ta = -\frac{3}{30} \cdot 48 = 4,8 \text{ mm}$$

d/ Hauteur de fabrication

$$h = ha + Ha = 4,8 + 2,88 = 7,68 \text{ mm}$$

pas de l'hélice:

$$p = \frac{h}{n} = \frac{7,68}{6} = 1,28 \text{ mm}$$

e/ Longueur du fil nécessaire

$$l = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,4 \cdot 6 = 90 \text{ mm}$$

## REFROIDISSEMENT DU CYLINDRE

Le refroidissement par air ne nécessite aucun entretien; aussi est-il préféré pour les petits compresseurs de moins de 10 Ch.

Le cylindre est garni d'ailettes venus de fonderie.

### a/ Quantité de chaleur à évacuer

$$Q_I = (0,1 \text{ à } 0,2) P_{ad}$$

on prend :

$$Q_I = 0,1455 \cdot P_{ad}$$

$$P_{ad} = W_{ad} \cdot \dot{m} = 182.29,7 = 5400 \text{ Kj/h (par cylindre)}$$

$$P_{ad} = \frac{5400}{4,18} = 1290 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_I = 0,1455 \cdot 1290 = 188 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{ce qui donne: } q = \frac{Q_I}{\dot{m}} = 188/29,7 = 6,335 \text{ Kcal/kg}$$

### b/ Épaisseur du cylindre

Le cylindre est fait en fonte dont la résistance pratique est de 20 N/mm<sup>2</sup>.

$$\text{on a : } p_c \cdot D \cdot l = 2 \cdot l \cdot e \cdot \sqrt{p}$$

$$e = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot \sqrt{p}}$$

$$p_c = (2 \text{ à } 5) p_{\max} \quad ; \quad p_{\max} = 100,5 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{on prend : } p_c = 5 \cdot p_{\max} = 5 \text{ N/mm}^2$$

$$e = \frac{5 \cdot 74}{2 \cdot 20} = 9,25 \text{ mm}$$

### c/ Hauteur des ailettes

Pour le refroidissement à air, le coefficient global de transmission de la chaleur K se trouve entre 30 et 40 Kcal/h.m<sup>2</sup>.°C

$$\text{on prend : } K = 30 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La température de l'air extérieur est de 20°c.

On aura :  $Q_I = K.A.\Delta T$

$$A = \frac{Q_I}{K.\Delta T} = \frac{188}{30(67-20)} = 0,1334 \text{ m}^2$$

En prenant une hauteur à refroidir du cylindre égale à 90 mm, un nombre d'ailettes égal à 8 avec un pas  $t = 7 \text{ mm}$  et une épaisseur à la base de 4 mm .

On aura :

$$A = 8(\pi.d_I.t) + 2.8.\frac{\pi}{4}((d_I+2.h)^2 - d_I^2)$$

$$(d_I+2.h)^2 = \frac{A - 8.\pi.d_I.t}{4.\pi} + d_I^2$$

$d_I$ : diamètre extérieur du cylindre

$$d_I = 74 + 2.9,25 = 92,5 \text{ mm}$$

$$(92,5 + 2.h)^2 = \frac{133400 - 8.\pi.92,5.7}{4.\pi} + 92,5^2 = 17875 \text{ mm}^2$$

La hauteur des ailettes circulaires est donc:

$$\underline{h = 21 \text{ mm}}$$

e/ Débit d'air

$$C_p.\Delta T.Q = Q_I$$

$Q_I$ : quantité totale de chaleur à évacuer pour les deux cylindres.

$$Q_I = 376 \text{ Kcal/h}$$

$C_p = 0,31 \text{ Kcal/m}^3.\text{°c}$  ; chaleur spécifique de l'air.

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 35 - 20 = 15\text{°c} ; T_{2\text{max}} = 40\text{°c}$$

$$\text{donc } Q = \frac{Q_I}{C_p.\Delta T} = \frac{376}{0,31.15} = 80,8 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0224 \text{ m}^3/\text{s}$$

Avec ce débit d'air très faible, l'échange de chaleur se fait donc naturellement sans l'intervention d'un ventilateur hélice.

## CONDENSEUR

### a/ Généralités

Le rôle du condenseur est de soustraire de la chaleur au fluide comprimé et chaud que lui envoie le compresseur, de manière à le ramener à l'état liquide.

Il doit :

- refroidir la vapeur comprimée et surchauffée dans le compresseur, jusqu'à la température de saturation.
- de soustraire les calories nécessaires pour la liquéfier à la température de condensation.
- il doit aussi refroidir le liquide obtenu jusqu'à la température observée avant le régleur, mais dans notre cas on ne s'occupera pas du sous-refroidissement.

Le fluide frigorigène s'écoule de haut en bas dans deux serpentins qui sont généralement d'égale longueur, tandis que l'eau s'écoule du bas vers le haut.

