

PM00368

UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Mécanique

PROJET DE SORTIE
GROUPE DE SECOURS
Pour Usine à Papier

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Etudié et présenté par l'Elève-Ingénieur

Slah Djebali

Dirigé par M^r Albert Boisrayon
Ancien élève de l'école Polytechnique de Paris
Ingénieur ENSGM
Expert de l'UNESCO

Promotion 1968

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Mécanique

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا
الميكانيكية
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE SORTIE
—oOo—

+++++
+ G R O U P E D E S E C O U R S +
+ P o u r +
+ U s i n e à P a p i e r +
+++++

Par SLAH DJEBALI

Dirigé Par M. ALBERT BOISRAYON
Ancien élève de l'école Polytechnique de PARIS
Ingénieur E N S G M
Expert de l'U N E S C O

Promotion 1968

AVANT PROPOS

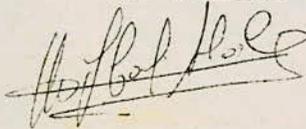
Lorsqu'il s'agit dans une industrie quelconque possédant des chaudières à vapeur, d'installer des unités dépassant une puissance de 200 ch, l'emploi d'une turbine pour l'entraînement des génératrices ou appareils centrifuges est en général adopté. Les avantages économiques que procurent les turbines de moyenne puissance sont si évidents que l'installation de machines à pistons n'est même plus envisagée dans une usine moderne.

Les industriels sont parfois indecis dans le choix de l'appareil moteur, lorsque les appareils entraînés nécessitent une puissance de l'ordre de 500 ch. Ce problème m'a déjà été exposé par le dirigeant d'une usine de pâte à papier. En effet cette usine dispose de vapeur inutilisée à une pression suffisante pour entrainer une turbine de moyenne puissance à contre-pression, car la vapeur d'échappement est prévue pour le chauffage des locaux et le séchage du papier.

M. BOISRAYON a bien voulu donner son accord pour l'étude de ce cas et je tiens à l'assurer de ma reconnaissance la plus sincère et le remercier chaleureusement de l'aide qu'il n'a pas manqué de m'apporter tout au cours de cette étude.

Je tiens également à remercier M. MATTON Chef du département de Mécanique, ainsi que tous mes professeurs et assistants de m'avoir facilité la tâche.

S. DJEBALI



OBSERVATIONS.

Président du Jury. M. Albert BOISRAYON.

M. Albert BOISRAYON

Ancien élève de l'école Polytechnique

Ingénieur E N S G M

Expert de l' U N E S C O

OBSERVATIONS.

Assesseur. M^r G.MATTON

M^r G.MATTON

Docteur ès sciences
Expert de l'UNESCO
Chef du Département de Mécanique

OBSERVATIONS.

Assesseur: M^r ATHANASOV

M^r ATHANASOV

Professeur de Machines thermiques
à l'Ecole nationale Polytechnique

Sujet

Une usine à papier envisage l'installation d'une pompe pour l'alimentation de ses malaxeurs.

Cette usine emploie comme force motrice le courant fourni par le secteur, et la fabrication utilise parallèlement de la vapeur. La technique utilisée dans la fabrication exige un fonctionnement continu, aucun arrêt ne devrait être occasionné à la transformation de la matière à traiter. En vue de pallier les arrêts occasionnés par une défaillance du secteur, il est nécessaire de prévoir une source d'énergie auxiliaire qui puisse être mise en jeu dans le moindre délai possible.

L'existence de vapeur justifie l'utilisation d'une machine thermique génératrice utilisant ce fluide. Pour des motifs d'encorement et de simplicité de construction et également en raison du fait de sa plus grande souplesse et de sa facilité d'adaptation aux vitesses nécessaires pour les machines réceptrices, le choix d'une turbine s'impose.

Les données sont les suivantes:

POMPE	Débit	1300 m ³ /h
	Hauteur de refoulement	10 m
	Hauteur d'aspiration maximale.	7 m
	Hauteur d'aspiration minimale.	6,5 m
	Rendement maximal.	
	Vitesse aussi élevée que possible.	

<p>ALTERNATEUR</p>	<p>Une paire de pôle.</p> <p>Puissance 450 Kw</p> <p>Vitesse de rotation 3000 tr/mn</p> <p>Tension V 220 v</p> <p>Fréquence f 50 Hz</p> <p>Cos 0,8</p>
<p>TURBINE</p>	<p><u>CARACTERISTIQUES DE LA VAPEUR.</u></p> <p>$p_e = 16 \text{ Kg/cm}^2$</p> <p>$t_e = 300^\circ\text{C}$</p> <p>$p_s = 4 \text{ Kg/cm}^2$</p> <p>(Utilisation pour chauffage)</p>

 O M M A I R E
= =

P O M P E

AVANT PROJET

	Pages
I- Traçage et calcul des tuyauteries	
I-1 Orientation de la pompe	7
I-2 Tuyauterie d'aspiration	7
I-3 Choix du materiaux de la tuyauterie	8
I-4 Calcul des pertes de charge.....	8
I-41 Perte de charge dans le coude	
I-42 Perte de charge dans la bride ST 50M4A	
I-43 Calcul du divergent	
I-44 Pertesde charge dans la conduite d'aspiration	
I-5 Tuyauterie de refoulement	I4
I-51 Calcul du convergent	
I-52 Clapet de non-retour	
I-53 Vanne d'arrêt	
I-54 Perte de charge dans la bride ST 35M4A	
I-55 Perte de charge dans les coudes	
I-56 Perte de charge dans le tuyau CD	
I-57 Perte de charge totale dans l'installation	
I-6 Support de tuyauterie	I8
II Choix du type de pompe	
II-1 Etude de la cavitation	I9
II-2 Calcul de la vitesse de rotation	24
III- Puissance de la pompe.	27

PROJET

	Pages
I-I Calcul du diamètre de l'ouïe	30
I-2 Calcul de la vitesse à l'ouïe.....	34
I-3 Calcul de la vitesse méridienne	34
I-4 Vérification de la dépression dynamique	35
 II- Tracé de la roue	 36
 III- Calcul de la volute	 43
 IV- Calcul des pertes d'énergie	
IV-I Pertes hydrauliques	47
IV-2 Pertes par fuites	48
IV-3 Pertes mécaniques	48
IV-4 Rendement global	54
 V- Equilibrage de la roue.....	 55
 VI- Etude mécanique.	
VI-I Calcul de l'arbre	56
VI-2 Calcul de l'impulseur	62
VI-3 Presse-étoupes	63
VI-4 Calcul des paliers	64
 VII- Sens de rotation de la pompe	 66
 VIII- Fonctionnement autour du point d'adaptation	 66

T U R B I N E

AVANT PROJET

	Pages
I- Premier régime de fonctionnement.	
I-1 Calcul du distributeur	75
I-2 Premier étage de vitesse	76
I-3 Second étage de vitesse	79
II- Surcharge.	
II-1 Distributeur	83
II-2 Aubage mobile	83

P R O J E T

I- Premier régime de fonctionnement.	
I-1 Distributeur	87
I-II Etude de la tuyère distributrice.	
I-I2 Tracé du distributeur.	
I-II Premier aubage mobile	90
I-III Redresseur	94
I-IV Deuxième aubage mobile	95
II- Surcharge.	
II-1 Distributeur	97
II-2 Aubage mobile	98
III- Calcul des pertes externes.	
III-1 Pertes par vitesse restante	101
III-2 Pertes par fuites externes	101
III-3 Pertes par défaut d'isolation de l'enveloppe....	102
IV- Rendements.	
IV-1 Rendement mécanique	103
IV-2 Rendement interne	103

	Pages
IV-3 Rendement global	I03
V- Consommations.	
V-1 Consommation théorique	I03
V-2 Consommation indiquée	I03
V-3 Consommation effective	I04
VI- Régulation.	
VI-1 Déclencheur de survitesse	I05
VI-2 Soupape de fermeture rapide	I06
VI-3 Régulation de la vitesse et de la pression	I06
VI-4 Soupape automatique	I07
VI-41 Servo-moteur.	
VI-42 Soupape.	
VII- Etude mécanique.	
VII-I Calcul du disque.....	I09
VII-II Calcul du disque.	
VII-I2 Méthode graphique de DONATH.	
VII-I3 Calcul de la jante.	
VII-II Vibration du disque	I22
VII-III Equilibrage et stabilisation du rotor	I26
VII-IV Ailettes mobiles	I26
VII-V Calcul de l'arbre	I28
VII-VI Vitesse critique.	
VII-V2 Contrainte de flexion.	
VII-V3 Contrainte de torsion.	
VII-V4 Contrainte équivalente.	
VII-VI Calcul de l'arbre secondaire	I37

VII-VII Boites étanches	I42
VII-VIII Enveloppe	I42
VII-IX Corps de la turbine	I42
VIII Etude du graissage	I44
VIII-	
VIII-I Graissage par caisse de gravité	I44
VIII-II Pompe à huile	I45
VIII-III Réfrigérant d'huile	I49

IX Choix du

CHOIX DU REDUCTEUR.

Reducteur CITROEN	I59
-------------------------	-----

ACCOUPLLEMENTS.

Accouplements fixes	I62
Accouplement débrayable	I63

ANNEXE.

Echangeur à faisceau et calandre	I66
--	-----

Pompe

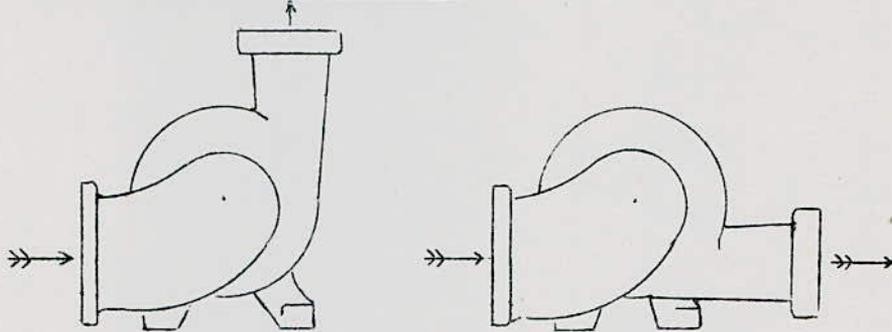
CRACTERISTIQUES.

Débit	1300 m ³ /h
Hauteur derefoulement	10 m
Hauteur d'aspiration maxi .	7 m
Hauteur d'aspiration mini .	6,5 m

TRACE ET CALCUL DES TUYAUTERIES

Il est indispensable de faire une étude complète dès le départ du tracé et des diamètres des tuyauteries qui interviennent directement dans le calcul des pertes de charge.

I-1 Orientation de la pompe.



Deux modes d'orientation se présentent, nous adopterons le second qui offre plus d'avantages à savoir que la pompe ne risque pas de supporter tout le poids de la tuyauterie de refoulement, comme il est le cas pour le premier mode.

La manipulation de la vanne est facilitée du fait que celle-ci est placée au sol, alors que pour le premier mode elle est à deux mètres environ du sol.

I-2 Tuyauterie d'aspiration.

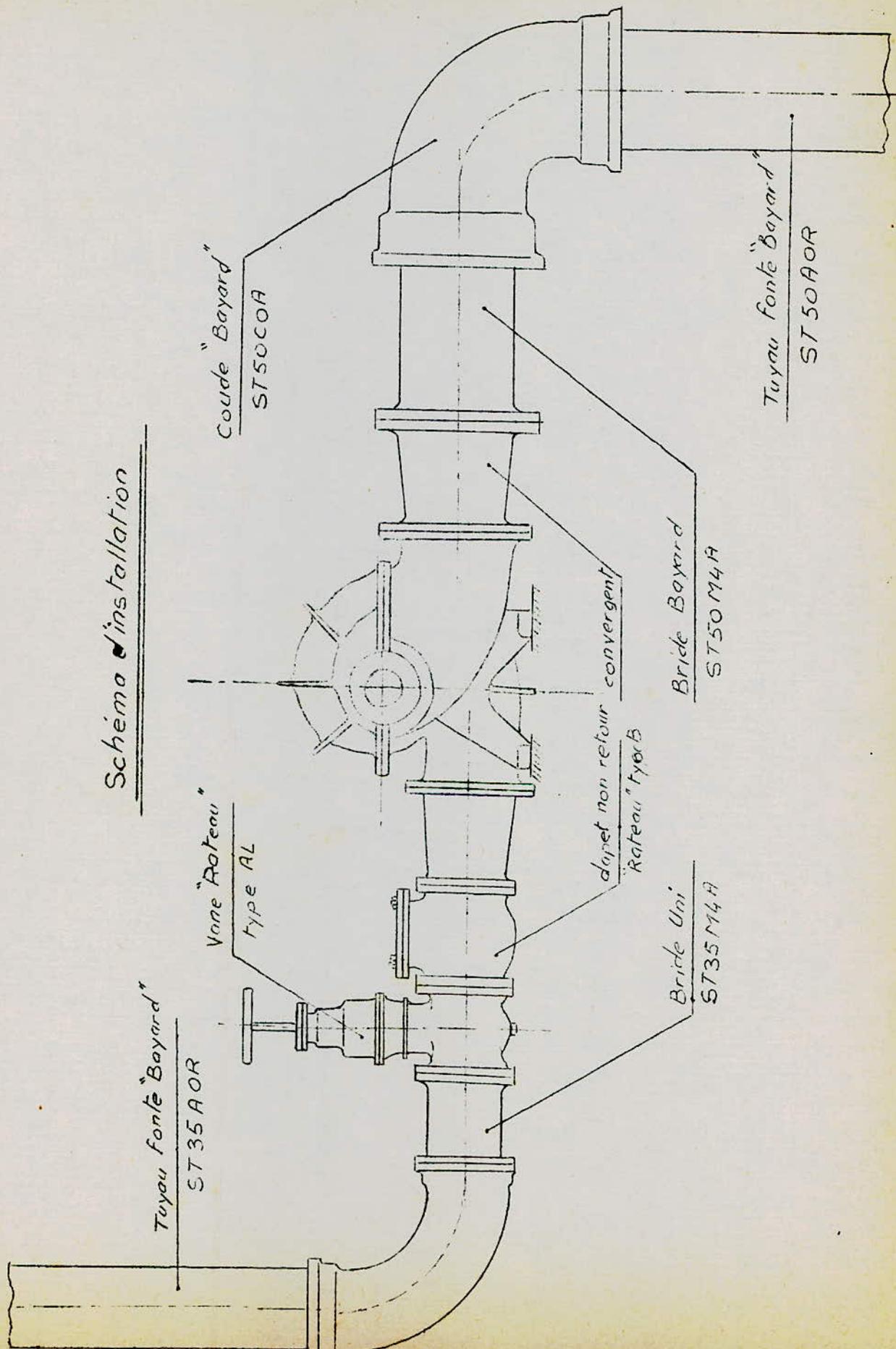
L'établissement de la tuyauterie d'aspiration doit retenir notre attention pour éviter les causes accidentelles de désamorçage de la pompe. Il faut nous attacher à ce qu'elle réponde aux conditions suivantes :

Elle doit être étanche pour éviter toute rentrée d'air quand elle est en dépression.

-Elle ne doit pas comporter de points hauts et doit s'élever continuellement vers la pompe pour supprimer les poches d'air causes de désamorçage.

-L'orifice d'aspiration doit être noyé sous une hauteur d'eau de 3 fois au minimum le diamètre de la tuyauterie.

Schéma d'installation



-L'orifice d'aspiration doit de plus être placé à environ une fois le diamètre des parois verticales.

On placera un clapet de pied crépine qui facilitera l'amorçage en retenant l'eau dans la conduite d'aspiration et dans la pompe. Il empêchera par sa crepine l'irruption dans la pompe de corps étrangers susceptibles de la détériorer ou d'en contrarier le fonctionnement.

I-3 Choix du matériaux de la tuyauterie.

La fonte par ses qualités: résistance à la corrosion, résistance élevée aux efforts appliqués, étanchéité complète, coefficient d'écoulement hydraulique satisfaisant.... demeure malgré la concurrence apportée par des matériaux nouveaux tels que le PVC le polythène, le matériaux traditionnel pour la fabrication des tuyaux destinés au transport de l'eau.

Nous adapterons des tuyaux standard en fonte fournis par les E^{ts} métallurgiques A DURENNE et DUVAL D'OSNE.

I-4 Calcul des pertes de charge.

La perte de charge des tuyauteries en régime turbulent peut se représenter par la variation d'un coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds .

Le coefficient λ est défini par:

$$\Delta H = \lambda \frac{l}{D} \frac{U_m^2}{2g}$$

Le calcul de la perte de charge d'une conduite ne peut fournir qu'un ordre de grandeur, l'indication ^{de la nature} de la paroi d'une conduite est évidemment insuffisante à déterminer avec un peu de rigueur la valeur de la rugosité uniforme équivalente, les particularités de fabrication de cette conduite, les circonstances de son stockage avant utilisation, le soin apporté dans l'alignement de ses éléments et de leur raccordement lors de son montage et bien d'autres font qu'une assez grande dispersion est inévitable.

Nous utiliserons pour la détermination de λ une formule qui est en quelque sorte universelle pour le calcul des pertes de charge des conduites industrielles et surtout en régime complètement rugueux, celle donnée par Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,73 + 2 \log_{10} \frac{r}{hs}$$

Nous adopterons

-Une rugosité uniforme hs pour la fonte (considérée neuve) $hs = 0,25 \text{ mm}$

-Une conduite d'aspiration normalisée ST 50A0R de diamètre $D = 0,5 \text{ m}$ ce qui nous permet de calculer

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,73 + 2 \log_{10} \frac{250}{0,25} = 1,73 + 2.3 = 7,73$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{7,73} \right)^2 = (0,129)^2 = 0,0167$$

Vitesse d'aspiration:

$$U_a = \frac{Q}{S_a} \quad S_a = \frac{\pi D_a^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,196 \text{ m}^2$$

$$U_a = \frac{0,361}{0,196} = 1,84 \text{ m/s}$$

La longueur de la conduite d'aspiration a été estimée à $l = 8 \text{ m}$ (voir schéma). D'où la perte de charge dans la conduite AB

$$\Delta H_f = \lambda \frac{l_{AB}}{D_a} \cdot \frac{U_a^2}{2g}$$

$$\Delta H_f = 0,0167 \frac{8}{0,5} \cdot \frac{(1,84)^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{0,0167 \cdot 8 \cdot 3,38}{9,81} = 0,046 \text{ m}$$

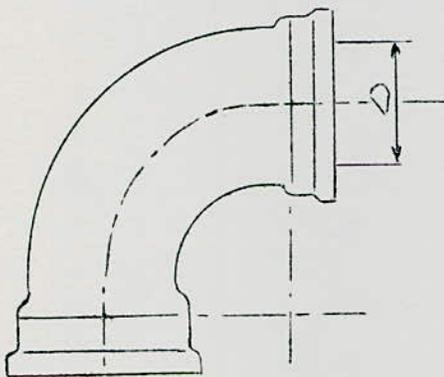
.../...

I-4I Perte de charge dans le coude.