### b/ paramètres

- chaleur latente de l'ammoniaque à 25°C :  $r = 278,66 \text{ Kcal/kg}$
- température de la vapeur à la sortie du compresseur : 67°C
- température de la vapeur à la sortie du condenseur : 25°C
- température d'entrée de l'eau : 18°C
- température de sortie : 25°C
- débit masse d'ammoniaque :  $\dot{m} = 59,4 \text{ kg/h}$
- chaleur spécifique :  $\overline{C_p} = 0,50 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$

### c/ Chaleur totale à évacuer

$$q = \bar{C}_p \cdot \Delta t + r \text{ Kcal/kg}$$

$$q = 0,508.42 + 278,66 = 300 \text{ Kcal/kg}$$

$$\text{donc: } Q = \dot{m} \cdot q = 59,4.300 = 17820 \text{ Kcal/h}$$

Pour une raison de sécurité, on ajoute 15%

$$0,15.17820 = 2670 \text{ Kcal/h}$$

Donc la quantité totale de chaleur évacuée au condenseur est:

$$\underline{Q = 17820 + 2670 = 20490 \text{ Kcal/h}}$$

#### d/ Débit d'eau

Quantité d'eau nécessaire au refroidissement:

$$\dot{m}_e = \frac{Q}{\bar{C}_p \cdot \Delta t} = \frac{20490}{1,25 - 18} = 2930 \text{ kg/h}$$

Le débit d'eau sera :

$$\underline{Q_e = 2,93 \text{ m}^3/\text{h}}$$

#### e/ Débit d'ammoniaque

$$Q_v = \dot{m} \cdot v \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad \frac{v_1}{v_2} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} = \left( \frac{340}{263} \right)^{\frac{1}{1,25-1}} = 2,78$$

$$v_2 = \frac{v_1}{2,78} = \frac{0,418}{2,78} = 0,1505 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_v = 0,1505.59,4 = 8,95 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit par tube sera: 4,475 m<sup>3</sup>/h

Dimensions des tubes : 12/17 mm

f/ Coefficient de convection vapeur - paroi- Vitesse de la vapeur d'ammoniaque

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4,475.4}{3600.3,14.(0,012)^2} = 11 \text{ m/s}$$

$$\underline{V = 11 \text{ m/s}}$$

viscosité cinématique de la vapeur :  $\nu = 1,65.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

viscosité dynamique :  $\eta = 11.10^{-6} \text{ kg/m.s}$

chaleur spécifique :  $C_p = 0,508 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$

coefficient de conductivité :  $\lambda = 0,025 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

- Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{11.12.10^{-3}}{1,65.10^{-6}} = 80000$$

$$\underline{Re = 80000}$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \cdot \eta}{\lambda} = \frac{0,508.11.10^{-3}.3600}{0,025} = 0,795$$

$$\underline{Pr = 0,795}$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu = 0,018.Re^{0,8}.Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,018.(80000)^{0,8}.(0,795)^{0,4}$$

$$Nu = 0,018.33,4.250.0,915 = 137,5$$

$$\underline{Nu = 137,5}$$

- Coefficient de convection

$$\alpha_D = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{137,5 \cdot 0,025}{12 \cdot 10^{-3}} = 286 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\underline{\alpha_D = 286 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Transmission de la chaleur dans les serpentins tubulaires

$$\alpha_s = \alpha_D \cdot \left( 1 + 3,54 \cdot \frac{D}{D_s} \right)$$

$\alpha_D$  : coefficient de transmission de la chaleur du tube droit

D : diamètre intérieur du tube

$D_s$  : diamètre moyen de la courbure des serpentins

$$\alpha_s = 286 \cdot \left( 1 + 3,54 \cdot \frac{0,012}{0,200} \right) = 286 \cdot (1 + 0,210)$$

$$\underline{\alpha_s = 343 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

g/ Coefficient de convection paroi-eau

- Vitesse de l'eau

$$S = \frac{\pi}{4} \left( (0,3)^2 - (0,1)^2 \right) - \pi \cdot (0,15 \cdot 0,017 + 0,25 \cdot 0,017)$$

$$S = 0,063 - 0,0214 = 0,0416 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{2,93}{3600 \cdot 0,0416} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$$

chaleur spécifique de l'eau :

$$C_p = 1 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

coefficient de conduction :

$$\lambda = 0,514 \text{ Kcal/h.m} \cdot ^\circ\text{C}$$

viscosité dynamique :

$$\eta = 3,6 \text{ kg/m.h}$$

viscosité cinématique :

$$\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Diamètre équivalent

$$S = \text{section transversale} = \frac{\pi}{4} \left( (0,3)^2 - 2 \cdot (0,017)^2 - (0,1)^2 \right)$$

$$S = 0,0624 \text{ m}^2$$

$$P = \text{périmètre mouillé} = \pi(0,3 + 0,1 + 2 \cdot 0,017) = 1,36 \text{ m}$$

$$Deq = \frac{4 \cdot 0,0624}{1,36} = 0,184 \text{ m}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{1,96 \cdot 10^{-2} \cdot 0,184}{10^{-6}} = 3600$$

$$Re = 3600$$

- Nombre de Prandl

$$Pr = \frac{Cp \cdot \eta}{\lambda} = \frac{1,3,6}{0,514} = 7$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu = 0,020 \cdot (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4}$$

$$Nu = 0,020 \cdot (3600)^{0,8} \cdot (7)^{0,4}$$

$$Nu = 0,020 \cdot 700 \cdot 2,18 = 30,5$$

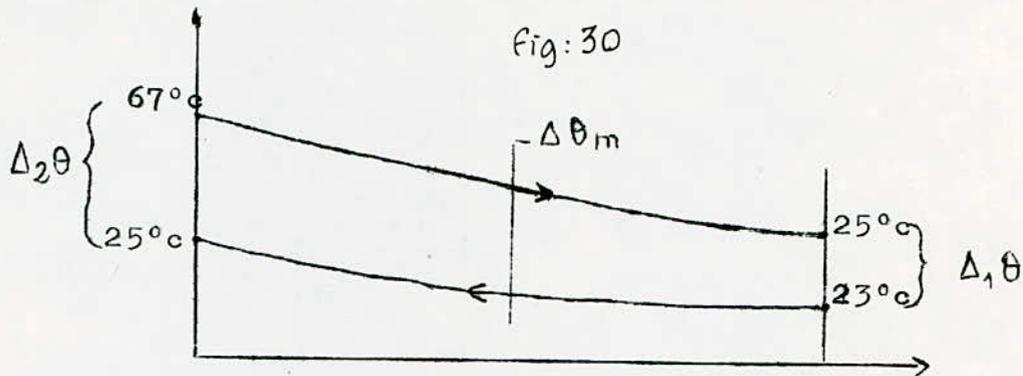
- Coefficient de convection

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{30,5 \cdot 0,514}{0,017} = 924 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_w = 924 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

h/ Coefficient global de transmission de la chaleur

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8 \cdot Di} + \frac{1}{\alpha_w \cdot De} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \ln \frac{De}{Di}}}$$



$$\lambda_{\text{acier}} = 47 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} = \frac{47 \cdot 3600}{4,18} = 40,5 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

La quantité totale de chaleur à évacuer pour refroidir la vapeur surchauffée s'écrit donc :

$$Q = K \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta \theta_m \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta \theta_m = \frac{\Delta_2 \theta - \Delta_1 \theta}{\ln \frac{\Delta_2 \theta}{\Delta_1 \theta}} = \frac{42 - 2}{\ln \frac{42}{2}} = \frac{40}{3,042} = 13,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{343 \cdot 12 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2 \cdot 40,5 \ln \frac{17}{12}} + \frac{1}{924 \cdot 17 \cdot 10^{-3}}}$$

$$\underline{K = 3,22 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

i/ Quantité de chaleur à enlever à la vapeur surchauffée

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 59,4 \cdot 0,5 \cdot (67 - 25) = 1248 \text{ Kcal/h}$$

j/ Longueur nécessaire du tube

$$L = \frac{Q}{K \cdot \pi \cdot \Delta \theta_m} = \frac{1248}{3,22 \cdot 3,14 \cdot 13,15} = 9,4 \text{ m}$$

k/Quantité de chaleur cédée par l'ammoniaque lors de la condensation

$$Q = \dot{m} \cdot r = 59,4 \cdot 278,66 = 16500 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{Q = 16500 \text{ Kcal/h}}$$

Lors de la condensation, le coefficient de convection à l'intérieur du tube devient très grand et par suite la résistance thermique se trouve du côté paroi-eau. Donc on peut prendre comme coefficient global de transmission de la chaleur:

$$K = \alpha' w = 924 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

1/ Longueur du tube nécessaire à la condensation

$$Q = K \cdot \pi \cdot L \cdot D \cdot \Delta\theta$$

$$L = \frac{Q}{K \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta\theta} = \frac{16500}{924 \cdot 3,14 \cdot 17 \cdot 10^{-3} \cdot 3,4} = 83,6 \text{ m}$$

$$\underline{L = 83,6 \text{ m}}$$

Longueur totale:

$$L = 9,4 + 83,6 = 93 \text{ m}$$

Comme on a pris deux tubes, la longueur nécessaire pour un seul tube sera:

$$L = 46,5 \text{ m}$$

Nombre de spires pour le tube intérieur:

$$L = \pi \cdot D \cdot n$$

$$n = \frac{L}{\pi \cdot D} = \frac{46,5}{3,14 \cdot 0,15} = 98,7 \approx 99 \text{ spires}$$

En prenant un pas de 28 mm, la hauteur moyenne de l'échangeur sera:

$$H = 99 \cdot 0,028 = 2,78 \text{ m}$$

Surface décharge de l'échangeur :

$$S = \pi \cdot D_e \cdot L = 3,14 \cdot 17,10^{-3} \cdot 93 = 4,96 \text{ m}^2$$

D'où une transmission horaire par  $\text{m}^2$  de :

$$\frac{17820}{4,96} = 3600 \text{ Kcal/h.m}^2$$

Dans les livres ,on trouve que ce coefficient est de l'ordre de 4000 Kcal/h.m<sup>2</sup>.