Les meilleures valeurs des pertes de charge des coudes à section circulaires semblent celles données par Richter en 1930 rapportées à la vitesse moyenne dans la section qui est constante. Il donne la valeur d'un coefficient k de perte de charge en régime turbulent:

$$\Delta H = k \frac{U_a^2}{2g} \quad k = 0,0075 \alpha \delta^{1,1} Re^{-\beta}$$

La fonction α est donnée en fonction de $\frac{R}{D}$ par le graphique de la figure I.



Coude ST50COA

$$R = 0,5m ; D = 0,5m \rightarrow \frac{R}{D} = 1$$

$$\text{d'où } \alpha = 2,5 \text{ (fig 1)}$$

L'angle δ de déviation totale est exprimé en degré et est lié à la longueur L du coude mesuré sur la ligne médiane par:

$$L = \frac{2\pi R \delta}{360}$$

$$L = \frac{\pi D \delta}{4} = \frac{\pi D \delta}{360} \rightarrow \delta = 90^\circ$$

Le graphique de fig 2 nous donne le coefficient $\beta = 0,235$

a) Calcul du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{U_a D}{\nu}$$

Pour l'eau à 15° C la viscosité cinématique $\nu = 0,012$ stokes

Pompe

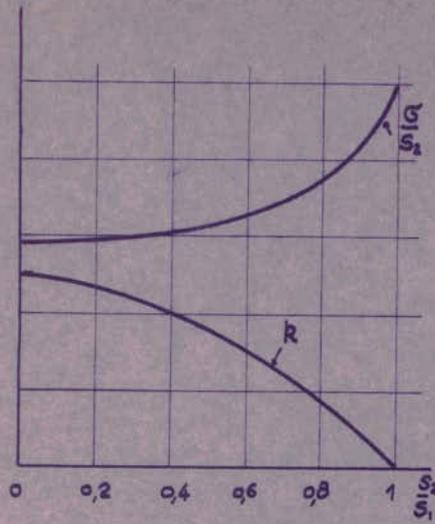


Fig. 1.

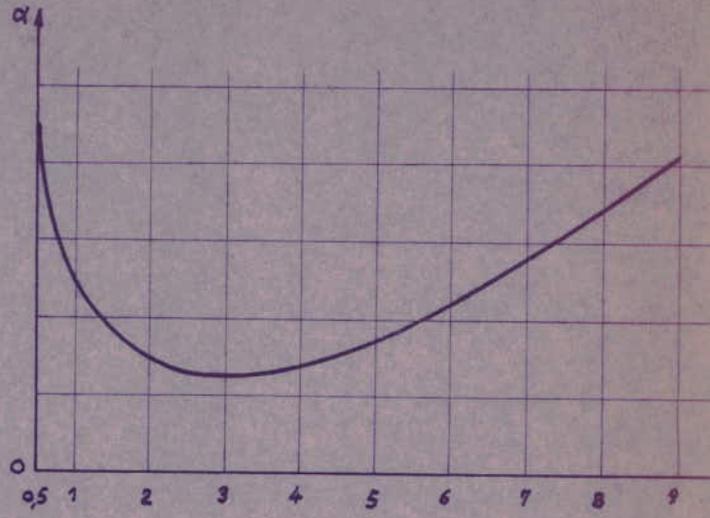


Fig. 2.

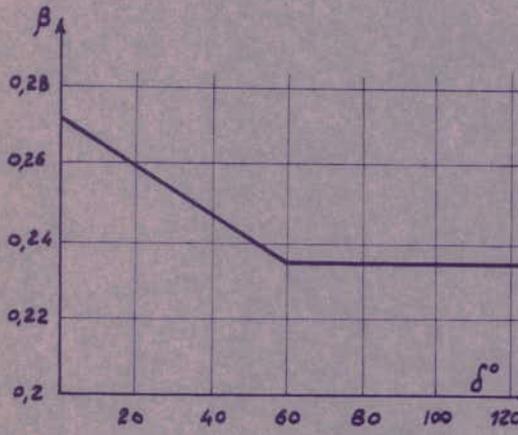


Fig. 3.

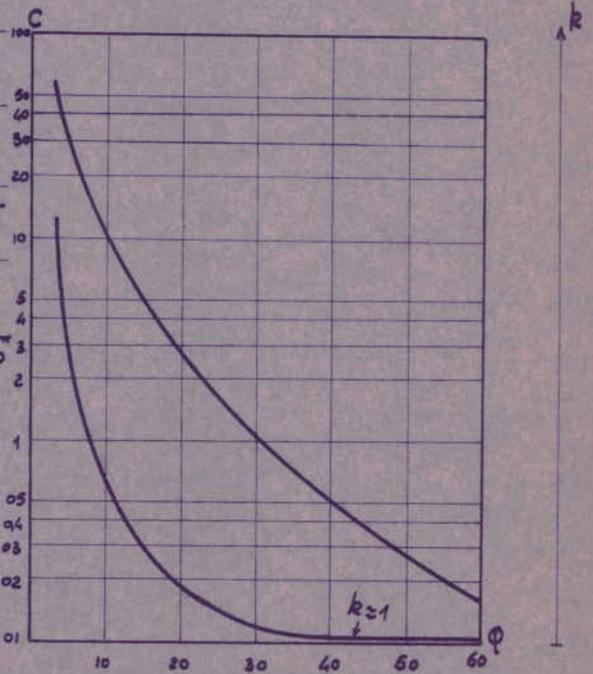


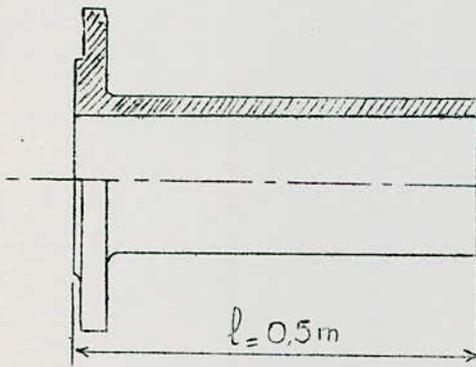
Fig. 4.

$$\text{d'ou on a } k = 0,0075 \frac{2,5 \cdot 90^{1,1}}{(7,67 \cdot 10^5)^{0,235}} = \frac{0,0075 \cdot 2,5 \cdot 141}{24,1} = 0,11$$

la perte de charge dans le coude sera alors:

$$\Delta H_2 = k \cdot \frac{u_a^2}{2g} = 0,11 \frac{(1,84)^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{0,11 \cdot 3,38}{19,62} = 0,019 \text{ m}$$

I-42 Perte de charge dans la bride uni ST 50M4A



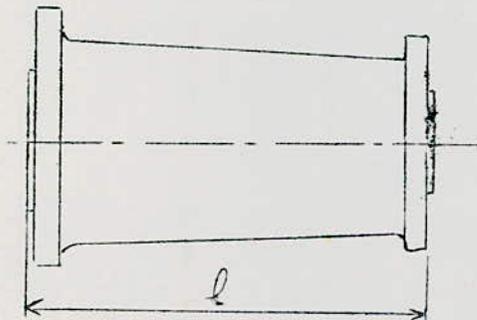
$$\Delta H_3 = \lambda \frac{l}{D_a} \frac{u_a^2}{2g}$$

$$\Delta H_3 = 0,0167 \frac{0,5 \cdot 3,38}{0,5 \cdot 19,62} = 0,0029 \text{ m}$$

I-43 Calcul du divergent.

La tuyauterie d'aspiration est en général d'un diamètre supérieur à celui de l'orifice de la pompe par suite de la différence des vitesses d'aspiration et d'entrée à la pompe. On estimera cette dernière à $v_0 = 3,5 \text{ m/s}$.

La longueur du divergent doit être au moins égale à deux fois la différence des diamètres.



$$S_0 = \frac{0,361}{3,5} = 0,103 \text{ m}^2$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,103}{3,14}} = 36 \text{ cm}$$

$$l \geq 2(D_a - d_0) = 23,6$$

On prendra une longueur $l = 30 \text{ cm}$

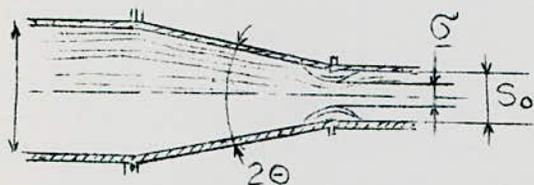
Perte de charge.

La perte de charge est évidemment réduite et on peut estimer qu'elle

.../...

varie suivant la formule

$$\Delta H = \left(\frac{1}{C} - 1 \right)^2 \sin \Theta \frac{u_0^2}{2g}$$



C = coefficient de contraction

$$C = \frac{\sigma}{S_0}$$

Le coefficient est fonction de $\frac{S_0}{S_a}$

D'après Brun et Martinot-Lagrande C est donné par le diagramme de la fig 3 .

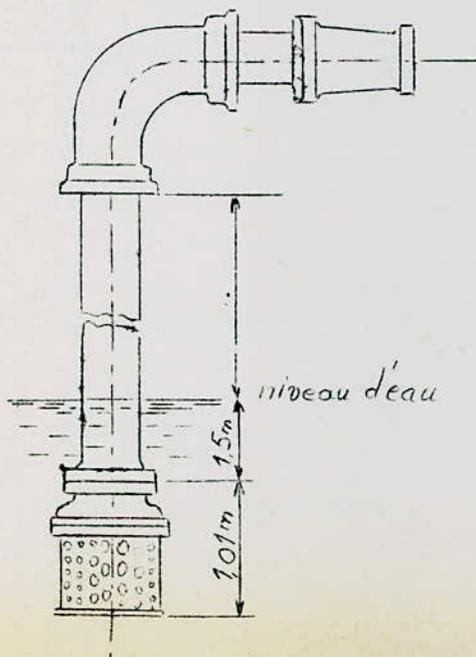
$$\frac{S_0}{S_a} = \frac{0,103}{0,196} = 0,53 \rightarrow C = 0,65$$

d'où la perte de charge

$$\Delta H_4 = \left(\frac{1}{0,65} - 1 \right)^2 \cdot 0,225 \cdot \frac{(3,5)^2}{19,62} = \frac{0,292 \cdot 0,225 \cdot 12,22}{19,62}$$

$$\Delta H_4 = 0,041 \text{ m}$$

I-44 Perte de charge dans la conduite d'aspiration.



Clapet de pied crépine.

Il est souvent très difficile de tenir compte exactement dans un calcul de tuyauterie parceque la position exacte du battant du clapet est souvent inconnue.

Sur le graphique 4 donné par Rateau sont reportés les coefficients k de perte de charge en fonction de l'angle φ du battant (pour les clapets de retenue).

.../...

Pour les clapets crépine ce coefficient est approximativement multiplié par un coefficient $k_2 = 0,12$ à $0,13$.

Sur le graphique-4- et pour $\varphi = 60^\circ$ on a $k = 1$ donc la perte de charge pour le clapet de pied crépine est estimé a

$$\Delta H_5 = 1,2 \cdot \frac{U_a^2}{2g} = 1,2 \cdot \frac{14,42}{19,62} = 0,88 \text{ m}$$

I-45 Perte de charge totale à l'aspiration.

$$\Delta H_a = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + \Delta H_4 + \Delta H_5$$

$$\Delta H_a = 0,046 + 0,019 + 0,0029 + 0,041 + 0,88 = \underline{0,989 \text{ m}}$$

I-5 Tuyauterie de refoulement.

On peut lui donner le tracé et le diamètre que l'on veut sans influencer sur le fonctionnement de la pompe.

Elle est en général d'un diamètre supérieur à celui de l'orifice de la pompe et raccordée à cet orifice par un convergent d'une longueur égale à environ sept fois la différence des diamètres. Ce cône achève de transformer en pression utile la vitesse de l'eau encore grande à la sortie de la pompe.

On placera un clapet de retenue qui empêchera le retour de l'eau contenue dans la conduite en cas d'arrêt de la pompe. On munira ce clapet d'un by-pass qui permettra la descente de l'eau de refoulement pour remplir la pompe et la conduite d'aspiration.

Un robinet vanne monté immédiatement après le clapet de retenue nous permettra de régler le débit de la pompe par étranglement et d'isoler la machine pour visite ou démontage.

Tuyauterie choisie ST 35AOR de diamètre intérieur $D_r = 0,35 \text{ m}$ ce qui donne une vitesse de refoulement

$$U_r = \frac{Q}{S_r} \quad S_r = \frac{\pi (0,35)^2}{4} = 0,096 \text{ m}^2$$

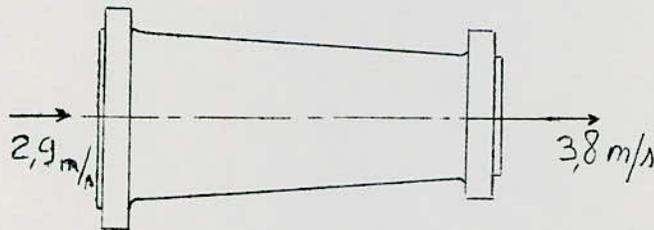
.../...

$$U_r = \frac{0,361}{0,096} = 3,8 \text{ m/s}$$

On estimera une vitesse de sortie de la pompe à $U_s = 2,9 \text{ m/s}$ d'où

$$S_A = 0,126 \text{ m}^2 \rightarrow d_A = 0,40 \text{ m}$$

I-51 Calcul du convergent.



$$l \geq 7(d_A - D_r) = 35 \text{ cm}$$

on prendra $l = 40 \text{ cm}$

Perte de charge.

$$\Delta H = \left(\frac{1}{C} - 1\right)^2 \sin \theta \frac{U_r^2}{2g}$$

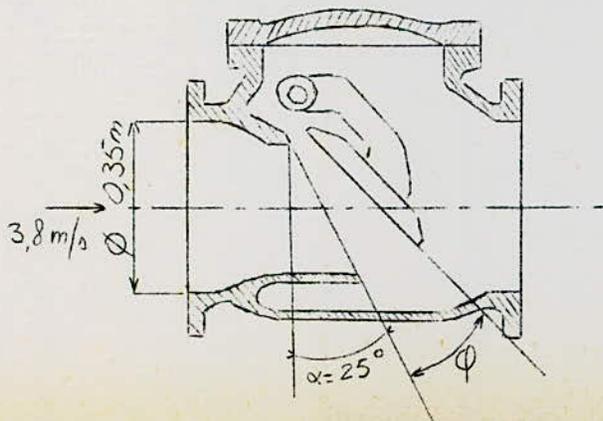
coefficient de contraction: $C = \frac{S_r}{S_A}$

$$\frac{S_r}{S_A} = \frac{0,096}{0,126} = 0,76 \rightarrow \text{d'après la fig 3 } C = 0,7$$

$$\text{tg } \theta = \frac{2,5}{40} = 0,0625 \approx \sin \theta \text{ d'où}$$

$$\Delta H_1 = \left(\frac{1}{0,7} - 1\right)^2 \cdot 0,0625 \frac{(3,8)^2}{19,62} = \frac{0,185 \cdot 0,0625 \cdot 14,4}{19,62} = 0,0085$$

I-52 Clapet de non-retour.



On choisit un clapet type B "Rateau"
Ce clapet à contact d'étanchéité en caoutchouc est employé en général pour l'eau froide. (pression de marche 10 bar)

L'angle d'ouverture φ est fonction du couple appliqué à l'axe $C_r = f(\varphi)$

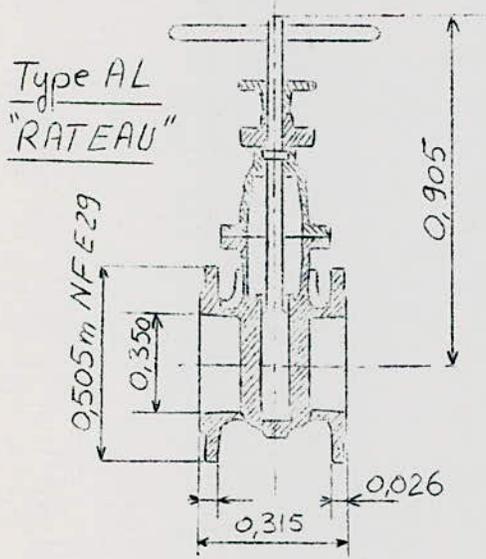
le coeff de couple C est défini par: $C = \frac{C_r}{\frac{\rho V_r^2 S l}{2g}}$

On considère que le clapet est maintenu artificiellement ouvert en grand Φ est de l'ordre de 60° , on aura une valeur minimum de k de l'ordre de 1 (voir fig 4). D'ou la perte de charge:

$$\Delta H_2 = k \frac{u_r^2}{2g} = \frac{(3,8)^2}{2g} = \frac{14,42}{19,62} = 0,735 \text{ m}$$

I-53 Vanne d'arrêt.

La perte de charge de ces appareils varie avec leurs formes . Pour les vannes à passage direct type AL 3"Rateau" la perte de charge est faible et n'est que peu supérieure à celle d'une portion de tuyauterie de même longueur. Son coefficient de perte de charge k est de l'ordre de 0,05 à 0,08 ou 0,12. Sans anneau de substitution la perte de charge dépend du rapport $\frac{e}{d}$, de l'épaisseur moyenne du l'opercule au diamètre



du siège qui est lui même fonction de la pression de service de l'appareil.

Son coefficient k peut être de l'ordre de 0,15 à 0,25 suivant les cas.

La vanne choisie est sans anneau de substitution. On se fixera

$$k = 0,12$$

d'ou la perte de charge

$$\Delta H_3 = 0,12 \frac{(3,8)^2}{2g} = 0,088 \text{ m}$$

I-54 Perte de charge dans la bride ST 35M4A

$$\Delta H = \lambda \frac{l}{D_r} \frac{u_r^2}{2g}$$

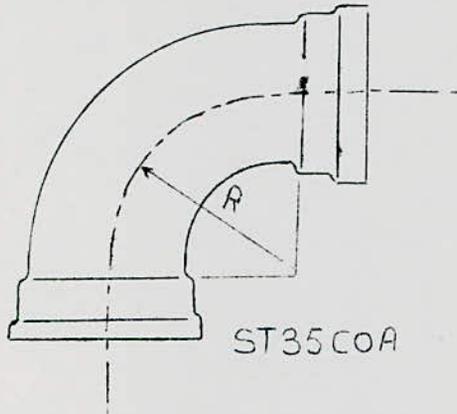
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,73 + 2 \log \frac{r}{h_s} = 1,73 + 2 \log \frac{175}{0,25} = 1,73 + 2 \cdot 2,845 = 7,43$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{7,43} \right)^2 = (0,134)^2 = 0,018$$

.../...

$$\Delta H_4 = 0,018 \cdot \frac{0,5(3,8)^2}{0,35 \cdot 19,62} = \frac{0,018 \cdot 0,5 \cdot 14,42}{0,35 \cdot 19,62} = 0,0189 \text{ m}$$

I-55 Perte de charge dans les coudes.



$$R = 0,450 ; d = 0,35 \rightarrow \frac{R}{d} = 1,29$$

D'après la figure I $\alpha = 1,9$

$$\delta = 90^\circ \rightarrow \beta = 0,235 \text{ (fig 2)}$$

$$k = 0,0075 \alpha \delta^{1,1} Re^{-\beta}$$

Calcul du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{U_r D_r}{\nu} = \frac{380 \cdot 35}{0,012} = 1,1 \cdot 10^6$$

d'ou

$$k = \frac{0,0075 \cdot 1,9 \cdot 90^{1,1}}{(1,1 \cdot 10^6)^{0,235}} = \frac{0,0075 \cdot 1,9 \cdot 90^{1,1}}{26,3} = 0,077$$

perte de charge

$$\Delta H = k \frac{U_r^2}{2g} = 0,077 \frac{14,42}{19,62} = 0,056 \text{ m}$$

Pour les deux coudes on aura:

$$\Delta H_5 = 0,112 \text{ m}$$

I-56 Perte de charge dans le tuyau CD

La longueur est estimée à $l = 9,1 \text{ m}$ (voir schéma).

$$\Delta H_6 = \lambda \frac{l}{D_r} \frac{U^2}{2g} = 0,018 \frac{9,1 \cdot 14,42}{0,35 \cdot 19,62} = 0,346 \text{ m}$$

I-57 Perte de charge totale dans l'installation.

$$\Delta H_t = \Delta H_a + \Delta H_r$$

$$\Delta H_t = 0,989 + 1,309 = \underline{\underline{2,298 \text{ m}}}$$

.../...