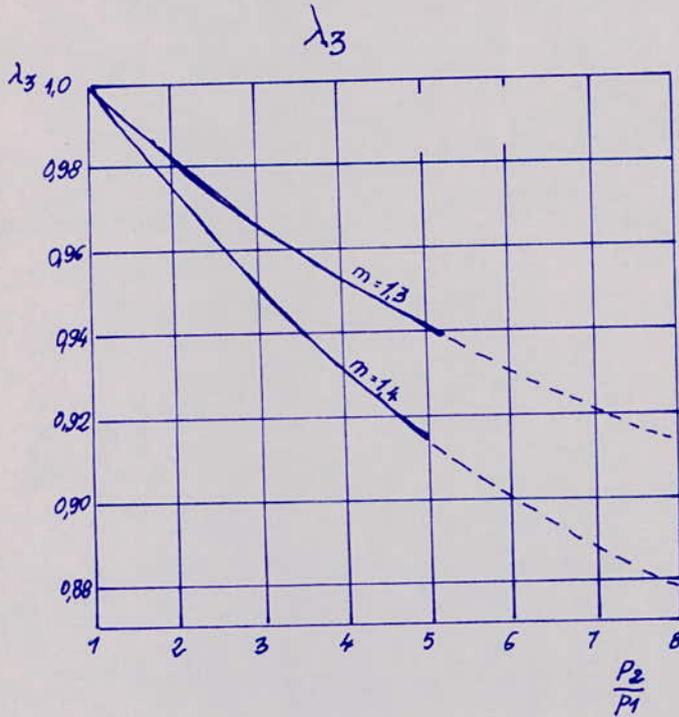
#### Remarques

- 1 - L'importance de la longueur du tube est due à la très grande chaleur de vaporisation  $r = 278,66 \text{ Kcal/kg}$  qui est à peu près huit fois plus grande que celle du fréon I2.
- 2 - Les paramètres de travail du compresseur ont été établis sans tenir compte du réseau de refoulement.

## Annexe

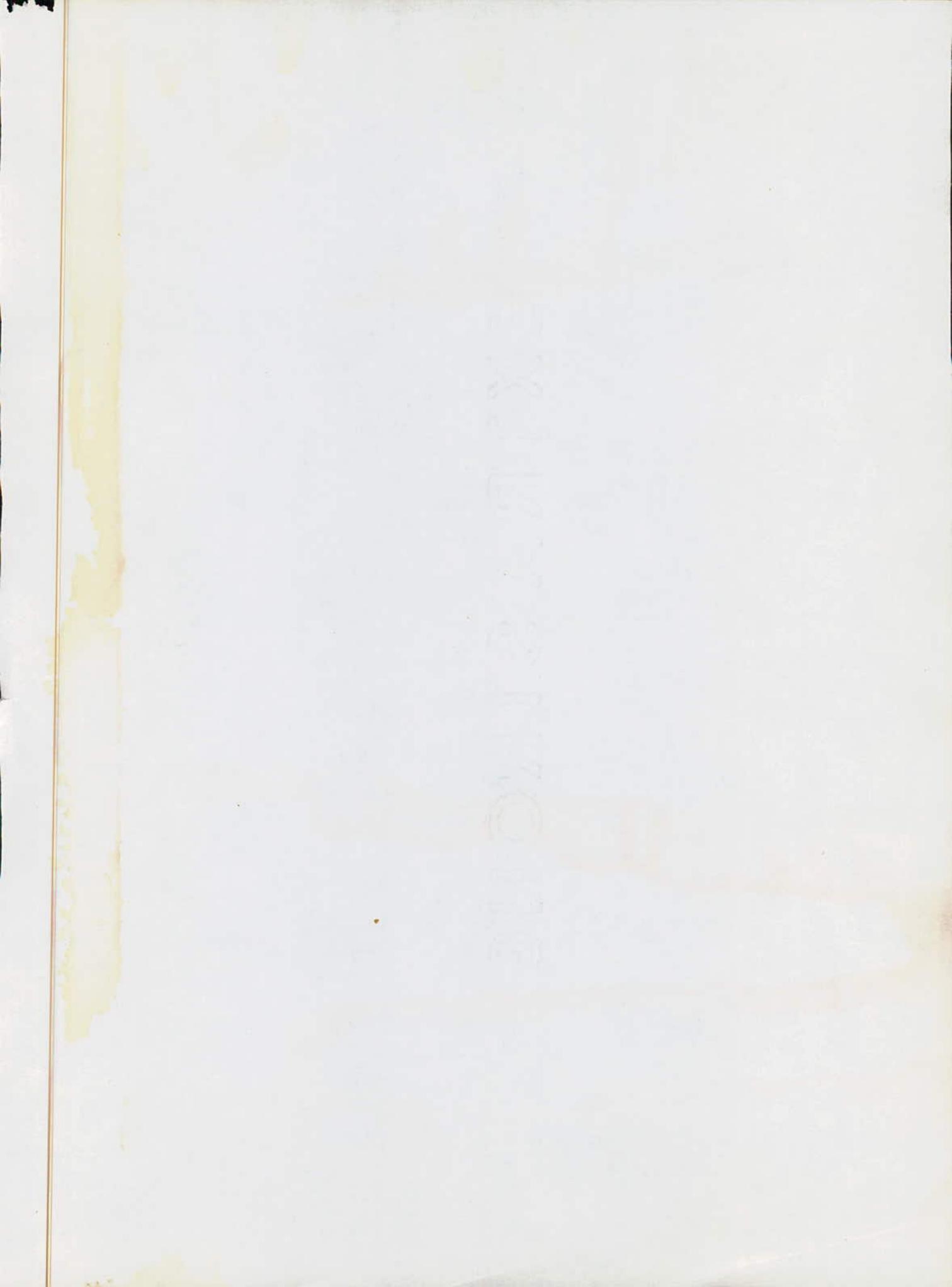
Valeur approximative de  $\lambda$   
pour la compression des vapeurs  
dans les installations frigorifiques

$\epsilon_0 = \frac{v_0}{v_c}$	$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$			
	1,1	1,2	1,3	1,4
0,01	0,89	0,83	0,78	0,75
0,02	0,86	0,81	0,77	0,73
0,04	0,80	0,76	0,73	0,70
0,06	0,74	0,71	0,69	0,66
0,08	0,68	0,66	0,65	0,63



B I B L I O G R A P H I E

- G - STAMATESCU . Compresoare volumice .
- W - POHLMANN . Formulaire du frigoriste .
- G - VASSOGNE . Machines frigorifiques .
- R - OUZIAUX . Mécanique appliquée .
- P - CHAMBADAL . Les compresseurs .
- A - TODICESCU . Cours de compresseurs .



5/74

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE



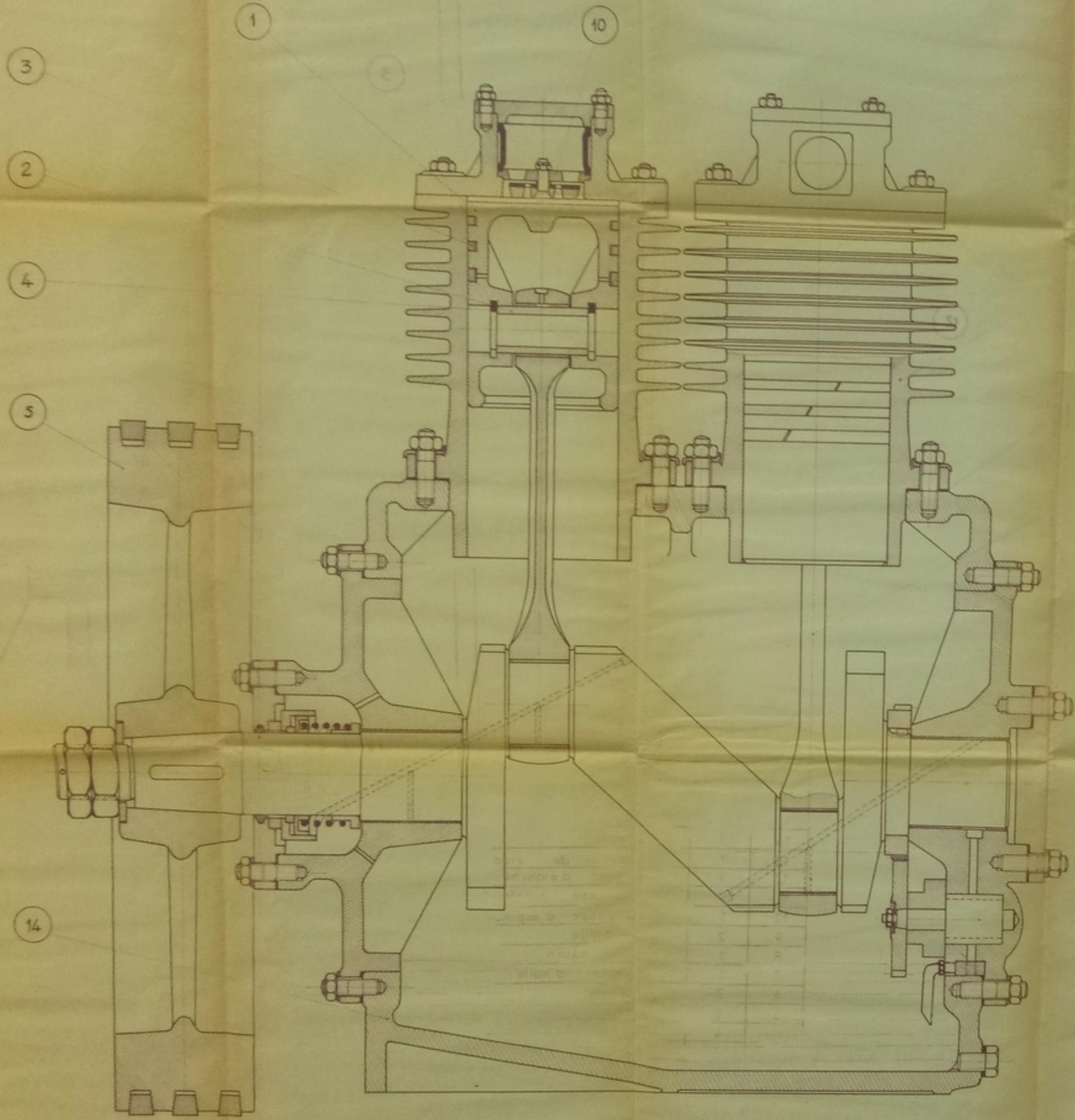
**THESE DE FIN D'ETUDES**  
**COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE**

DESSINS

Proposée par :  
**M<sup>r</sup> TODICESCU Alexandru**  
Prof. Docteur - Ingenieur