Pour tenir compte des faibles pertes de charge dans les embranchements on prendra une perte de charge totale de

$$\Delta H_t = 2,5 \text{ m}$$

I-6 Supports de tuyauterie.

C'est un des éléments les plus importants pour la bonne marche de la pompe, en effet la pompe ne doit jamais servir de massif d'ancrage pour une tuyauterie. Pour éviter que les tuyauteries exercent des efforts sur la pompe, on prévoira des supports réglables permettant facilement de légers déplacements de la tuyauterie pour ajuster sa position.

II- CHOIX DU TYPE DE LA POMPE

Comme conséquence des lois de similitude, on peut noter qu'un type déterminé de pompe peut être caractérisé par un coefficient n_s appelé vitesse spécifique. n_s est une fonction d'un coefficient k_d (coefficient de débit introduit par Rateau) si bien que si l'on s'impose la condition du rendement maximum, le type est déterminé.

Nous ferons appel pour le choix de ces coefficients à des essais établis sur des roues types.

Calculons la vitesse spécifique de notre pompe. n_s est définie par les données fondamentales Q H N .

$$n_s = 3,65 N \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}}$$

La vitesse N ne nous a pas été imposée, donc nous ne pouvons déterminer n_s par cette formule. Si nous étudions tout d'abord le problème de cavitation nous déduirons le coefficient σ (coeff de cavitation) par lequel il nous sera possible de déterminer la vitesse spécifique d'après la formule de Wislicessus.

$$\sigma = \frac{1,84 n_s^{4/3}}{10^4} \longrightarrow n_s = \left(\frac{10^4 \sigma}{1,84} \right)^{3/4} \dots / \dots$$

$$\eta_s = \left(\frac{10^4 G}{1,84} \right)^{3/4}$$

II-I Etude de la cavitation.

On entend par cavitation le phénomène provoqué à l'ouïe par la dépression qui y régné lorsque celle-ci atteint une valeur qui correspond à la tension de vapeur de l'eau. Etant donnés ses effets néfastes, ce phénomène ne doit pas se produire pendant la marche normale.

On doit s'efforcer dans le choix du type de notre pompe, de la vitesse de rotation, de la construction de la machine, d'empêcher que ce phénomène puisse avoir lieu.

La hauteur H_c à partir de laquelle commence la cavitation est définie par:

$$H_c = p_a - H_a - \frac{p_v}{\varpi} - \frac{v_0^2}{2g}$$

p_a = pression atmosphérique.

H_a = hauteur d'aspiration statique de la pompe y compris les pertes dans la conduite jusqu'à la roue.

p_v = pression de vapeur saturante correspondant à la température de l'eau.

Pour l'eau à 10° -----> $p_v = 0,012513 \text{ Kg/cm}^2$

Pour l'eau à 15° -----> $p_v = 0,01737 \text{ Kg/cm}^2$

v_0 = vitesse à l'ouïe de la pompe.

En plus de la réduction des sections de passage qui entraîne une diminution de débit et des dégâts causés par les chocs de condensation, la cavitation produit également de fortes vibrations très préjudiciables à la longévité de la machine. Il importe donc pour toutes ces raisons d'éviter la cavitation avec le plus grand soin.

La hauteur d'aspiration maximale à la limite de cavitation est égale à la pression absolue à la tête des ailes diminuée de $\frac{p_v}{\varpi}$ et de h_0 (h_0 étant la dépression totale ou dépression dynamique).

$$H_a(\text{max}) = p_a - \frac{p_v}{\varpi} - h_0$$

.../...

Le rapport entre h_0 et H a généralement pour symbole σ et est appelé coefficient de cavitation.

$$\sigma = \frac{h_0}{H} \quad H \text{ étant la hauteur de refoulement}$$

Calculons σ

$$h_0 = p_a - \frac{p_v}{\rho} - H_a$$

Pour une température de l'eau entre 10° et 15° on a la pression

$$p_v = 0,0149 \text{ Kg/cm}^2$$
$$p_a = 1,033 \text{ Kg/cm}^2$$

En tenant compte des pertes de charge à l'aspiration

$$H_a = 7 + 0,99 = 7,99 \text{ m}$$

d'où on aura

$$h_0 = 10,33 - \frac{149,4}{10^3} - 7,99 = 10,33 - 8,14 = 2,19 \text{ m}$$

d'où on aura un coefficient de cavitation de

$$\sigma = \frac{h_0}{H} = \frac{2,19}{10} = 0,219$$

On peut tirer donc de la formule de Wislicessus la valeur de la vitesse spécifique:

$$\sigma = \frac{1,84}{10^4} n_s^{4/3} \longrightarrow n_s = \left(\frac{\sigma \cdot 10^4}{1,84} \right)^{3/4}$$

$$n_s = \left(\frac{0,219 \cdot 10^4}{1,84} \right)^{3/4} = (1,190)^{3/4} = 202$$

$$\underline{n_s = 202}$$

On peut à titre de vérification voir sur la figure 5 que la vitesse que nous pouvons nous permettre est donnée égale à $n_s = 198 \text{ m/s}$.

.../...

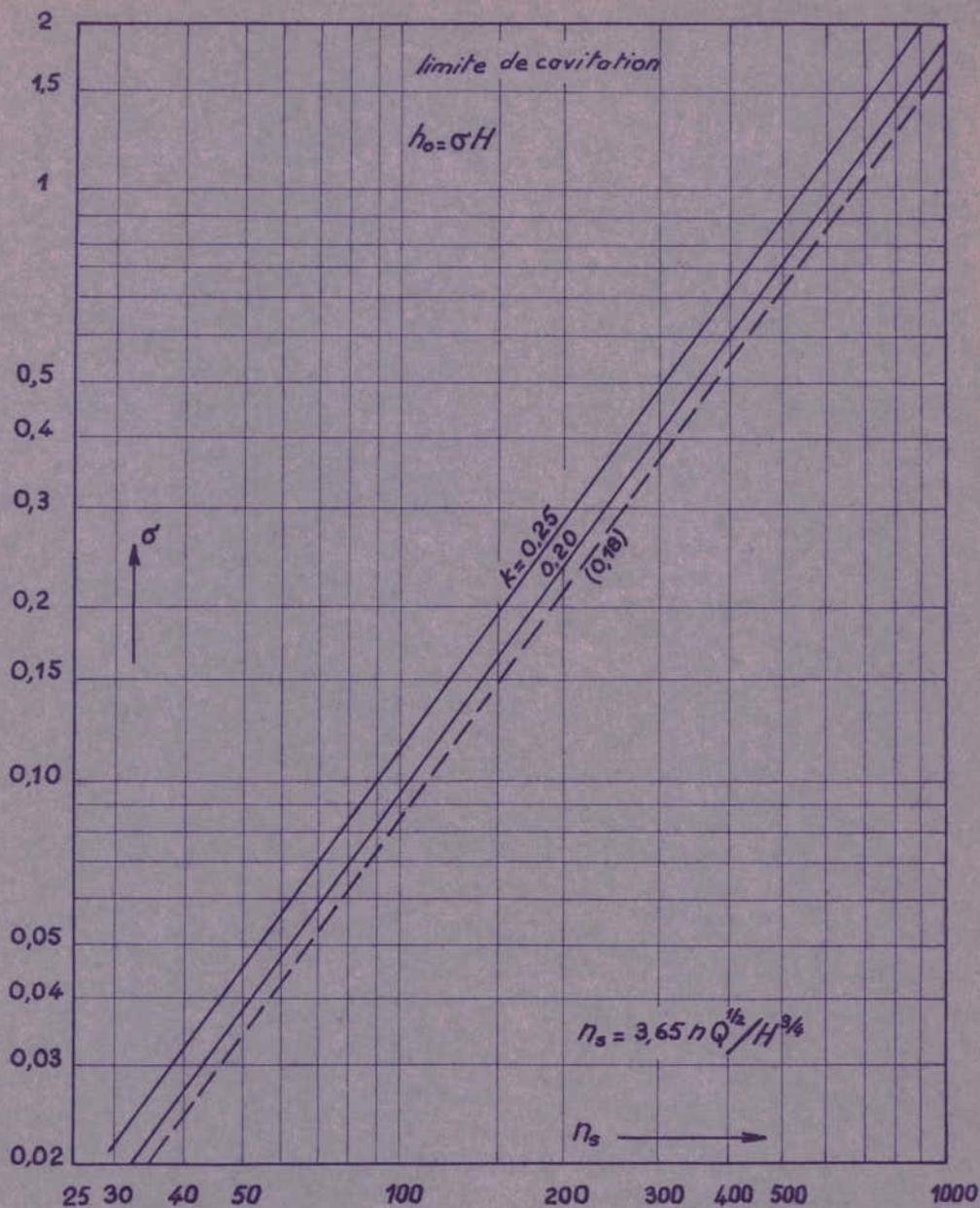
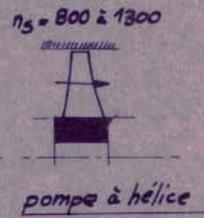
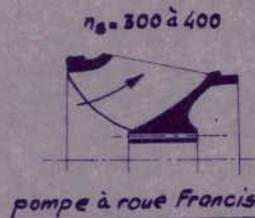
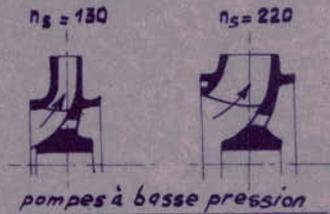
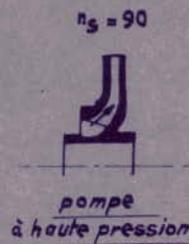
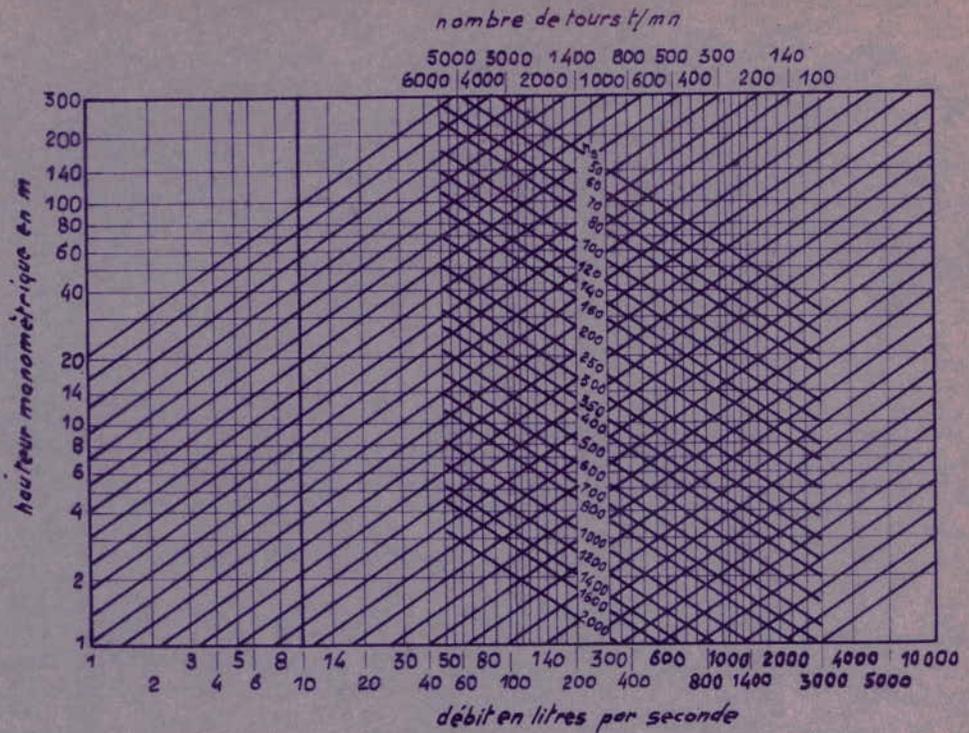


Fig 5

Les tableaux ci-dessous donnent (sans présenter aucun caractère impératif) une allure approximative de l'évolution en fonction de n_s des formes des roues, du rapport des vitesses des triangles de sortie de la forme des caractéristiques hauteur et puissance en fonction du débit.

n_s	Roue	H	vitesses	Caractéristiques
25	<p>$D_2 = 502$ $D_1 = 226$ 29,5</p>	88 m	<p>$\frac{Vu_2}{U_2} = 0,6$</p>	
65	<p>$D_2 = 345$ $D_1 = 216$</p>	24,5	<p>$U_2 = 26$ $\frac{Vu_2}{U_2} = 0,35$</p>	
150	<p>$D_2 = 275$ $D_1 = 230$</p>	8	<p>$U_2 = 20,9$ $\frac{Vu_2}{U_2} = 0,18$</p>	
320	<p>$D_2 = 310$</p>	3,4	<p>A la périphérie $U_2 = 23,6$ $\frac{Vu_2}{U_2} = 0,06$ Au moyen $U_2 = 14$ $\frac{Vu_2}{U_2} = 0,17$</p>	



Détermination de la vitesse spécifique et profil des roues.

$$n_s = 3.65 \frac{\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$$

Cette équation traduite graphiquement à la Figure ci-dessus, permet alors de fixer le type de roue à utiliser

Lorsque le diamètre de sortie se rapproche de celui de l'ocillard pour continuer à diminuer la hauteur, la construction purement centrifuge doit être abandonnée.

En conclusion on peut classer les pompes en:

$20 < n_s < 150 \rightarrow$ Pompe centrifuge = écoulement radial.

$n_s > 150 \rightarrow$ Pompe hélico-centrifuge = écoulement radial et axial

Donc notre roue n'est pas purement radiale, elle rappelle bien une roue hélico-centrifuge à moyenne pression.

II-2 Calcul de la vitesse de rotation.

Faisons intervenir deux coefficients caractéristiques ψ et k_d

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}$$

coefficient manométrique

$$k_d = \frac{Q}{u_2 \cdot D_2^2}$$

coefficient de débit

En fonction de ces deux coefficients la vitesse spécifique prend la forme:

$$n_s = 648 \sqrt{\frac{k_d}{\psi^{3/2}}}$$

D'après le tableau suivant on peut choisir pour notre type de roue

$$100 < n_s < 200 \text{ ----- } 0,6 < \psi < 0,9$$

Roues centrifuges haute pression	$n_s < 80$	$1 < \psi < 1,2$
R centrifuges moyenne pression	$100 < n_s < 200$	$0,6 < \psi < 0,9$
R centrifuge basse pression	$150 < n_s < 350$	$0,6 < \psi < 0,7$

Pour limiter notre choix du type de roue nous allons effectuer les calculs pour les valeurs limites de ψ .

1- $\Psi = 0,6$

Calcul du coefficient de débit k_d

D'après la formule donnée par Cardinal Van Willder

$$G = \frac{2,14}{10^4} n_s^{4/3} \text{ et } n_s = 648 \sqrt{\frac{k_d}{\Psi^{3/2}}} \text{ on peut tirer}$$

$$G = 1,2 \frac{k_d^{2/3}}{\Psi} \text{ d'où } \frac{k_d^{2/3}}{\Psi} = \frac{G}{1,2} = \frac{0,219}{1,2} = 0,183$$

$$k_d = (0,183 \cdot \Psi)^{3/2} = (0,183 \cdot 0,6)^{3/2} = (0,11)^{3/2} = 0,036$$

Calcul de U_2

De la formule de Ψ on tire

$$\Psi = \frac{2gH}{U_2^2} \longrightarrow U_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\Psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,361 \cdot 10}{0,6}} = 18,1 \text{ m/s}$$

Calcul de D_2

De la formule de k_d on tire

$$k_d = \frac{Q}{U_2 D_2^2} \longrightarrow D_2 = \sqrt{\frac{Q}{U_2 k_d}} = \sqrt{\frac{0,361}{18,1 \cdot 0,036}} = \sqrt{0,555} = 0,745 \text{ m}$$

Calcul de la vitesse de rotation

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \longrightarrow N = \frac{60 \cdot U_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 18,1}{3,14 \cdot 0,745} = 465 \text{ tr/mn}$$

2- $\Psi = 0,9$

$$k_d = (0,183 \cdot \Psi)^{3/2} = (0,183 \cdot 0,9)^{3/2} = (0,165)^{3/2} = 0,068$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\Psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10}{0,9}} = \sqrt{218} = 14,8 \text{ m/s}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{Q}{U_2 k_d}} = \sqrt{\frac{0,361}{14,8 \cdot 0,068}} = \sqrt{0,36} = 0,60 \text{ m}$$

$$N = \frac{60 U_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 14,8}{3,14 \cdot 0,6} = 475 \text{ tr/mn} \quad \dots/\dots$$

Ce calcul nous montre que ces deux valeurs de ψ donnent des ^{conditions} voisines mais on a intérêt à avoir une vitesse de rotation plus élevée.

La solution la plus avantageuse consiste à choisir une pompe à deux ouïes, de se placer le plus près de ces limites de ψ et de se rapprocher d'une valeur élevée de k_d , car en examinant le diagramme de la figure 6, on voit que pour avoir un bon rendement il faut que k_d soit aux environs de 0,1.

La pompe à deux ouïes nous permettra d'avoir aussi un rendement plus élevé que celui d'une pompe à une ouïe. Nous pouvons envisager cette solution qui ne présente pas d'inconvénients puisque notre pompe ne sera pas noyée (on utilise rarement des pompes à deux ouïes noyées).

La pompe pourra être à axe horizontal, solution plus avantageuse du point de vue accouplement avec la turbine.

L'emploi de deux ouïes au lieu d'une seule permet de diminuer le diamètre de la roue dans le rapport $1/\sqrt{2}$ en augmentant la vitesse dans le même rapport. La perte par frottement du disque diminue également dans le rapport $(1/\sqrt{2})^2 = \frac{1}{2}$, et les fuites dans le rapport $1/\sqrt{2}$.

En plus de la diminution des pertes on élimine le dispositif d'équilibrage et par suite les pertes qui en découlent.

Néanmoins le prix de revient et la complication des canaux d'aspiration sans parler de ceux du refoulement sont presque les seuls inconvénients à citer.

Pour une pompe à deux ouïes on a :

$$\text{Débit } Q' = \frac{Q}{2} \quad Q = \text{débit d'une roue à une ouïe.}$$

$$\text{Diamètre} = D'_2 = \frac{D}{\sqrt{2}}$$

$$\text{Vitesse de rotation } N' = \sqrt{2} N.$$

On se fixe les valeurs suivantes :

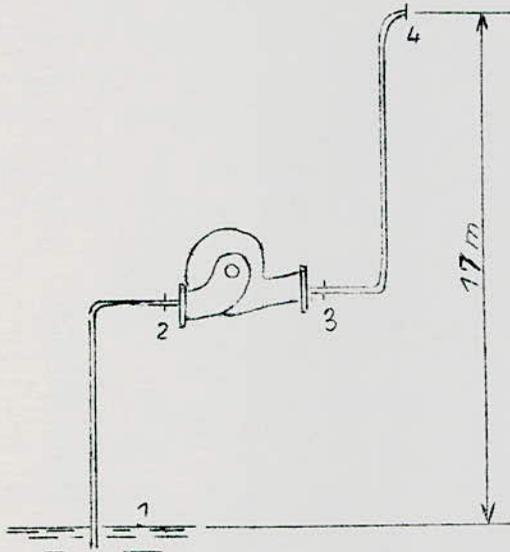
$$k_d = 0,1 \quad D'_2 = 0,330 \text{ m} \quad \text{donc on aura}$$

$$U'_2 = \frac{Q'}{k_d D'^2_2} = \frac{0,360}{2 \cdot 0,1 \cdot (0,33)^2} = \frac{0,180}{0,1 \cdot 0,109} = 16,5 \text{ m/s}$$

$$\psi = \frac{H 2g}{U'^2_2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10}{(16,5)^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10}{272} = 0,723 \dots / \dots$$

$$N = \frac{60 U_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 16,5}{3,14 \cdot 0,330} = 950 \text{ tr/mn}$$

III- PUISSANCE DE LA POMPE



On a une hauteur $H_g = 17\text{m}$

Hauteur nette:

$$H_n = H_g + \Delta H_f = 17 + 2,5 = 19,5\text{m}$$

Hauteur manométrique:

L'équation de Bernouilli nous donne entre les sections I et 4

$$H_{th} = \frac{P_4 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2g} (U_4^2 - U_1^2) + H_g + \Delta H_f$$

On a $P_1 = P_4$ pression atmosphérique et $U_1 = 0$ d'où

$$H_{th} = \frac{U_4^2}{2g} + H_n = \frac{14,42}{19,62} + 19,5 = 0,735 + 19,5 = 20,235 \text{ m}$$

$$H_{th} = 20,235 \text{ m}$$

Puissance utile reçue par l'eau

On a un débit $Q_v = 1300 \text{ m}^3/\text{h} = 0,360 \text{ m}^3/\text{s}$

$$P_u = Q_m H_{th} \cdot g = \rho Q_v H_{th} g \quad \text{pour l'eau } \rho = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$P_u = 10^3 \cdot 0,360 \cdot 20,235 \cdot 9,81 = 72,5 \text{ kW}$$

Rendements

En considérant provisoirement que les pertes par fuites sont limités on peut estimer le rendement hydraulique à $\rho_h = 0,9$

D'après le diagramme de la figure 6 on peut lire pour une roue à deux ouïes et pour $k_d = 0,1 \rightarrow \rho_{e,r} = \rho_m \cdot \rho_v = 0,96$

D'où on aura un rendement effectif

.../...

$$\rho_{eff} = \rho_{ext} \cdot \rho_h = 0,96 \cdot 0,9 = 0,860$$

Hauteur effective

$$H_{eff} = \frac{H_{th}}{0,86} = \frac{20,235}{0,86} = 23,6 \text{ m}$$

Puissance de commande.

$$P_{eff} = 361 \cdot g \cdot H_{eff} = 361 \cdot 9,81 \cdot 23,6 = 83,7 \text{ Kw}$$

$$P_{eff} = 83,7 \text{ Kw} = 114 \text{ ch.}$$



DOMPE

PROJET

I- CALCUL DE LA ROUE.

La détermination des dimensions principales d'une roue est beaucoup plus un choix, car un même débit et une même pression peuvent être obtenus avec des roues différentes. Le vrai choix consiste à fixer les rapports des dimensions qui donnent le meilleur rendement à une vitesse imposée dans les limites des possibilités d'aspiration et aussi des prix de production.

Il y a beaucoup de théories différentes pour calculer l'aubage d'une roue et chacune d'elles offre un avantage dans une zone particulière.

Nous utiliserons la méthode donnée par Kovats et Desmur.

Le diamètre D_I est limité par le diamètre de l'ouïe D_o , de même ce dernier est limité principalement par le débit en l'espèce de la valeur de v_o . La vitesse v_o à l'ouïe qui est généralement la vitesse méridienne en ce point est donnée pour les roues centrifuges par:

$$v_o = \frac{4 Q_t}{\pi(D_o^2 - D_m^2)}$$

Q_t est le débit effectif augmenté de la valeur des fuites, cette dernière est inconnue on prendra comme première approximation pour Q_t

$$Q_t = 1,01 \text{ à } 1,02 Q$$

Pour une ouïe $Q_t = 1,01 \frac{Q}{2} = 1,01 \cdot 0,180 = 0,182 \text{ m}^3/\text{s}$

Admettons comme diamètre du moyeu

$$\frac{D_m}{D_2} = 0,3 \quad D_m = 0,3 D_2 = 0,3 \cdot 0,33 = 0,099 \text{ m}$$

On prendra $D_m = 0,100 \text{ m}$.

I-I Calcul du diamètre de l'ouïe D_o

$$D_o^2 - D_m^2 = \sqrt[3]{1156 \frac{R_m(1+k)}{(1-ku)^2} \left(\frac{Q_t}{N}\right)^2}$$

.../...

La valeur optimale du coefficient $k_u = \frac{1}{1+k}$ avec $k = 0,15$ valeur courante pour une pompe à faible dépression dynamique h_o . On trouve $k_u = 0,87$.

On prendra $k_u = 0,9$ pour avoir le minimum de h_o . On aura:

$$D_o^2 - D_m^2 = \sqrt[3]{1156 \frac{k_m(1+k)}{0,01+0,81k} \left(\frac{Q_1}{N}\right)^2}$$

Les valeurs de k et k_u sont des valeurs faibles réalisées pour des roues bien faites avec une bonne aspiration. Calculons pour les valeurs extrêmes de $k_m = 1,2$ à $1,3$ et $k = 0,10$ à $0,15$, la valeur du rapport:

$$\frac{k_m(1+k)}{0,01+0,81k}$$

$$- k_m = 1,2 ; k = 0,10 \longrightarrow \frac{1,2(1+0,1)}{0,01+0,81 \cdot 0,1} = \frac{1,32}{0,091} = 14,5$$

$$- k_m = 1,3 ; k = 0,15 \longrightarrow \frac{1,3(1+0,15)}{0,01+0,81 \cdot 0,15} = \frac{1,495}{0,133} = 11,3$$

Nous prendrons la valeur moyenne de ce rapport soit $12,9$, on aura:

$$D_o^2 - D_m^2 = \sqrt[3]{1156 \cdot 12,9 \left(\frac{Q}{N}\right)^2} = \sqrt{14,91 \cdot 10^3 \left(\frac{Q_1}{N}\right)^2} = 24,6 \left(\frac{Q}{N}\right)^{2/3}$$

$$D_o = \sqrt{24,6 \left(\frac{Q_1}{N}\right)^{2/3} + D_m^2} = \sqrt{24,6 \left(\frac{0,182}{950}\right)^{2/3} + (0,100)^2}$$

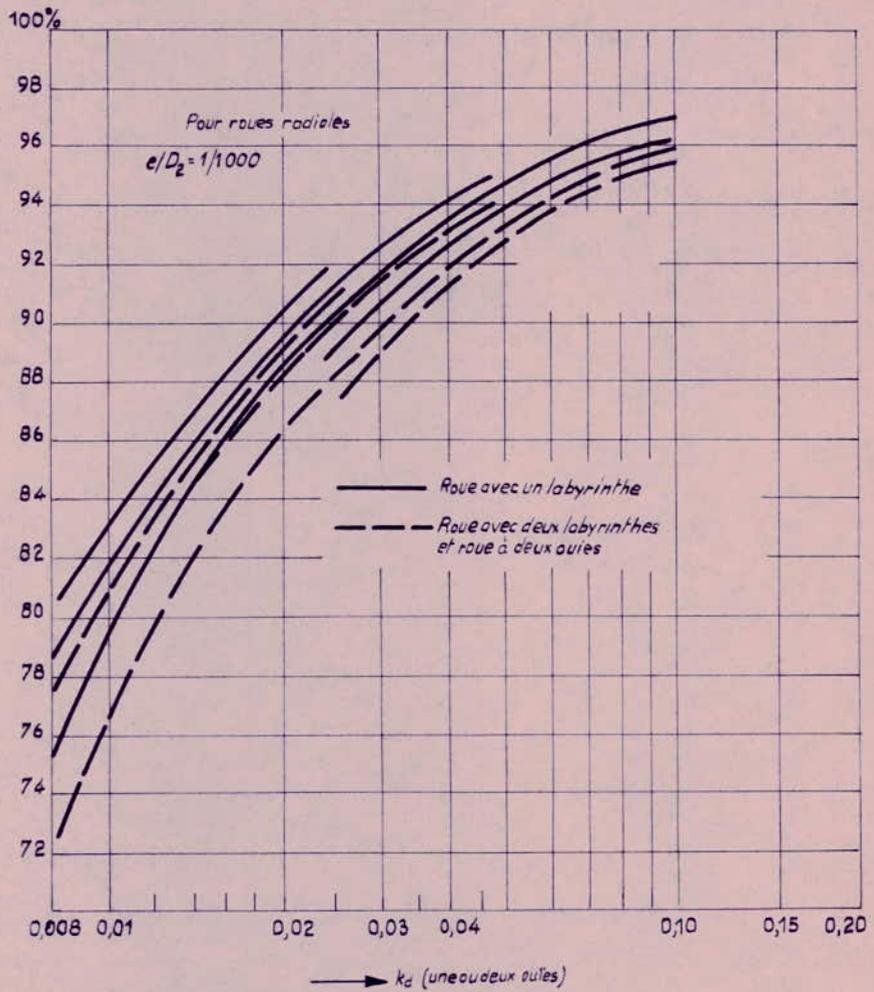
$$D_o = \sqrt{24,6 \cdot 265 \cdot 10^{-5} + 10^{-2}} = \sqrt{0,0750} = 0,274 \text{ m}$$

$$D_o = 0,274 \text{ m}$$

On vérifie sur la figure 7, on voit que pour avoir un aubage convenable, il faut que le rapport $\frac{D_o}{D_2} = 0,85$.

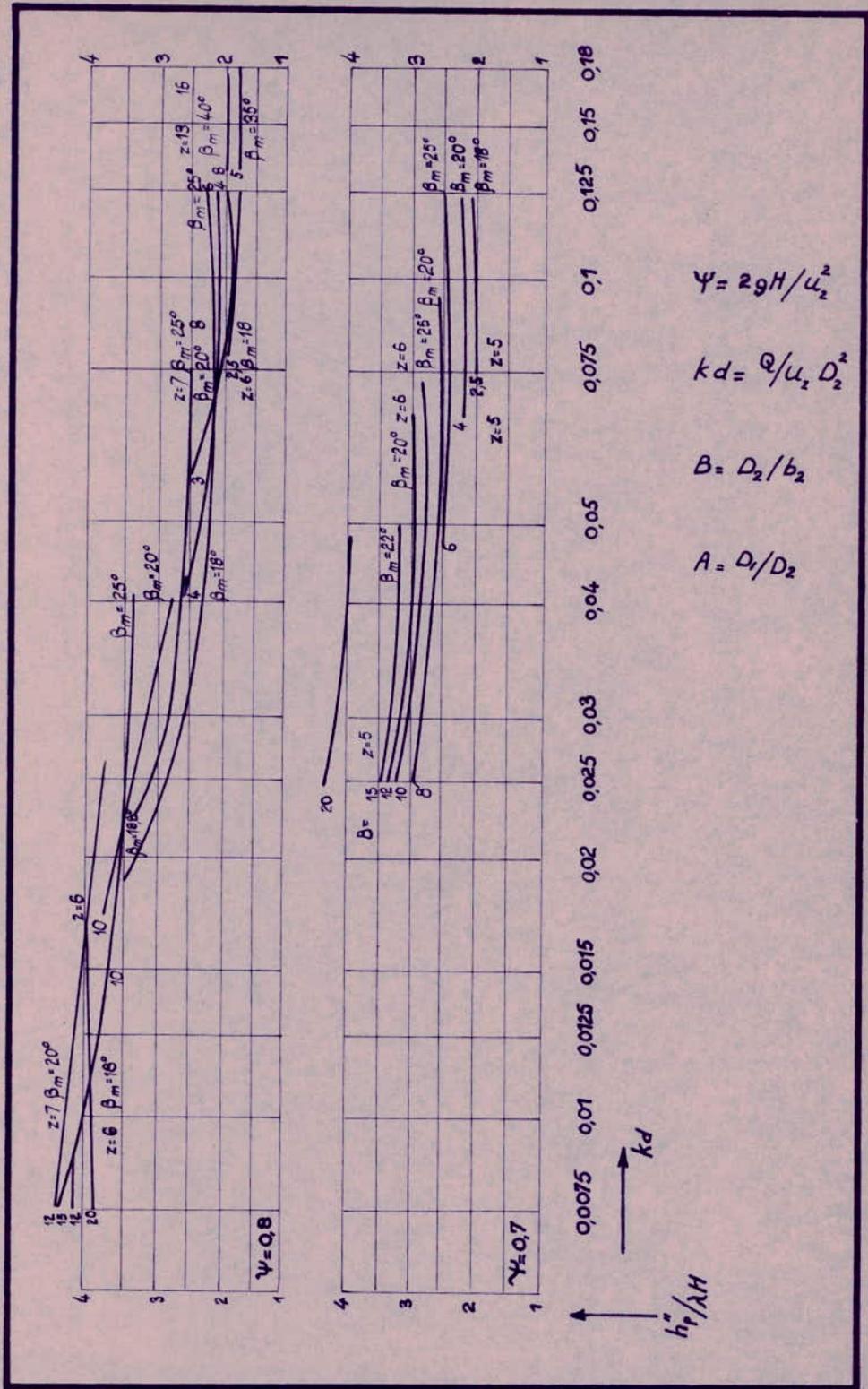
On a $D_2 = 0,330 \text{ m}$ donc $\frac{D_o}{D_2} = 0,83$. On augmentera D_o pour élever ce rapport à $0,85$ on aura

$$D_o = 0,280 \text{ m}$$



Rendement externe des pompes (pertes par fuites, frottements de disques et mécaniques inclus)

Fig 6



$$\psi = 2gH/u_2^2$$

$$k_d = Q/u_1 D_2^2$$

$$B = D_2/b_2$$

$$A = D_1/D_2$$

Fig 7

I-2 Calcul de v_0 .

(qui est en même temps la vitesse méridienne v_{mI})

$$v_{m1} = \frac{4Qt}{\pi(D_0^2 - D_m^2)} = \frac{4 \cdot 0,182}{3,14[(0,28)^2 - (0,100)^2]} = \frac{0,729}{3,14[7,84 \cdot 10^{-2} - 10^{-2}]}$$

$$v_{m1} = \frac{0,729}{3,14 \cdot 0,0684} = 3,38 \text{ m/s}$$

De même on a $u_0 = u_1 \longrightarrow \frac{u_0}{u_2} = \frac{D_0}{D_2} = 0,85$

$$u_1 = 0,85 \cdot 16,5 = 14 \text{ m/s}$$

I-3 Calcul de la valeur moyenne de la vitesse méridienne v_{m2}

Soit t , le pas = $\frac{\pi D_1}{z}$, z le nombre d'aile, τ , l'épaisseur des ailes mesuré suivant la tangente au cercle de diamètre D_1 .

Pour prendre en considération la contraction susceptible de se produire à l'entrée des ailes on a pris une valeur 1,3 ou 1,5 τ , au lieu de τ , pour le calcul de la diminution de la section de passage.

Pour les roues centrifuges on trouve que $\frac{t_1 + \tau_1}{t_1}$ varie de 1,08 à 1,50 et $\frac{t_2 + \tau_2}{t_2}$ entre 1,02 et 1,04 on a :

$$v_{m1} = \frac{Qt}{\pi D_1 b_1} \left(\frac{t_1 + \tau_1}{t_1} \right)$$

$$v_{m2} = \frac{Qt}{\pi D_2 b_2} \left(\frac{t_2 + \tau_2}{t_2} \right)$$

Déterminons tout d'abord la largeur b_2 de la roue.

Sur le diagramme de la figure 8 on note que pour $B = \frac{D_2}{b_2}$ compris entre 6 et 8 et pour $k_d = 0,1$ on a le minimum de perte $\frac{h''_p}{\lambda H}$ qu'on détaillera par la suite.

On prendra $B = \frac{D_2}{b_2} = 7$

$$b_2 = \frac{0,33}{7} = 0,047 \text{ m}$$

$$b_2 = 47 \text{ mm}$$

.../...

D'où on peut calculer la vitesse méridienne à la sortie en prenant la valeur moyenne pour $\frac{t_2 + c_2}{t_2} = 1,03$

On aura:

$$v_{m_2} = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2} \cdot 1,03 = \frac{0,182 \cdot 1,03}{3,14 \cdot 0,33 \cdot 0,047} = 3,85 \text{ m/D}$$

I-4 Vérification de la dépression dynamique h_o .

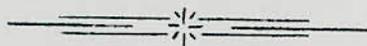
$$h_o = \frac{(1+k) v_1^2 + k u_1^2}{2g}$$

Pour les roues radiales $k = 0,16$ à $0,20$ on prendra $k = 0,20$

$$h_o = \frac{(1+0,2)(3,38)^2 + 0,2(14)^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{1,2 \cdot 11,41 + 0,2 \cdot 196}{2,981}$$

$$h_o = \frac{13,7 + 39,2}{19,62} = 2,7 \text{ m}$$

On remarque que cette valeur est plus favorable que celle qui nous a été donnée par la vitesse spécifique (dans l'avant projet).