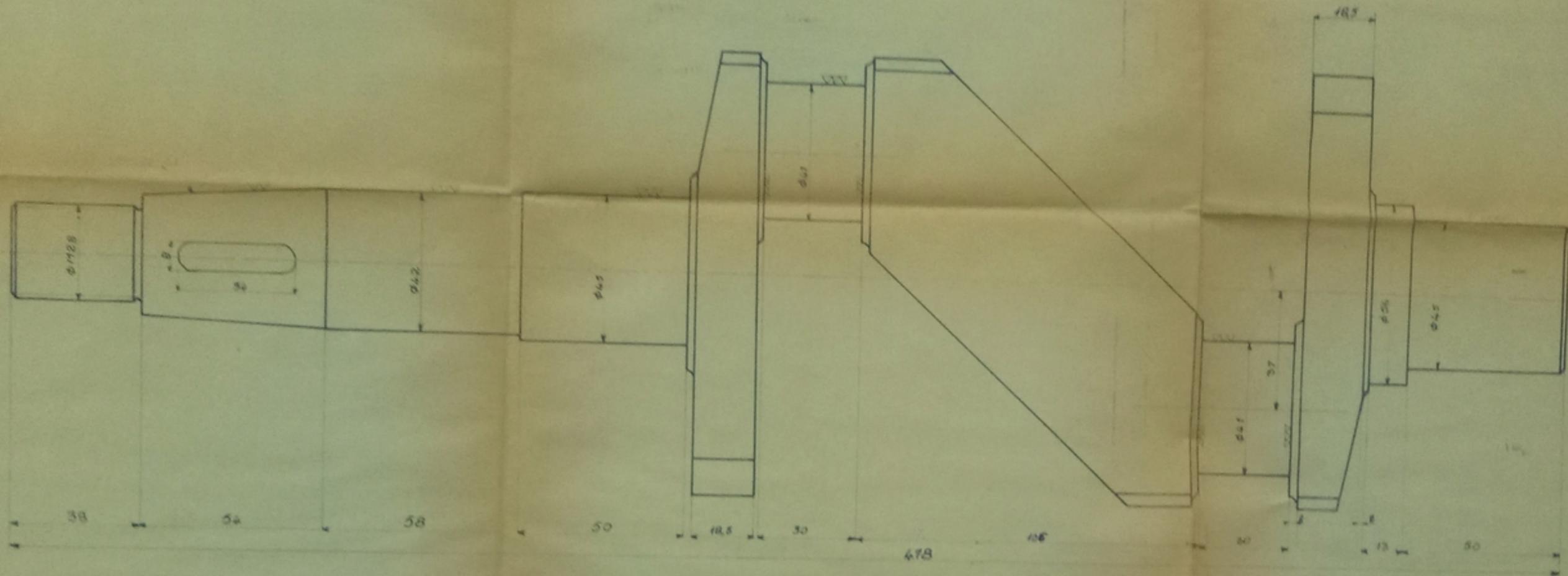
Etudiée : par  
**KASMI Abdelhafid**

PROMOTION - 1969 - 1974



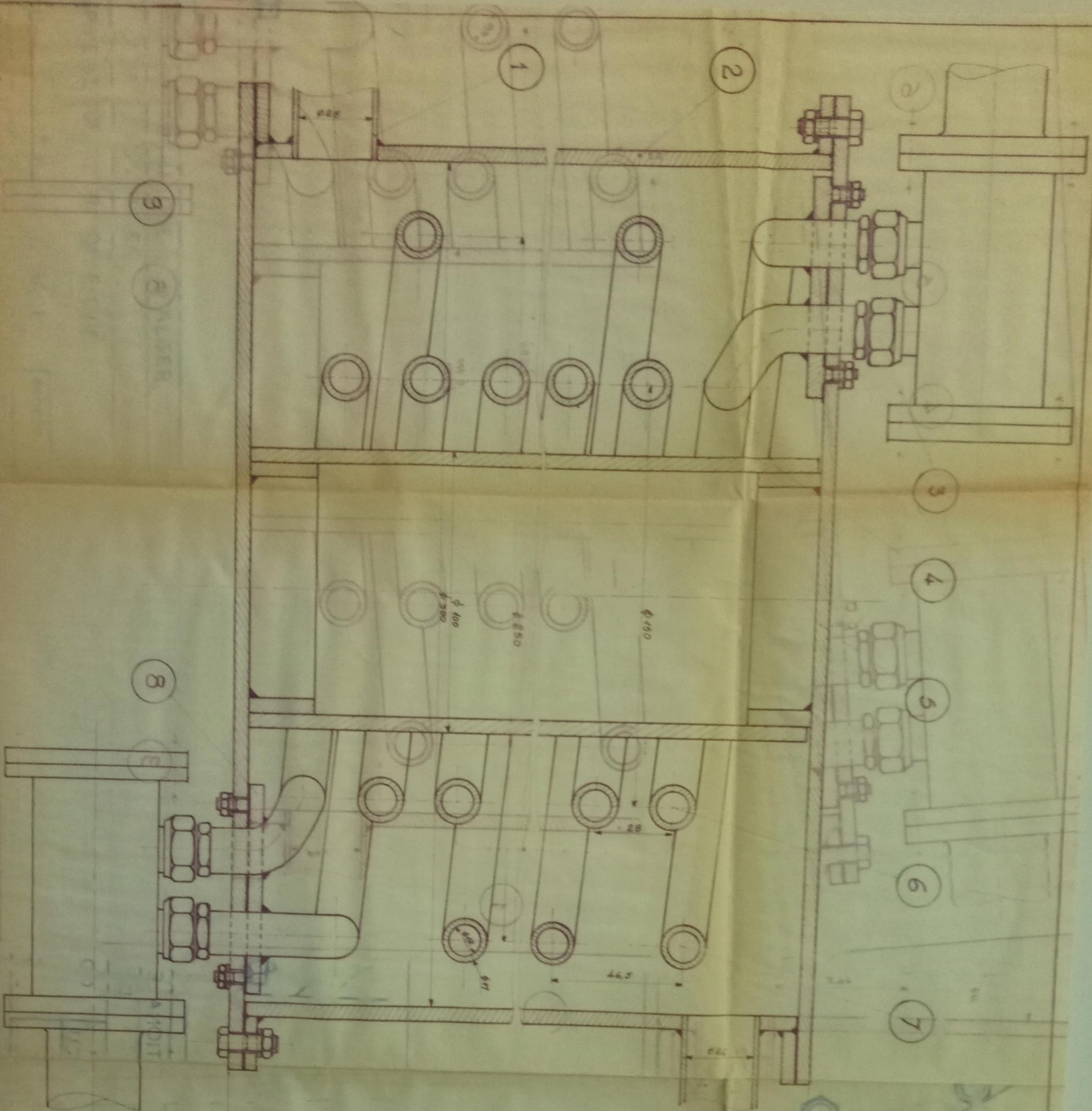
- 6
- 12
- 9
- 8
- 7
- 13

14	1	carter	fonte
13	1	bouchon de vidange	acier
12	6	joint d'étanchéité	
11	1	soupape de refoulement	acier
10	1	soupape d'aspiration	
9	2	bielle	acier
8	1	vilebrequin	acier forcé 35NC 8
7	1	pompe à huile	
6	2	cylindre	fonte
5	1	volant d'inertie	fonte
4	4	circlips	acier XC60
3	6	segments	fonte
2	2	axe du piston	acier
1	2	piston	fonte
N°	Nbr	DESIGNATION	MATIERE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER			
PROJET DE FIN D'ETUDES			
proposé par:		COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE	
M <sup>r</sup> TODICESCU			
étudié par:		COUPE LONGITUDINALE	
KASMI			
			échelle: 1



Pr100574  
-2-

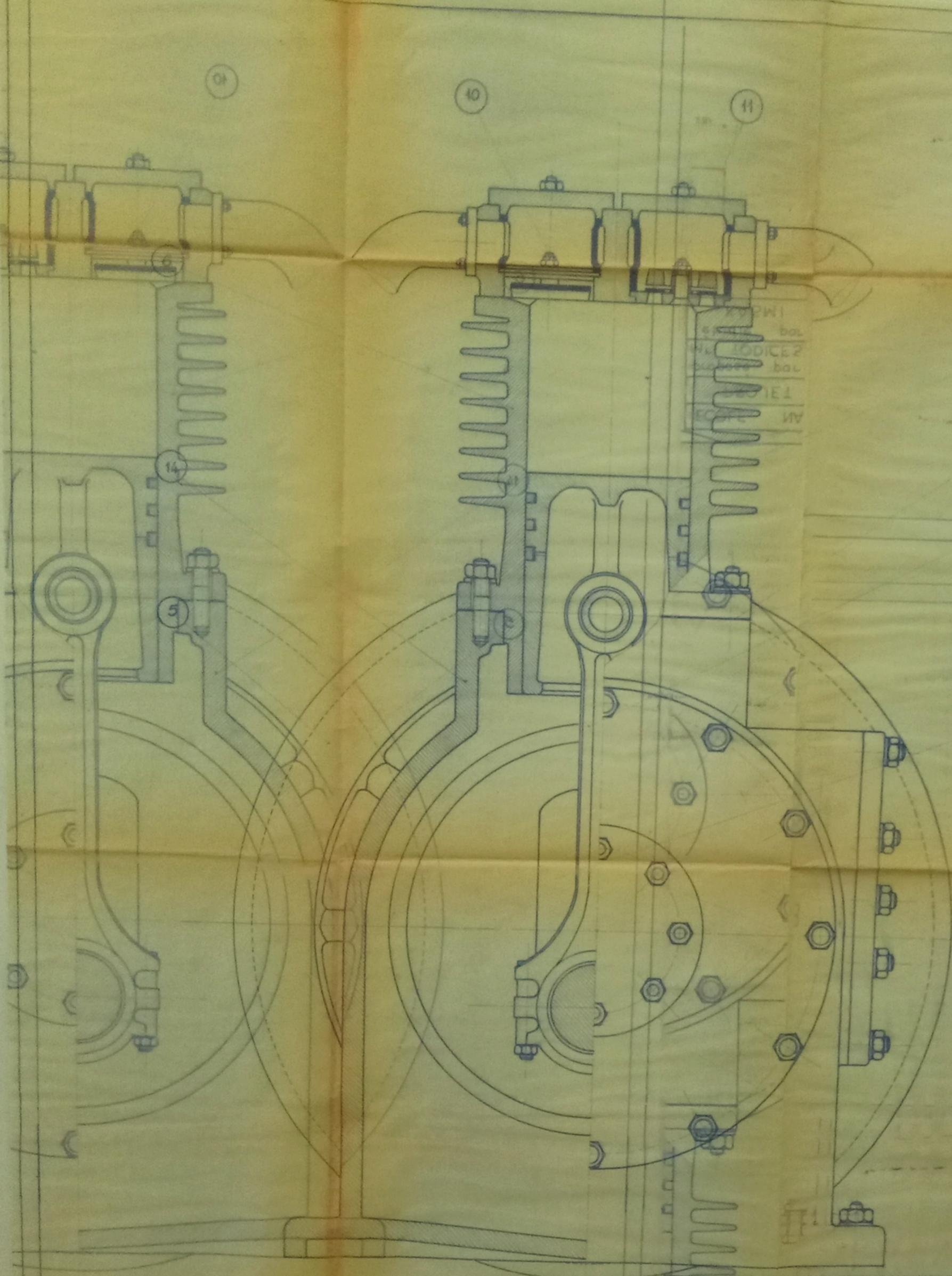
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER	
PROJET DE FIN D'ETUDES	
proposé par: MR TODICESCU	COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE
étudié par: KASMI	VILEBREQUIN
	échelle: 1