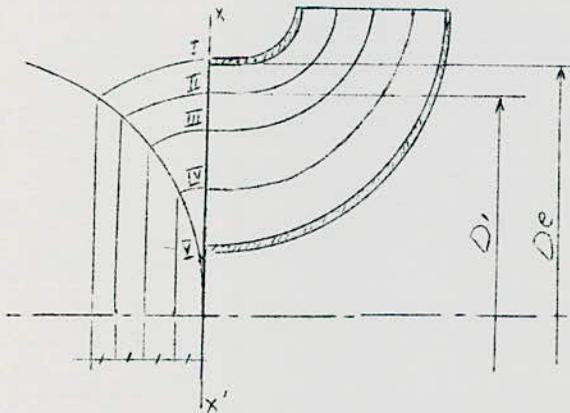
II- TRACE DE LA ROUE

Le tracé d'une roue hélico centrifuge est un problème délicat qui devient affaire de constructeurs spécialistes mais nous essayerons dans ce qui suit de résoudre ce problème avec le plus de précision possible.

Le problème ne peut être soumis au calcul avec la même rigueur comme pour une roue purement radiale. Tout ce que l'on peut faire c'est de décomposer l'aubage en tranches d'égal débit, ce qui nous permettra de le décomposer en roues partielles fonctionnant en quelque sorte en parallèle. La largeur à l'entrée de chacune de ces roues peut être donnée par (en considérant que la vitesse $v_{mI} = v_o$ à l'entrée de la roue est la même pour toute la couronne qui constitue l'ouïe) :

$$\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = \frac{1}{5} \frac{\pi}{4} (D_e^2 - d_e^2) \quad \text{d'où}$$

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{1 - \frac{1}{5} \left[1 - \left(\frac{d_e}{D_e} \right)^2 \right]}$$



On peut traiter le problème plus facilement par la méthode graphique qui consiste à tracer d'un centre pris sur l'axe de rotation un arc de cercle de rayon R tangent sur l'axe a une perpendiculaire xx' sur laquelle on a porté de part et d'autre de l'axe le rayon de l'ouïe $\frac{D_o}{2}$. On divise par exemple la flèche en 4 parties égales. Par chacun de ces points obtenus on trace une parallèle à x x'. Les intersections de ces parallèles avec l'arc de cercle déterminent les limites des canaux partiels de surfaces égales en transportant les intersections sur la corde x x'.

Puisque chaque roue partielle doit fournir un débit $\frac{Q}{4}$, on divisera la
 .../...

largeur de sortie de la roue en 4 parties égales. On tracera les canaux en réunissant les points obtenus.

Les filets extrêmes devront présenter une courbure minimum, et devront être tracés de telle manière qu'il ne puisse pas y avoir de changement brusque de direction pour éviter le décollement du fluide qui se produit dans les zones mortes occupées par des tourbillons, et pour éviter une déformation du champ de vitesse et par suite une perte de charge élevée.

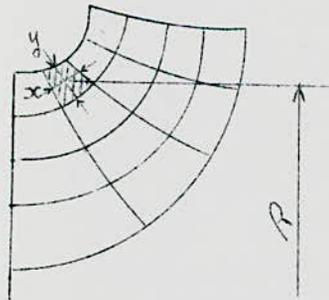
Supposons le traçage des roues déjà fait.

Nous admettrons dans le resonnement qui suit un écoulement potentiel. En commençant par la courbure la plus forte, nous traçons les trajectoires orthogonales aux filets. Soit y et x respectivement la largeur et la longueur d'un canal et soit R la distance du centre du canal à l'axe. Pour avoir des canaux à débit constant, il faut que

$$\frac{x}{y \cdot R} = C^{\text{te}}$$

Pour la détermination de cette constante nous prenons par exemple le carreau hachuré (voir planche N° P001).

Nous avons:



$$x = 7 \text{ mm} \quad y = 10 \text{ (fixée)}$$

$$R = 140 \text{ mm d'où}$$

$$C = \frac{7}{10 \cdot 140} = 0,005$$

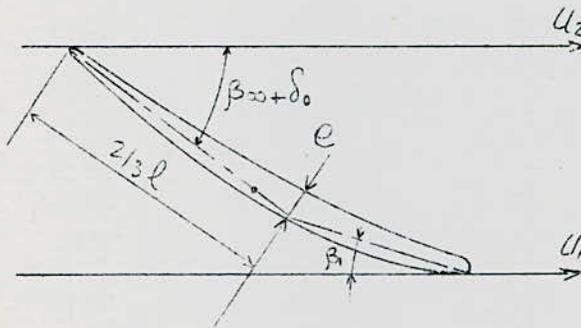
Nous garderons cette constante pour le traçage des différentes largeurs des carreaux partiels corrigés (en trait interrompu).

Supposons le problème résolu, nous pouvons ainsi déterminer pour chaque point la vitesse méridienne:

$$v_m = \frac{Q/4}{2\pi R y}$$

II-I Tracé de la forme des ailes.

Pour construire le profil, on traçera la longueur l_m de l'aile correspondant à la longueur du filet projetées sur le plan méridien. Cette longueur l_m correspond à la longueur effective l de l'aile.



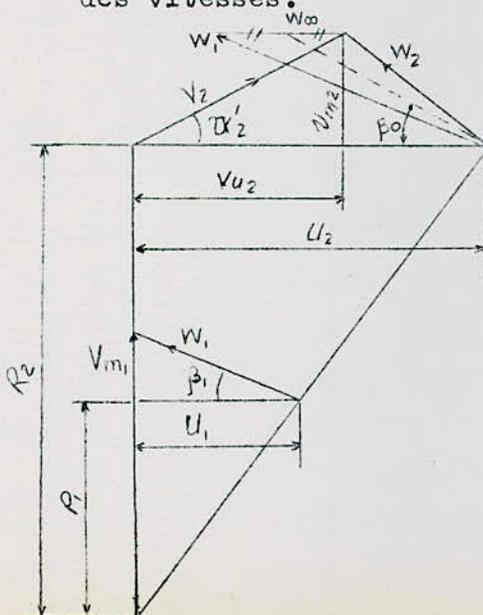
Aux deux extrémités de l traçons deux droites parallèles entre elles. Portons à l'entrée l'angle β , et prolongeons la ligne ainsi tracée jusqu'à $\frac{1}{3}$ de l . De ce point on trace une 2^{ème} droite faisant l'angle

$$\beta_2 = \beta_{\infty} + \delta_0$$

(pour la définition de ces angles voir ci-dessous) avec les lignes parallèles précédentes. Cette droite a pour longueur $\frac{2}{3}$ de l et passe par le centre du profil qui se trouve à peu près à $0,6 l$ de l'arrête de sortie. En traçant une courbe parabolique tangente à ces 2 demi-droites on obtient le squelette de l'aile.

On prendra un profil mince $0,05 < \frac{e}{l} < 0,10$. On ajoute $\frac{e}{2}$ à la distance $\frac{1}{3}$ de chaque côté du squelette et on diminue e vers les extrémités.

Donc pour mener ce traçage il faut tout d'abord déterminer les triangles des vitesses.



$$V_m = \frac{Q/4}{2R\pi y}$$

$$V_{u_2} = \frac{\psi U_2}{2fh}$$

Nous traçons les triangles des vitesses pour les filets extrêmes I et V. Le tracé des filets intermédiaires se ferait de même.

.../...

Filet I-

On a $R_2 = 165 \text{ mm}$ $R_1 = 140 \text{ mm}$ et $u_2 = 16,5 \text{ m/s}$

On trouve $u_1 = 14,1 \text{ m/s}$

$$v_{u_2} = \frac{\psi u_2}{2 \rho h} = \frac{0,723 \cdot 16,5}{2 \cdot 0,9} = 6,65 \text{ m/s}$$

$$v_{m_1} = \frac{Q/4}{2\pi R_1 y} = \frac{0,180/4}{6,28 \cdot 0,134 \cdot 0,0105} = 5,1 \text{ m/s}$$

$$v_{m_2} = \frac{0,045}{6,28 \cdot 0,161 \cdot 0,095} = 4,7 \text{ m/s}$$

D'où on déduit

$$W_\infty = 12,8 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 20^\circ$$

$$\beta_2 = 26^\circ$$

$$\beta_\infty = 21^\circ 30'$$

Filet V-

$R_2 = 155 \text{ mm}$ $R_1 = 94 \text{ mm}$ $u_2 = 15,7 \text{ m/s}$

$u_1 = 9,25 \text{ m/s}$

$$v_{u_2} = \frac{\psi u_2}{2 \rho h} = \frac{0,723 \cdot 15,7}{2 \cdot 0,9} = 6,3 \text{ m/s}$$

$$v_{m_1} = \frac{0,045}{6,28 \cdot 0,029 \cdot 0,085} = 2,9 \text{ m/s}$$

$$v_{m_2} = \frac{0,045}{6,28 \cdot 0,148 \cdot 0,018} = 2,7 \text{ m/s}$$

On trouve $W_\infty = 9,6 \text{ m/s}$

$$\beta_1 = 17^\circ 30'$$

$$\beta_2 = 16^\circ 30'$$

$$\beta_\infty = 17^\circ$$

II-II Détermination de l'angle δ_0

Supposons l'aile réduite à son squelette.

Sur l'intrados en un point quelconque, la vitesse W_∞ est diminuée

.../...

d'une valeur w'' alors que sur l'extrados, au même point elle est augmentée de w' . La conséquence de cette différence des vitesses est la superposition d'une vitesse de rotation v_u qui a la même influence qu'une circulation d'intensité γ

$$\gamma = 2\pi R v_u$$

Cette circulation doit être égale pour tous les diamètres, donc on a

a) Filet I-

$$\gamma_2 = \pi D_2 v_{u2} = 3,14 \cdot 0,330 \cdot 6,65 = 6,9 \text{ m}^2/\text{s}$$

Ce qui donne une surface des ailes

$$z l = \frac{2\gamma_2}{w_\infty \xi_p}$$

ξ_p = coefficient de portance, pour éviter une surcharge des ailes, donc décollement on le prendra égal à 1,15. On aura donc:

$$z l = \frac{2 \cdot 6,9}{12,8 \cdot 1,15} = 0,94$$

Longueur de l'aile $l = \frac{l_m}{\sin \beta_m}$ l_m étant la longueur du filet

mesurée sur la vue méridienne. β_m est pour un $\psi = 0,6$ à 0I, I de 3° à 10° supérieur à la valeur $\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$

On prendra $\beta_m = \beta + 3^\circ$

$$\beta_m = \frac{20^\circ + 26^\circ}{2} + 3^\circ = 26^\circ$$

$$\text{donc } l = \frac{39,5 + 15}{0,438} = \frac{54,3}{0,438} = 124 \text{ mm}$$

On peut déduire donc le nombre d'ailes

$$z = \frac{0,94}{0,124} = 7,8$$

.../...

b) Filet V-

$$\text{On a } \gamma_2 = 3,14 \cdot 0,310 \cdot 6,3 = 6,15 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$z \ell = \frac{2 \cdot 6,15}{9,6 \cdot 1,15} = 1,12$$

$$\beta_m = \frac{17^\circ 30' + 16^\circ 30'}{2} + 3^\circ = 20^\circ$$

$$\ell = \frac{65}{0,405} = 160 \text{ mm} \longrightarrow z = \frac{1,12}{0,60} = 7,1$$

On adoptera donc un nombre d'aile égal à $z = 8$

D'où finalement on peut calculer l'angle δ_0 qui est donné par:

$$\sin \delta_0 = \frac{D_2 \cdot V_{uz}}{z \cdot \ell \cdot W_{\infty} \left(\frac{c'_p}{c_p} \right)}$$

Le rapport des coefficients de portance $\left(\frac{c'_p}{c_p} \right)$ nous est donné sur le diagramme de la figure 9 en fonction du pas $\frac{t}{\ell}$ relatif $\left(\frac{t}{\ell} \right)$

Calcul du pas relatif.a) Filet I

$$t = \frac{\pi D_{\text{moyen}}}{8}$$

$$D_m = \frac{330 + 280}{2} = \frac{610}{2} = 305 \text{ mm} \text{ d'où}$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 305}{8} = 120 \text{ mm}$$

Le pas relatif sera égal à $\left(\frac{t}{\ell} \right)_I = \frac{120}{124} = 0,97$

Donc on peut tirer du diagramme 9 pour un $\beta_m = 26$ et $\frac{t}{\ell} = 0,97$

$$\frac{c'_p}{c_p} = 1,05$$

$$\sin \delta_0 = \frac{D_2 \cdot V_{uz}}{z \cdot \ell \cdot W_{\infty} \left(\frac{c'_p}{c_p} \right)} = \frac{0,330 \cdot 6,65}{8 \cdot 0,124 \cdot 12,8 \cdot 1,05} = 0,165$$

$$\text{d'où } (\delta_0)_1 = 7^\circ 30'$$

b) Filet V

$$t = \frac{3,14 \cdot 258}{8} = 101 \text{ mm}$$

$$\left(\frac{t}{\ell}\right)_Y = \frac{101}{160} = 0,635$$

On a $\beta_m = 20^\circ$ et $\frac{t}{\ell} = 0,635 \rightarrow \frac{e'/e}{r/p} = 1,31$

$$\sin \delta_0 = \frac{0,310 \cdot 6,3}{8 \cdot 0,160 \cdot 9,6 \cdot 1,31} = 0,122$$

$$\text{d'où } (\delta_0)_Y = 7^\circ$$

On a ainsi tous les éléments pour le traçage du profil de l'aile. Une fois ce profil pour le filet considéré ^{tracé} et on opérera de la manière suivante pour le traçage de l'aube:

On divise par exemple la distance entre D_I et D_2 en six parties égales dl_m et on trace les cercles correspondants.

On mesure sur le profil de l'aile les distances horizontales dl_t entre les lignes numérotées de 0 à 7.

On porte la distance dl_t entre les points 0 et I du cercle correspondant (0). On joint le point final au centre des cercles concentriques, et l'intersection de cette droite avec le cercle (I) correspondant au point du profil sur le cercle.

On mesure la distance dl_t entre I et 2 et on la transporte sur le cercle (I). On joint le point final au centre commun et l'intersection avec le cercle (2) correspond au point 2 du profil.

On continue ainsi de proche en proche et le profil de l'aube se trouve déterminé

III- CALCUL DE LA VOLUTE

Il n'existe pas de règles absolues pour déterminer dans quelle limite la volute ou le diffuseur à ailettes doivent être employés.

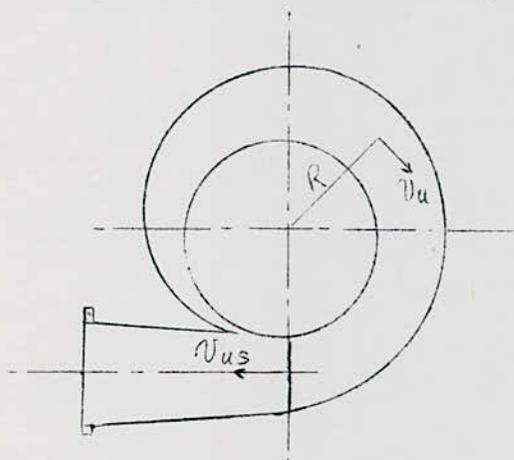
Une limite inférieure de l'emploi du diffuseur est donnée par "Hutte" et se situe à environ $\psi = 0,8$. Et pour des raisons d'encombrement, les différents constructeurs n'utilisent plus des diffuseurs à ailettes sauf dans le cas de pompes multi-cellulaires et à ψ élevé.

Pour ces mêmes raisons nous nous fixons sur le choix d'une volute.

Le calcul de la volute ne doit pas se faire en admettant des vitesses égales dans toutes les sections de la spirale, car par suite de la force centrifuge la pression va en augmentant de la périphérie de la roue

vers l'extérieur et par conséquent la vitesse décroît. Par suite la section croît plus vite que l'angle au centre.

La spirale reproduit matériellement les lignes d'écoulement de l'eau qui s'écoule librement et produit un écoulement à tourbillon constant.



$$R v_u = C^{t_0}$$

Pour obtenir un bon raccordement de la volute avec la tuyauterie de refoulement nous utiliserons des sections circulaires pour la volute.

La variation de la vitesse tangentielle doit avoir lieu suivant la loi des aires, et on peut calculer le diamètre des diverses sections avec une exactitude suffisante de la manière suivante:

Supposons que la volute soit divisée en 8 sections, soient d_1, d_2, \dots, d_8 les diamètres des sections 1 2 ... 8 et $D_{x1}, D_{x2}, \dots, D_{x8}$ ceux des centres des cercles 1 2 ... 8 correspondants.

Les diamètres des 8 sections se calculent aisément par les relations

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{Q}{8} \frac{D_{x1}}{v_{u2} \cdot D_2}$$

$$\frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{2Q}{8} \frac{D_{x2}}{v_{u2} \cdot D_2} \dots \dots \frac{\pi d_8^2}{4} = \frac{8Q}{8} \frac{D_{x8}}{v_{u2} \cdot D_2}$$

Si l'on pose $X = \frac{4Q}{\pi D_2^2 v_{u2}} = \frac{Q}{2\pi D_2 v_{u2}}$

Les diamètres des différentes sections sont donnés par

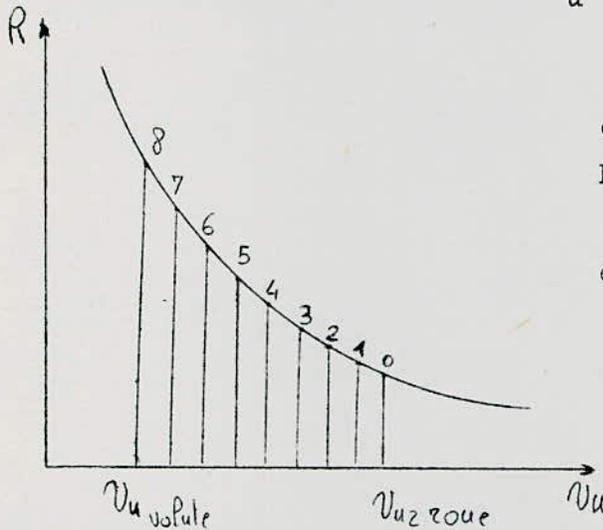
$$d_1 = \sqrt{X D_{x1}} \quad \text{avec} \quad D_{x1} = D_2 + d_1$$

$$d_2 = \sqrt{2X D_{x2}} \quad \dots$$

$$d_8 = \sqrt{8X D_{x8}}$$

Détermination des D_x

La vitesse tangentielle à la sortie de la roue étant représentée par v_{u2} . Traçons la variation de cette vitesse en fonction de l'éloignement du centre d'après la relation $R v_u = C^{te}$.



Les conditions initiales étant connues nous pouvons tracer cette hyperbole équilatère.