PH 00574  
-3-

9	4	joint débranché	caoutchouc
8	2	pièce pour serrage	acier
7	1	tuyau extérieur	acier
6	1	tuyau intérieur	acier
5	2	couverture	filé
4	1	tuyau	acier
3	4	raccord	acier
2	1	corps	acier
1	2	tuyau pour eau	acier
repart		désignation	matière

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger  
 Projet de fin d'études  
 Echelle : 1  
 CONDENSEUR  
 KASMI  
 23.5.74

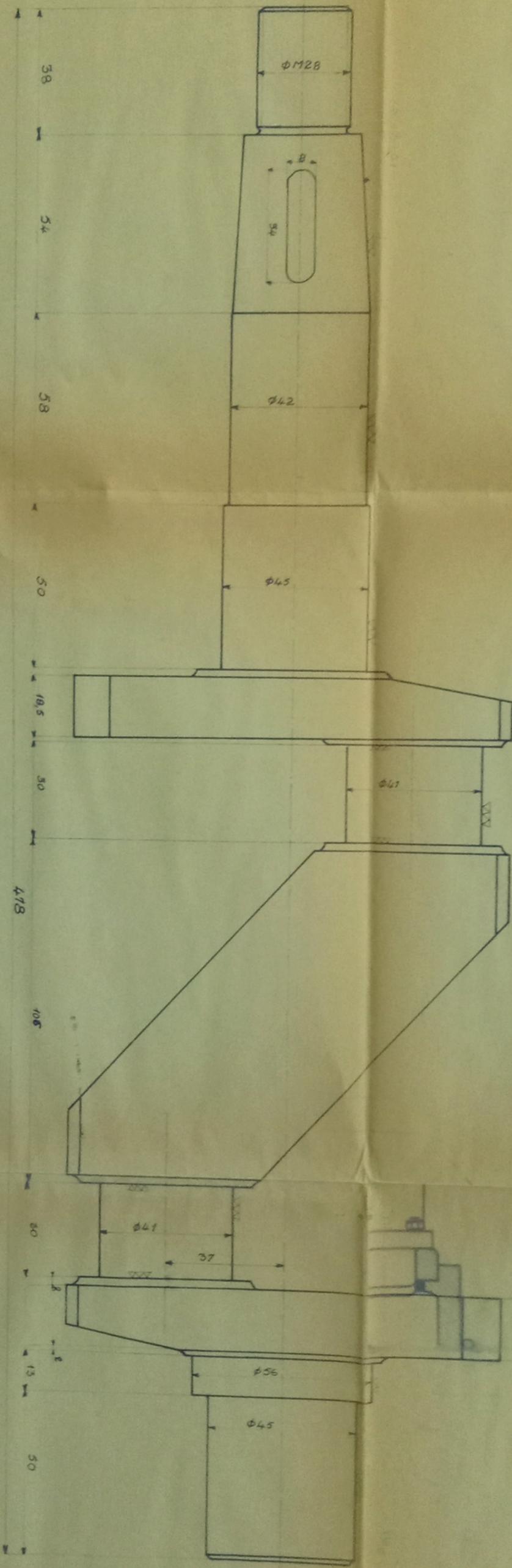


11  
 10  
 9  
 8  
 7  
 6  
 5  
 4  
 3  
 2  
 1

15  
 14  
 13  
 12  
 11  
 10  
 9  
 8  
 7  
 6  
 5  
 4  
 3  
 2  
 1

P11 no 574  
 -6-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER	
PROJET DE FIN D'ETUDES	
propose par : MR. TODICESCU	COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE
etudie par : KASMI	COUPE TRANSVERSALE
	echelle :



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
 PROJET DE FIN D'ETUDES  
 COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE  
 VILLEBREQUIN

Proposé par: TODICESCU  
 étudié par: KASMI

échelle: 1/1

PH 00576  
 -5-