La vitesse et la section de sortie de la volute étant connues

$$v_u = 2,9 \text{ m/s}$$

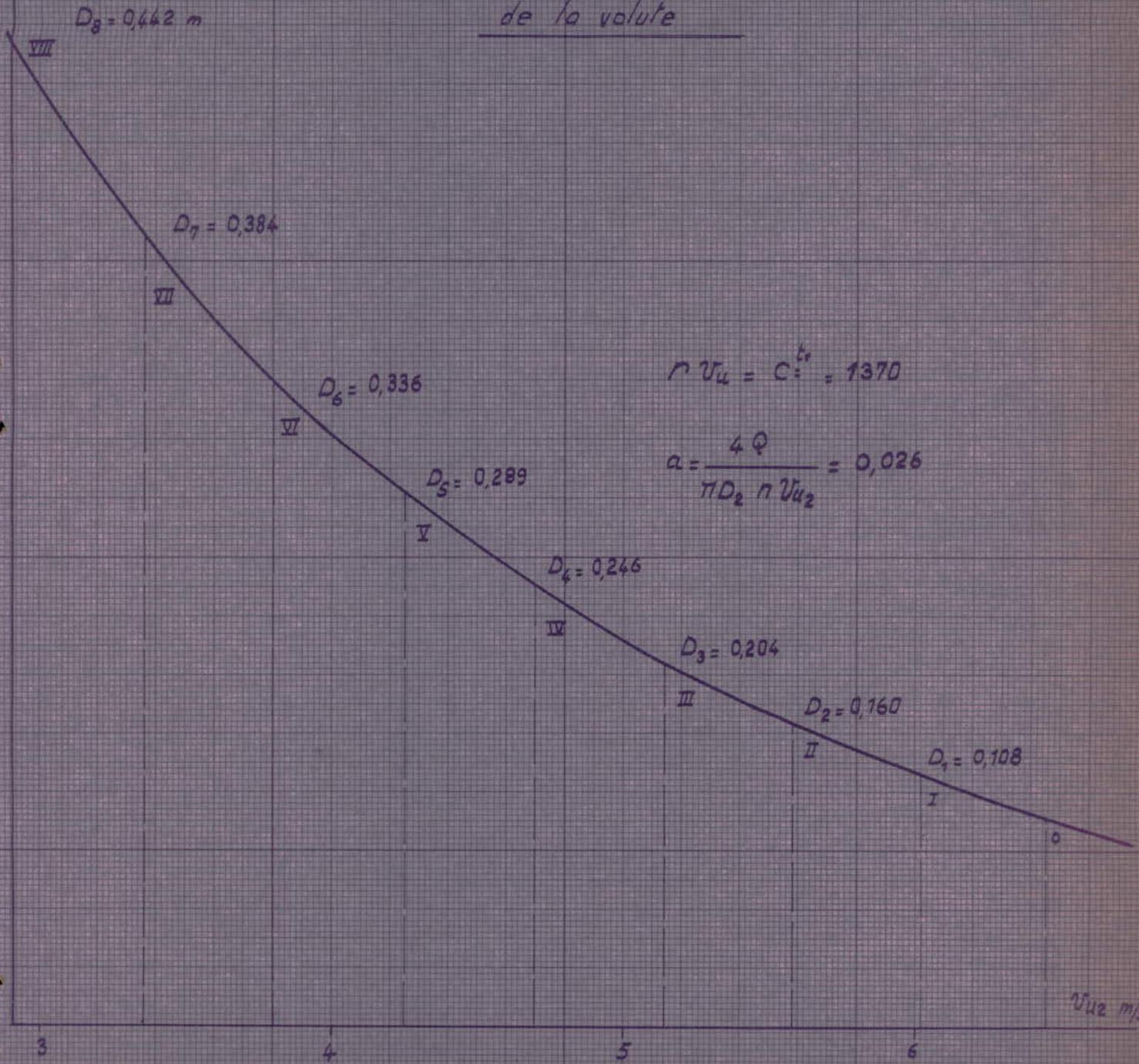
et $D_{\text{sortie}} = 400 \text{ mm}$

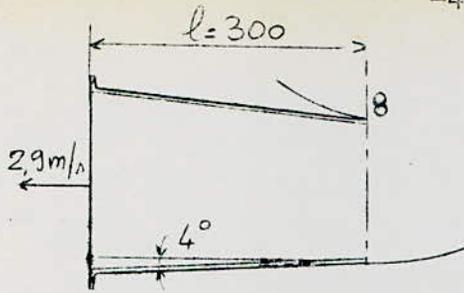
En choisissant les dimensions du diffuseur de jonction, on pourra déterminer la vitesse tangentielle dans la 8^{ème} section.

$$d_8 = 400 - 2 \cdot l \cdot \tan \theta$$

.../...

Détermination des sections
de la volute





$$d_8 = 400 - 2.300.0063 = 396 \text{ mm}$$

$$S_8 = \frac{\pi d_8^2}{4} = 0,123 ; v_{u8} = \frac{0,360}{0,123} = 2,93 \text{ m/s}$$

On a ainsi l'intervalle de variation de la vitesse tangentielle

$$2,93 < v_u < 6,45$$

(6,45 est la vitesse correspondante au filet moyen III)

En partageant cette intervalle en 8 parties égales, on aura les différents rayons R_x et par suite les diamètres D_x .

Calcul de X

$$X = \frac{Q}{27 D_2 v_{u2}} = \frac{0,360}{6,28.0,33.6,45} = 0,027$$

Les différents diamètres seront donnés dans le tableau qui suit:

Section	R_x	D_x	d_x
1	226	452	108
2	244	488	160
3	265	530	204
4	292	584	246
5	322	644	289
6	360	720	336
7	371	742	384
8	382	764	396

Il serait aisé de modifier les diamètres précédents pour tenir compte du raccordement des sections circulaires avec le corps, mais cette correction serait de faible importance.

.../...

Canal d'aspiration.

Notre pompe possède un coude d'aspiration, si ce coude est à petit rayon, le champ de vitesse est déformé. C'est pourquoi il est recommandé de construire cette pièce avec des sections plutôt aplaties et égales au moins à 1,5 à 2 fois celle de l'ouïe et en outre de la terminer par une courte partie convergente.

Le fluide possède ainsi un écoulement convergent vers la roue. Il faut de même éviter les coudes à double courbure pour diminuer les pertes de charge dans ces derniers.

IV- CALCUL DES PERTES D'ENERGIE.

On ne peut calculer que les pertes causées par le fonctionnement normal de la pompe correctement construite, c'est à dire les pertes qui ne peuvent pas être supprimées, mais seulement diminuées dans des conditions favorables.

Les pertes d'énergie comprennent:

- les pertes h_p par frottement du fluide pendant son passage dans la pompe. Ces pertes diminuent la hauteur d'élévation et sont exprimées au moyen du rendement hydraulique ρ_h ;
- Les pertes q_f par fuites qui diminuent le débit Q et qui sont exprimées au moyen du rendement volumétrique ρ_v ;
- Les pertes mécaniques E_m qui représentent le travail absorbé par la pompe sans qu'il y ait transformation d'énergie. Elles correspondent au travail absorbé par le frottement. Elles s'expriment au moyen du rendement mécanique ρ_m .

IV-I Pertes hydrauliques.

Ces pertes comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformation d'énergie.

$$h_p = h'_p + h''_p$$

IV-I2 Perte par frottement dans les canaux.

Cette perte est la somme des pertes h'_{pr} dans la roue et h'_{pv} dans la volute.

h'_p est donnée par:

-pour la volute
$$h'_{pv} = \lambda \sum_{n=1}^x \frac{l_n}{d_n} \left(\frac{v_3 + v_4}{2} \right)^2 \frac{1}{2g} \frac{1}{X}$$

-pour la roue
$$h'_{pr} = \frac{1}{4} \lambda \frac{2(e+b)}{eb} l \frac{w^2}{2g}$$

Le coefficient de perte de charge λ peut être calculé par la formule de Mises

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d}} \left(\sqrt{k} + 1,7 \sqrt{\frac{v}{v'}} \right)$$

Pour la fonte moulée on peut prendre

$$\sqrt{k} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ à } 10 \cdot 10^{-3}$$

La volute étant divisée en X parties. l_n est la longueur d'une partie d_n le diamètre moyen de la $n^{\text{ème}}$ partie. Ces derniers étant numéroté à partir du bec.

IV-I3 Perte de transformation d'énergie.

Pour les roues à grand débit et les canaux à faible divergence

$$h''_p = 0,05 H_2$$

Pour la roue
$$H_2 = \left(1 - \frac{\psi}{4} \right) H$$

Pour la volute
$$H_2 = \frac{\psi H}{4}$$

Le rendement hydraulique s'exprime par :

$$\rho_h = \frac{1}{1 + \frac{h'_p + h''_p}{H}}$$

On peut calculer le rapport $\frac{h'_p + h''_p}{H}$ directement par les relations suivantes données par Kovats:

a) Pour la roue,

$$\frac{h'_p + h''_p}{H(\text{roue})} = \left(1 - \frac{\psi}{4}\right) 0,05 + \lambda \left[0,125 \frac{X}{\psi} \left(\frac{0,64z}{(1+A)\sin\beta_m} + \frac{B}{1,3} \right) \left(\frac{1+A-0,75\psi}{\cos\beta_m} \right)^2 \right]$$

b) Pour la volute:

$$\frac{h'_p + h''_p}{H(\text{volute})} = \frac{\psi}{4} 0,05 + \lambda 0,075 \psi \left[\left(0,5Y + \frac{1}{1,5Y} \right) \left(1 + \frac{1}{1+Y} \right)^2 \right] + \frac{E}{H}$$

Dans ces deux relations on a

$$X = \frac{l}{D_2} \quad l = \text{longueur moyenne des ailes}$$

On prendra

$$l = \frac{124 + 160}{2} = 142 \text{ mm}$$

$$X = \frac{0,142}{0,32} = 0,444$$

$$Y = \frac{d_v}{D_2} \quad d_v = \text{diamètre de la section finale de la volute} = 400 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{0,400}{0,320} = 1,25$$

$$A = \frac{D_1}{D_2} = \frac{0,188}{0,32} = 0,588 \quad ; \quad B = \frac{D_2}{b_2} = \frac{0,32}{0,047} = 6,8$$

$$\beta_m = \text{angle moyen, on prendra la valeur } \beta_m = \frac{\beta_{mI} + \beta_{mII}}{2}$$

$$\beta_m = \frac{26^\circ + 20^\circ}{2} = 23^\circ$$

$$Z = \text{nombre d'aubes } Z = 8$$

Calculons λ pour l'entrée de la roue.

$$\text{On a } Re = \frac{U \cdot D_0}{\nu} = \frac{925 \cdot 188}{0,012} = 1,45 \cdot 10^7$$

.../...

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{188}} \left(8 \cdot 10^{-3} + 1,7 \sqrt{\frac{0,012}{9,25}} \right)$$

$$\lambda = 0,0096 + 0,074 (8 \cdot 10^{-3} + 0,0612)$$

$$\lambda = 0,0096 + 0,0512 = 0,0147$$

On aura pour la roue

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{roue})} = \left(1 + \frac{0,723}{4} \right) 0,05 + 0,0147 \left[0,125 \frac{0,444}{0,723} \left(\frac{0,64 \cdot 8}{(1+0,588)0,39} + \frac{6,8}{1,3} \right) + \left(\frac{1+0,588 - 0,75 \cdot 0,723}{0,92} \right)^2 \right] = 0,041 + 0,0147 \cdot 1,332$$

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{roue})} = 0,0606$$

Calculons le coefficient λ pour une section moyenne de la volute.

Prenons la section IV $d = 246 \text{ mm}$; $v = 4,7 \text{ m/s}$

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{246}} \left(8 \cdot 10^{-3} + 1,7 \sqrt{\frac{0,012}{4,7}} \right)$$

$$\lambda = 0,0096 + 0,064 (8 \cdot 10^{-3} + 0,087) = 0,0091 + 0,0061$$

$$\lambda = 0,0157$$

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{volute})} = \frac{\psi}{4} \cdot 0,05 + \lambda \cdot 0,075 \psi \left[\left(0,5\gamma + \frac{1}{1,5\gamma} \right) \left(1 + \frac{1}{1+\gamma} \right)^2 \right] + \left(\frac{E}{H} \right)_{\text{cone diffinenu}}$$

Le terme $\frac{E}{H}$ peut être calculé par la formule classique de perte de charge:

$$E = \lambda \frac{l_s}{d_m} \frac{v_m^2}{2g}$$

.../...

l_s = la longueur du cône diffuseur; d_m = diamètre moyen du cône;
 v_m = la vitesse moyenne dans cette section.

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{volute})} = \frac{0,723}{4} \cdot 0,05 + 0,0157 \cdot 0,075 \cdot 0,723 \left[\left(0,5 \cdot \frac{1,25}{1,5 \cdot 1,25} \right) \left(\frac{1+1}{2,25} \right)^2 \right] + \frac{E}{H}$$

Ce dernier terme peut être négligé par rapport au premier, on aura:

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{volute})} = 0,00905 + 0,00085 (0,334 \cdot 2,08) = 0,00905 + 0,00059$$

$$\frac{h_p' + h_p''}{H(\text{volute})} = 0,0095 \quad ; \quad \frac{h_p' + h_p''}{H(\text{total})} = 0,0606 + 0,0095 = 0,0701$$

Rendement hydraulique

$$\rho_h = \frac{1}{1 + \frac{h_p' + h_p''}{H}} = \frac{1}{1 + 0,0701} = 0,933$$

IV-13 Perte par fuites.

Ces pertes ont lieu aux jeux des ouïes. La valeur d'une fuite est donnée par:

$$q_f = \mu S \sqrt{2g \Delta h}$$

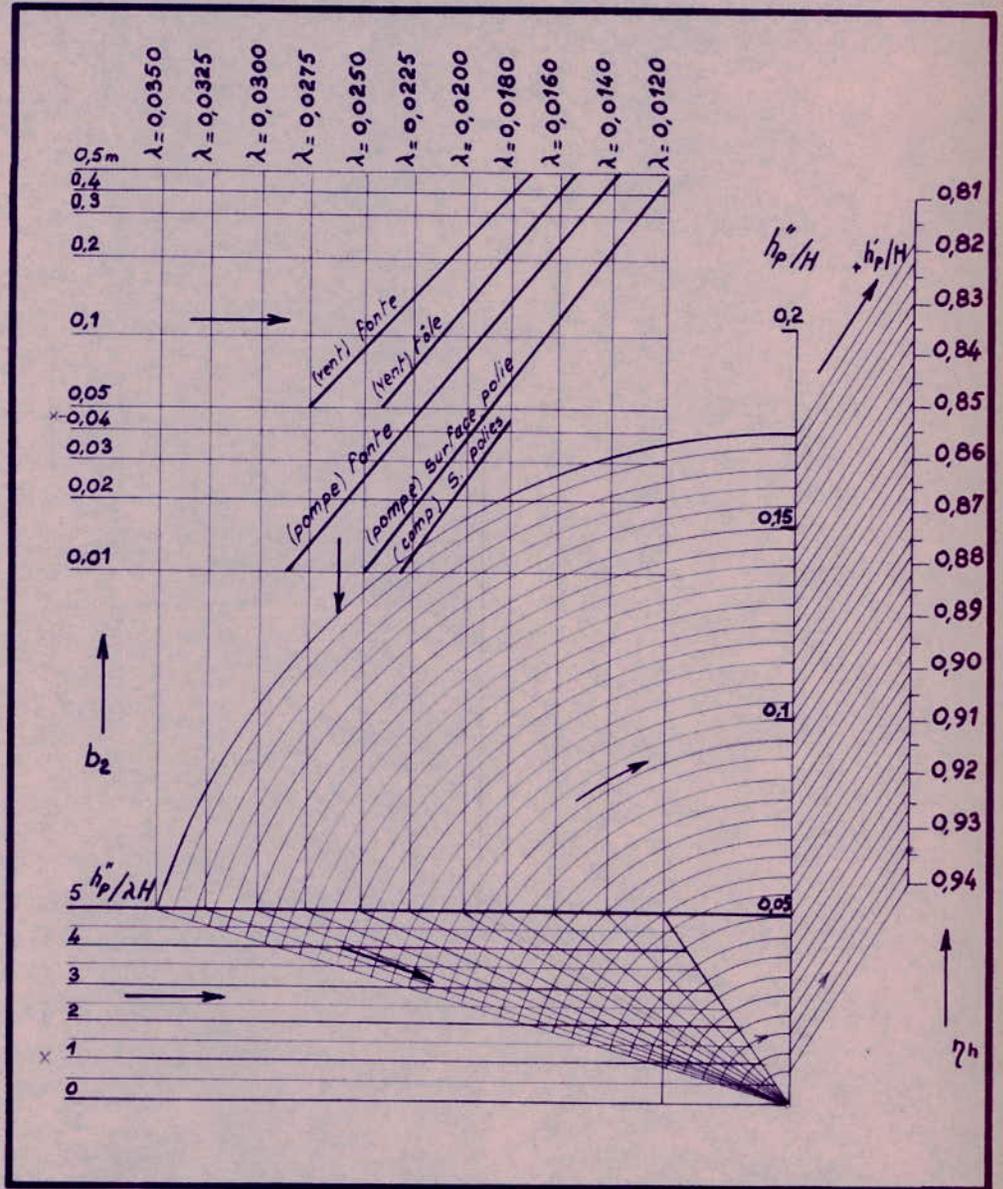
où μ est le coefficient de débit

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta L}{2b} + 1,5 + 1,1z}}$$

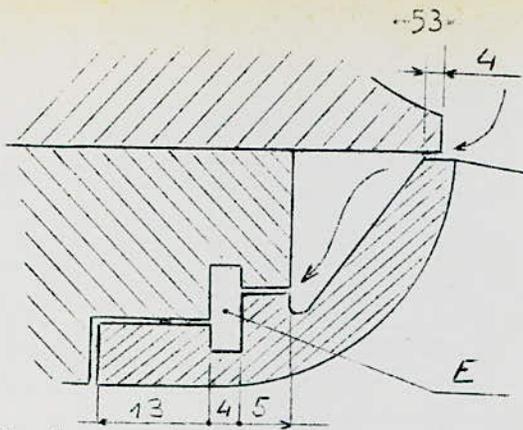
L et b sont la longueur et la largeur du jeu, et z le nombre des chicanes du labyrinthe.

Dans notre cas il existe deux jeux en série indépendants. la proportion $\frac{L}{b}$ au diamètre D_0 est au moins 10 à 15 fois plus grande que pour le diamètre D_2 et que S_2 (section de fuite) est 2 à 3 fois plus grande que S_0 .
 .../...

Pompe



On cherche la valeur de λ correspondant à la longueur de la roue ;
 on suit l'arc de cercle depuis l'intersection de la ligne $\frac{h_p''}{\lambda H}$ et λ ,
 puis la droite oblique jusqu'à l'échelle η_h



La chute de pression à la périphérie est donc négligeable par rapport à celle de l'ouïe et il suffira de conduire les calculs avec cette dernière.

E= espace intermédiaire pour diminuer la vitesse du fluide, dans ce cas les pertes seront 1,4 à 1,6 fois plus petites, et la valeur de λ doit être divisée par 1,5.

En admettant que le fluide entraîné par les forces de viscosité tourne à une vitesse moitié de celle de la roue, la chute de pression dans les chicanes sera:

$$\Delta h \approx \frac{1}{2g} \left[\frac{3}{4} U_2^2 + \frac{1}{4} U_0^2 - (U_2 - v_{u2})^2 \right]$$

On a $U_2 = 16,5 \text{ m/s}$; $U_0 = U_1 = 14,1 \text{ m/s}$ et $v_{u2} = 6,65 \text{ m/s}$

$$\Delta h = \frac{1}{2g} \left[\frac{3}{4} (16,5)^2 + \frac{1}{4} (14,1)^2 - (16,5 - 6,65)^2 \right]$$

$$\Delta h = \frac{1}{2g} [204 + 49,5 - 97] = \frac{156,5}{2g} \approx 8 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2b} + 1,5 + 1,1z}}$$

$$L = 13 + 12 + 5 + 4 = 34 \text{ mm}$$

$$b = 0,3 \text{ mm au minimum}$$

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,025}{2,03} + 1,5 + 2,2}} = \frac{1}{\sqrt{5,12}} = 0,44$$

$$z = 2 \quad \lambda = 0,025 \div 0,05$$

On prendra

$$\lambda' = \frac{\lambda}{1,5} = 0,294$$

Section de fuite

$$S = \pi d b = 3,14 \cdot 0,306 \cdot 0,0003 = 0,00029 \text{ m}^2$$

On en déduit alors la perte par fuite:

.../...

$$q_f = \mu S \sqrt{2g \Delta h}$$

$$q_f = 0,294 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4} \sqrt{19,62 \cdot 8} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour notre roue à deux ouïes, on aura:

$$q_f' = 2q_f = 2 \cdot 1,08 \cdot 10^{-3} = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour tenir compte de l'usure qui pourra se produire on majorera cette perte de 50% on aura donc:

$$q_f' = 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Le rendement volumétrique sera:

$$\rho_v = \frac{1}{1 + \frac{q_f}{Q}} = \frac{1}{1 + \frac{3,24 \cdot 10^{-3}}{0,360}} = \frac{1}{1 + 0,009} = 0,98$$

IV-I4 Rendement mécanique.

Les pertes mécaniques sont constituées par le frottement des paliers et par le frottement dans les presses étoupe .

les pertes = P' + P'' ne dépassent pas 2 à 5% de la puissance pour les petites pompes et 1 à 3% pour les grosses.

On estimera ces pertes à 3% de la puissance, soit

$$P' + P'' = \frac{3}{100} \cdot 85,5 = 2,56 \text{ Kw}$$

Le rendement mécanique sera alors

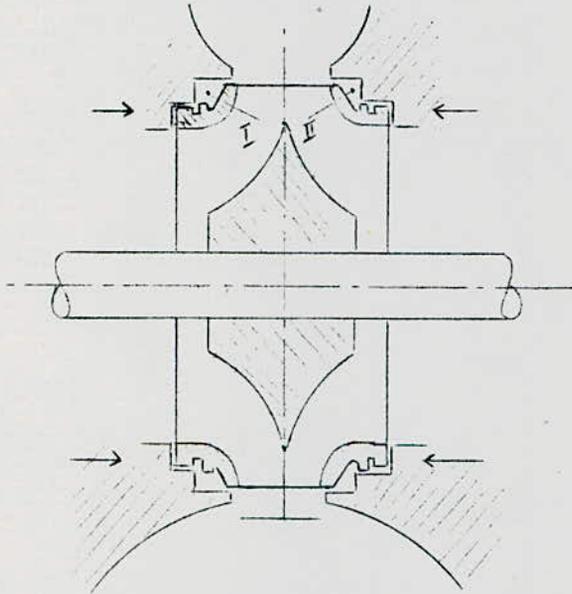
$$\rho_m = 1 - \frac{P' + P''}{P} = 1 - \frac{2,56}{85,5} = 1 - 0,03 = 0,97$$

IV-I5 Rendement global de la pompe.

$$\rho = \rho_h \cdot \rho_v \cdot \rho_m = 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = \underline{\underline{0,885}}$$

V- EQUILIBRAGE DE LA ROUE

Pour une roue simple (à une ouïe) la différence existant entre les pressions statiques des deux cotés de la roue, donne naissance à une poussée axiale pouvant être de valeur considérable.



Pour notre cas la pompe étant à deux ouïes, la roue est théoriquement équilibrée du fait des poussées agissants en sens contraire. Mais il peut y avoir une faible résultante due essentiellement aux différences de jeux aux chicanes ou de la pression d'aspiration. Nous avons prévu les mêmes chicanes à chaque ouïe de manière à uniformiser l'usure sur les deux cotés et limiter ainsi au maximum la valeur de cette résultante.

Si la roue se déplace à gauche, le jeu e_a diminue de ce coté et augmente de l'autre, et les fuites varient dans le même sens.

Comme conséquence, la pression augmente dans la chambre I et diminue en II ce qui a pour effet de repousser la roue du coté droit. Si elle continue à se déplacer dans ce sens, le phénomène se déroulera en sens inverse.

On peut donc conclure que notre système est stable, et qu'on a toujours l'équilibre même dans le cas d'une augmentation des fuites provoquée par une usure des jeux.

2^{ème} P A R T I E

-000-

VI- E T U D E M E C A N I Q U E

VI-I Calcul de l'arbre.

Pour le calcul de l'arbre nous tenons compte des éléments suivants:

- Couple équivalent du à la sollicitation composée flexion-torsion
- Courbure.
- Flèche admissible.
- Vitesse critique.

I-I Calcul de l'arbre à la sollicitation composée.

a) Détermination du moment flechissant maximum.

Lorsque l'arbre n'a pas la même section sur toute sa longueur il est nécessaire pour calculer la flexion, d'employer une méthode graphique. On tient compte du poids de l'arbre, dans ce cas on le divise en plusieurs parties dont les poids appliqués à leurs centres de gravité respectifs doivent être considérés comme des charges concentrées.

Méthode graphique de Mohr.

Utilisons une échelle convenable pour représenter les éléments essentiels de l'arbre. Reportons sur ce dernier les différentes charges. En construisant le polygone des forces et le polygone funiculaire correspondant on obtient aisément le diagramme du moment flechissant. Pour calculer la valeur numérique du moment pour chaque section, il suffit de connaître l'échelle du diagramme. L'échelle des moments est égale à l'échelle de l'arbre multipliée par l'échelle des forces multipliées par la distance polaire.

(échelle des moments 1 cm = 4.9.10 = 360 Kg cm)

On trouve un moment flechissant maximum de:

$$M_{f \max} = 360 \cdot 3,5 = 1260 \text{ Kg cm}$$

.../...

b) Calcul du moment de torsion.

$$M_t = 716 \frac{P}{N}$$

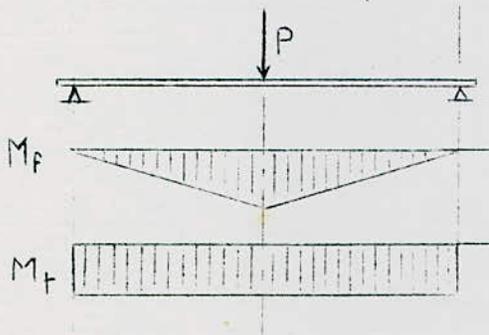
avec $P = 116 \text{ ch}$
 $N = 950 \text{ tr/min}$

$$M_t = 716 \frac{10^2 \cdot 116}{950} = 8750 \text{ Kg cm}$$

c) Calcul du moment équivalent idéal.

idéal

$$M_{\text{équi}} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = \sqrt{(1260)^2 + (8750)^2} = \sqrt{1,582 \cdot 10^6 + 76,5 \cdot 10^6}$$



$$M_{\text{équi}} = 10^3 \sqrt{78,082} = 8545 \text{ Kg cm}$$

$$M_{\text{équi}} = 8545 \text{ Kg cm}$$

Nous remarquons que ce moment est inférieur au moment de torsion. Nous calculerons alors l'arbre au couple résistant de torsion.

L'arbre est exécuté en acier au Ni Cr de résistance à la rupture de

$$R_r = 60 \text{ Kg/mm}^2 \text{ soit } R_e = 40 \text{ Kg/mm}^2$$

Nous prendrons un coefficient de sécurité de 2, on aura une résistance pratique ou admissible $R_p = 20 \text{ Kg/mm}^2$, et pour tenir compte des concentrations de contraintes aux épaulements, on prendra un coefficient de concentration de 1,5 ce qui donne

$$R_p = \frac{20}{1,5} = 13,3 \text{ Kg/mm}^2 \approx 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Le couple moteur agit dans la section de l'arbre située près de l'accouplement, cette section est la plus dangereuse, calculons son diamètre.

.../...

$$\frac{M_t}{W_p} \leq 14 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{avec} \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$d > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{14 \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 875000}{14 \cdot 3,14}} = \sqrt[3]{3,1 \cdot 10^5} = 10 \sqrt[3]{310} = 67,5 \text{ mm}$$

On adoptera un diamètre d'accouplement de 68 mm.

I-2 Calcul de la vitesse critique.

Quand le problème comprend plusieurs charges concentrées et un arbre avec des épaulements, librement supporté par deux paliers, il est possible d'obtenir une vitesse critique par une méthode graphique utilisant des approximations successives.

La détermination graphique de la première vitesse critique comprend les étapes suivantes:

- Traçage du diagramme des moments fléchissants d'après la méthode de Mohr.
- Traçage du diagramme des moments fléchissants corrigés pour tenir compte des variations du diamètre de l'arbre.
- Traçage de la courbe des déformations statiques en utilisant le diagramme des moments corrigés.
- La vitesse critique est calculée en utilisant la formule du Lord Rayleid , (voir Turbine page 129) .

I-2I Traçage du diagramme des moments fléchissants.

Ce diagramme est déjà tracé.

I-22 Diagramme M/EI

Pour déterminer la ligne d'influence, il faut construire un deuxième polygone funiculaire pour l'établissement duquel on considère le diagramme des moments comme un diagramme de charges fictives.

Afin de tenir compte des variations de sections de l'arbre, le diagramme des moments est modifié en divisant les valeurs du moment par le

moment d'inertie au point considéré et par le module d'élasticité de l'arbre, (on prendra pour l'acier $21 \cdot 10^3 \text{ Kg/mm}^2$). Pour tracer ce diagramme de M/EI nous portons les différentes valeurs de M/EI à une échelle ($1 \text{ cm} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^{-1}$) à partir d'une horizontale.

I-23 Diagramme des déformations angulaires.

Pour tracer cette courbe, on projettera horizontalement sur une verticale les centres (a,b,c,...) des segments des divisions utilisées pour le diagramme M/EI . Après avoir défini une distance polaire (on gardera la même distance que précédemment 9 cm), en suivant le même processus que pour les moments fléchissants nous obtenons la courbe des déformations angulaires. L'échelle est le produit de l'échelle de l'arbre par la distance polaire par l'échelle M/EI .

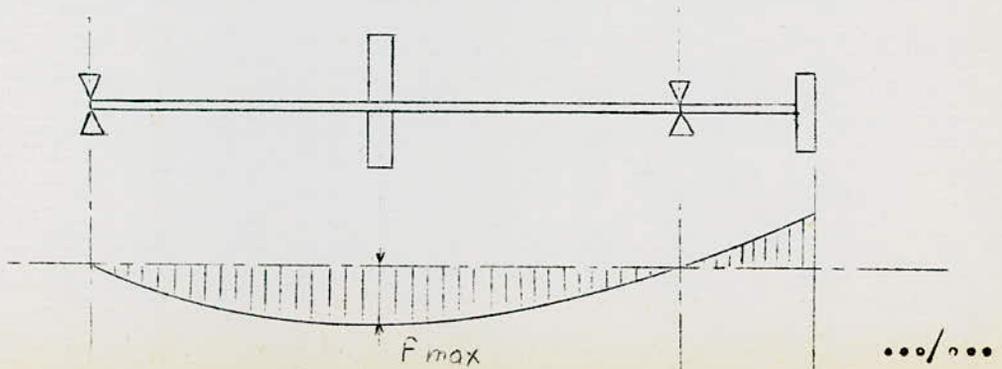
$$1 \text{ cm} = 4.9.0,5 \cdot 10^{-6} = 1,8 \cdot 10^{-6}$$

I-24 Déformée statique.

On projete vers le bas les milieux des segments du diagramme M/EI sur la courbe des déformations angulaires, et en suivant la méthode utilisée précédemment on trace la ligne d'influence.

Echelle des déformations $1 \text{ cm} = 4.14.1,8 \cdot 10^{-5} = 0,001 \text{ cm}$

Dans ce tracé nous avons tenu compte de la charge en porte à faux de l'accouplement. Cette charge est remplacée par une force agissant dans le sens opposé de celles qui se trouvent entre paliers. Ce sens est adopté pour avoir le maximum de déformation de l'arbre.



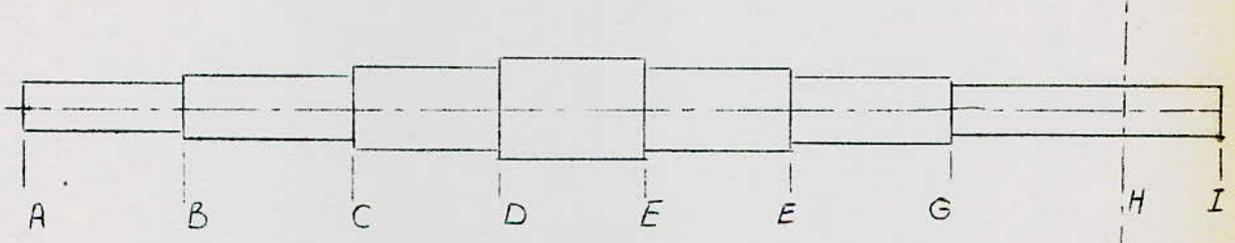
On trouve une flèche maximum de 0,062 mm.

Vitesse critique.

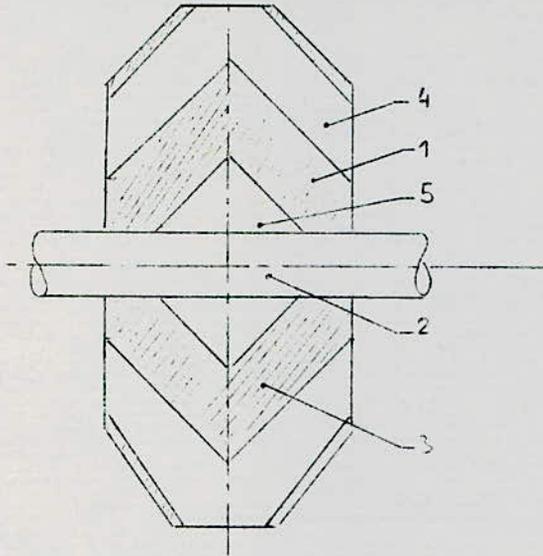
$$N_c \text{ tr/min} = \frac{300}{\sqrt{f \text{ cm}}}$$

(Première vitesse critique)

$$N_c = \frac{300}{\sqrt{6210^{-4}}} = \frac{300}{0,079} = 3800 \text{ tr/min}$$



	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI
$\Phi \text{ cm}$	6,4	7	7,2	8	7,2	7	6,8	
$l \text{ cm}$	16,8	24	16,6	15	16,6	24	26,8	
$S \text{ cm}^2$	32,2	38,5	40,8	50	40,8	38,5	32,2	
$V \text{ cm}^3$	540	925	678	750	678	925	863	
$P \text{ Kg}$	4,22	7,22	5,3	5,85	5,3	7,22	6,7	
$I \text{ cm}^4$	82,5	117,6	127,5	201	127,5	117,6	82,5	
$EI \text{ Kgcm}^2$	$173 \cdot 10^6$	$247 \cdot 10^6$	$268 \cdot 10^6$	$422 \cdot 10^6$	$268 \cdot 10^6$	$247 \cdot 10^6$	$173 \cdot 10^6$	
$y_0 \text{ mm}$	0,005	0,035	0,056	0,062	0,059	0,042	0,003	0,028

Estimation du poids de la roue.

$$1) V = 3,14 (2,47 - 1,96) 10^4 \cdot 37 = 59,310 \text{ mm}^3$$

$$2) V = \frac{\pi d^2}{4} h = \frac{3,14 \cdot 6400 \cdot 150}{4} = 7,55 10^5 \text{ mm}^3$$

$$3) V = \frac{\pi h}{3} (R^2 + r^2 + Rr) \\ = \frac{3,14 \cdot 75}{3} (1,21 10^4 + 1600 + 4400) = 1,42 10^6$$

$$4) V = 8 \cdot 135 \cdot 130 = 1,41 10^5$$

$$5) V = \frac{\pi h}{3} (R^2 + r^2 + Rr) = \frac{3,14 \cdot 85}{3} (8100 + 3600 + 5400) = 4,48 10^5 \text{ mm}^3$$

Volume total $V = (5,93 10^5 + 14,2 10^5 + 5,65 10^5) - (4,48 10^5 + 7,55 10^5)$

$$V = 13,75 10^5 \text{ mm}^3$$

$$V_t = 2 \cdot 13,75 = 2,75 \text{ dm}^3$$

ρ pour l'acier = $7,8 \text{ kg/dm}^3$ d'où le poids de la roue

$$P = 7,8 \cdot 2,75 = 21,5 \text{ kg}$$

$$\underline{P \approx 22 \text{ Kg}}$$

VI-2 Calcul de l'impulseur.

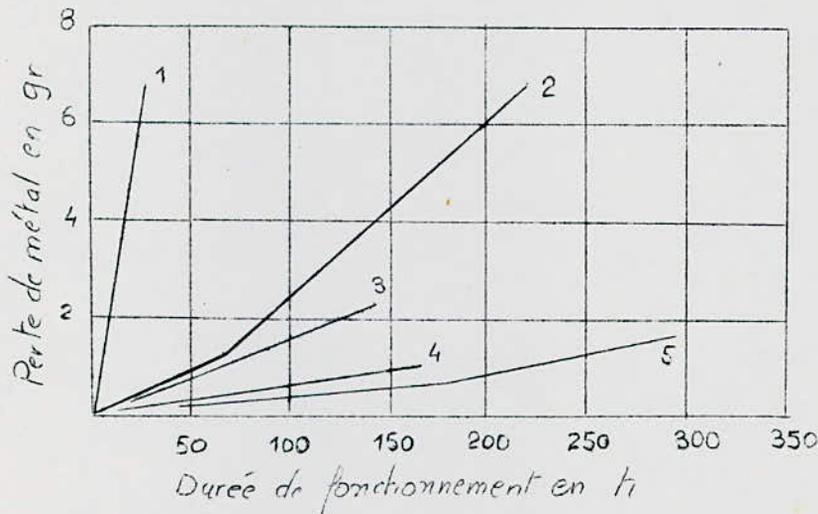
Pour notre pompe, la vitesse périphérique est une vitesse moyenne, les flasques n'exigent pas de calculs spéciaux car les fatigues n'excèdent pas celles qui sont permises par l'épaisseur exigée par la technique de la fonderie.

Choix du matériaux.

L'attaque du métal par la cavitation devait être évitée ou réduite au minimum par un choix convenable de matériaux.

Le comportement des métaux à la cavitation ressemble à leur tenace vis-à-vis de la fatigue de corrosion, Les différents matériaux résistent à la cavitation à des degrés divers.

SCHROETER a établi des essais de cavitation dans un conduit en forme de venturi. Le tableau ci-dessous donne une idée sur la résistance des différents matériaux.



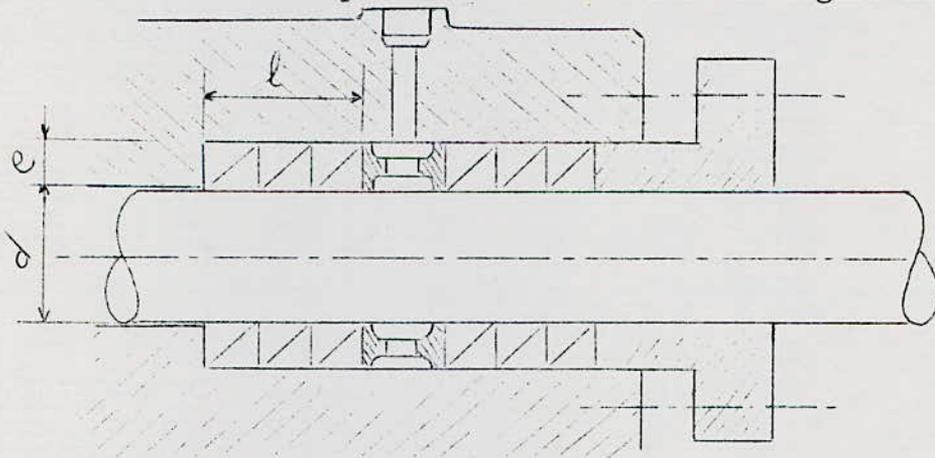
- 1) Plomb.
- 2) Fonte .
- 3) Bronze pour impulseur.
- 4) Aluminium.
- 5) Acier au Ni.

Nous remarquons que l'acier au nikel offre plus de résistance à la corrosion que la fonte ou le bronze, qui sont des métaux généralement adoptés dans la construction des impulseurs de pompes.

Nous adopterons cet acier dont le prix de revient ne dépasse pas de le prix d'un acier ordinaire.

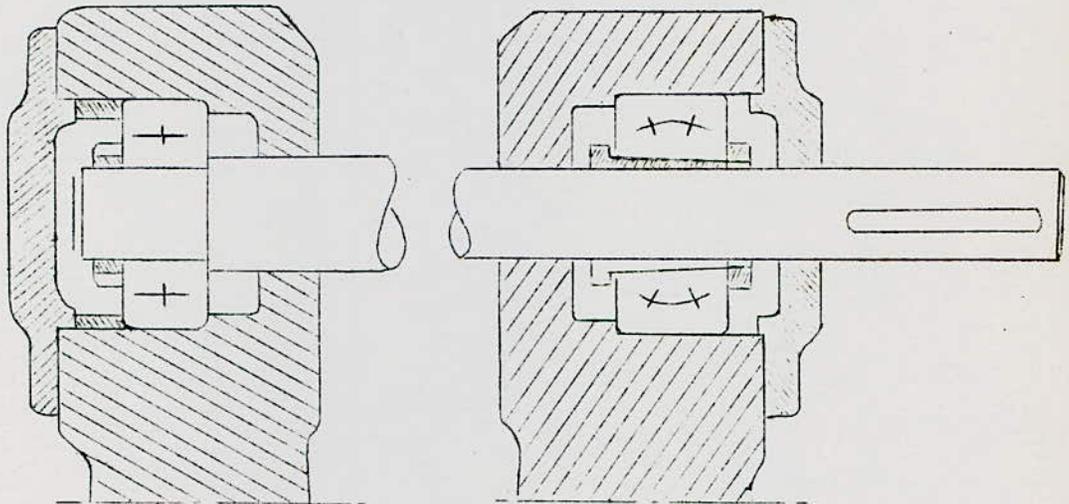
VI-3 Presse-étoupes.

Pour éviter les rentrées d'air et les fuites, on utilise des presse-étoupes avec fouloir commandé par écrou et boulon à tenon. Pour réduire au minimum ces rentrées d'air on injecte de l'eau sous pression dans des lanternes disposées comme le montre la figure ci-dessous.



$$\begin{aligned} e &= 0,6 \text{ à } 0,8 \quad d \\ \text{et} \quad l &= 3 \text{ à } 4 \quad e \\ e &= 0,8 \quad d = 0,8 \quad 72 \quad = 7 \text{ mm} \\ l &= 3.7 = 21 \text{ mm} \end{aligned}$$

VI-4 CALCUL DES PALIERS.



Charge équivalente sur le roulement.

La capacité de base C définie en fonction de la charge appliquée et la durée du roulement:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^P, \quad \frac{C}{P} = L^{1/P}$$

L = durée en millions de tours.

P = la charge équivalente sur le roulement.

C/P = le rapport de charge.

Cette capacité s'entend pour des conditions de fonctionnement bien déterminées. C'est ainsi que la charge est supposée garder une valeur constante et une direction purement radiale pendant le temps d'utilisation du roulement.

On doit donc transformer les charges agissant sur le roulement en une charge fictive, qui réponde aux conditions valables pour les capacités de base et qui au point de vue de la durée, ait la même influence que les charges réelles.

Charge équivalente.

La charge du roulement est donnée par:

.../...

$$P = X F_r + Y F_a$$

où F_a (charge axiale) est nulle pour notre cas, la roue étant parfaitement équilibrée donc

$$P = X F_r$$

X = coefficient radial du roulement.

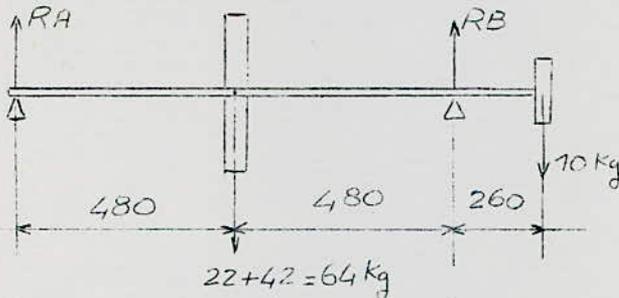
Ce coefficient est donné par tableaux (Catalogue SKF). En examinant ce tableau, on constate que pour une charge radiale ($F_a=0$) on a

$$P = F$$

Détermination des roulements.

a) Réaction d'appuis.

En faisant intervenir le poids de l'arbre et celui du disque, on aura



$$74 = R_A + R_B$$

$$\sum m/B = R_A \cdot 96 + 10 \cdot 26 = F \cdot 48$$

$$R_A = \frac{64 \cdot 48 - 260}{96} \approx 30 \text{ Kg}$$

$$R_B = 45 \text{ Kg}$$

b) Calcul des roulements.

La fatigue de la matière est la seule cause d'avaries des roulements qui ne puisse être éliminée. On a défini une durée du roulement comme étant le nombre de tours que peut effectuer un roulement avant l'apparition de signes de fatigue.

Remarque: L'expérience prouve que la durée atteinte ou dépassée par

.../...

50% de l'ensemble des roulements, est d'environ cinq fois supérieure à la durée prise pour base des calculs.

Un tableau donné par SKF, donne le rapport C/P pour une durée arbitraire exprimée en heures et pour différentes vitesses.

Pour une vitesse de 1000 tr/mn et une durée de 80 000 heures, pour un roulement à billes

$$\frac{C}{P} = 16,8$$

donc $C = 16,8 P$

1) Roulement en A.

On pourra adopter pour ce palier un roulement à billes simple.

$$C = 16,8 \cdot 30 = 500 \text{ Kg}$$

Il convient de choisir un roulement 60I4 de capacité de base de 3000. Ce roulement s'adapte aux dimensions de notre arbre.

2) Roulement en B.

Pour permettre à l'arbre de faibles mouvements dus aux variations brusques des charges lors du démarrage, on prévoit un roulement à rotule. Le roulement cherché doit avoir une capacité de base d'au moins

$$C = 16,8 \cdot 45 = 750 \text{ Kg}$$

On aura intérêt à choisir par exemple le roulement I2I4 dont l'alésage de la bague intérieure s'adapte au diamètre de l'arbre, et dont la capacité dynamique est de 2700 Kg.

c) Durée des roulements.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Roulement 60I4 $L = \left(\frac{3000}{30} \right)^3 = 10^6$ millions de tours

Roulement I2I4 $L = \left(\frac{2700}{45} \right)^3 = 60^3 = 2,15 \cdot 10^5$ millions de tours

VII. SENS DE ROTATION DE LA POMPE.

La vérification du sens de rotation correct de la pompe peut être déduite de l'observation de la hauteur engendrée par la pompe, vanne de refoulement fermée. A la vitesse nominale de la pompe, la hauteur à débit nul dans le sens de rotation correct, est supérieure à la hauteur nominale alors que si le sens de rotation est inversé, la hauteur à débit nul n'est que de 60% environ de la hauteur nominale de la pompe.

Dans notre cas le sens de rotation de la turbine et par suite du réducteur est déterminé, si à l'essai on obtient une hauteur à débit nul inférieure à la hauteur nominale, nous devons refaire le montage de la pompe et inverser le sens des aubages en retournant l'impulseur.

VIII. FONCTIONNEMENT AUTOUR DU POINT D'ADAPTATION.

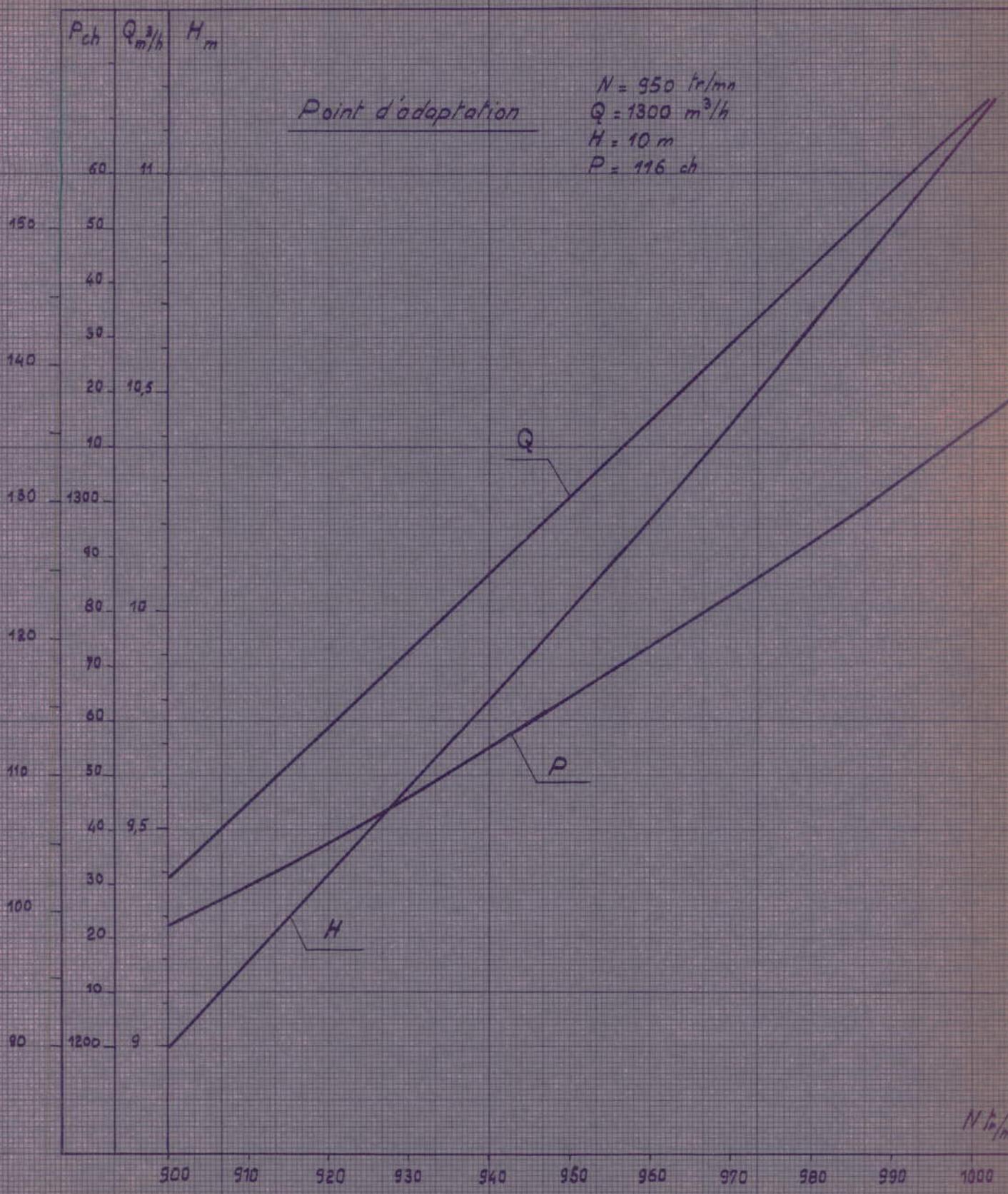
Lorsque la vitesse de la pompe ne varie pas trop, les points de même rendement se trouvent sur des paraboles passant par le point de débit nul, et sont tels que:

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{N_x}{N}\right)^2 ; \quad \frac{Q_x}{Q} = \frac{N_x}{N} ; \quad \frac{P_x}{P} = \left(\frac{N_x}{N}\right)^3$$

Nous représenterons à titre indicatif dans le diagramme qui suit les variations de ces paramètres pour une vitesse de rotation comprise entre 900 et 1000 tr/mn.

N_x tr/mn	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000
H_x m	9	9,19	9,4	9,6	9,82	10	10,2	10,44	10,66	10,89	11,1
Q_x m ³ /h	1231	1246	1260	1272	1288	1300	1314	1329	1340	1355	1370
P_x ch	98,7	101,8	105,2	108,6	112	116	119,5	123	127	131	135

Pompe



$N \text{ tr/mn}$

Turbine

CARACTERISTIQUES DE LA VAPEUR .

$$p_e = 16 \text{ Kg/cm}^2$$

$$t_e = 300^\circ\text{C}$$

$$p_s = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

3 REGIMES DE FONCTIONNEMENT.

1^{er} REGIME

- Entraînement de l'alternateur seul.
Puissance 450 Kw

2^{ème} REGIME

- Entraînement de la pompe seule.
Puissance 87 Kw

3^{ème} REGIME

- Entraînement de l'alternateur et de la pompe.
Puissance 537 Kw

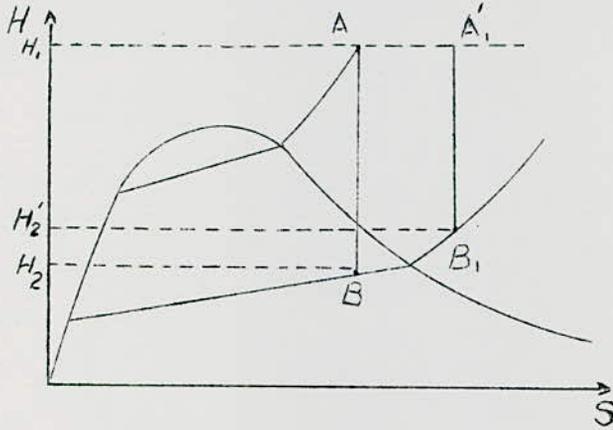
La turbine étant de faible puissance, pour qu'elle soit d'une construction simple, d'un encombrement minimal, on adoptera une roue à deux étages de vitesse " ROUE CURTISS ".

Il faut réaliser à chaque régime de fonctionnement l'égalité du couple moteur et du couple résistant, c'est à dire modifier la puissance de la turbine selon les besoins. Cette variation peut être obtenue soit

- Par action sur le débit.
 - .Injection partielle.
 - .Surcharge.
- Par action sur la chute d'enthalpie.
 - .Laminage.
- Par action combinée sur le débit et la chute.
 - .Injection partielle et laminage.
 - .By-passe ou surcharge et laminage.

La variation de la puissance par laminage de la veine de vapeur semble être la solution la plus simple, mais elle entraîne une perte
.../...

importante. En effet lorsque le registre est ouvert en grand, la chute calorifique utilisable par kilogramme de vapeur traversant la turbine $AB = H_I - H_2$. Pour un étranglement donné, elle n'est plus que

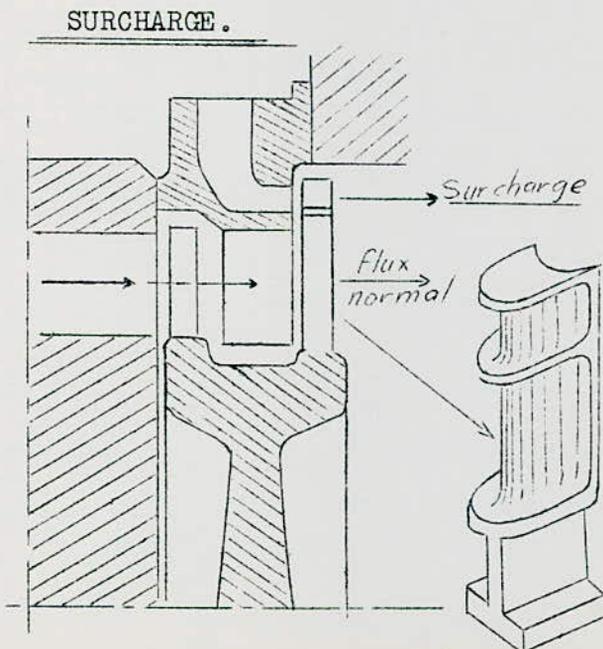


$$A_1 B_1 = H_I - H_2'$$

La différence $H_2' - H_2$ est perdue au condenseur, car la vapeur arrive dans cet appareil avec une chaleur totale supérieure à celle qu'elle aurait sans laminage.

Le système d'injection partielle est plus avantageux aux faibles charges que le réglage par laminage, mais il nécessite un mécanisme d'injection plus compliqué (plusieurs soupapes). Autres inconvénients, l'injection partielle entraîne des pertes par fuites internes et par ventilation dans les secteurs non alimentés, surtout si le degré d'injection est faible, ce qui entraîne une baisse du rendement.

Des efforts dissymétriques et des chocs sur les aubages à l'entrée des secteurs en service, entraînent une usure rapide des aubages.



Ce système est le plus employé pour une marge de puissance de l'ordre de 10 à 20% de la puissance maximale de la turbine. Cette surcharge peut être obtenue en augmentant le diamètre de la deuxième couronne mobile, et en prévoyant un secteur d'admission supplémentaire.

Ce système est le plus avantageux pour notre cas, la puissance de surcharge est de 87 Kw (de l'ordre de 20% de la puissance maxi).

PREMIERE PARTIE
++=====++

:E:T:U:D:E:~:~:T:H:E:R:M:I:Q:U:E:~:~:

Dans l'étude thermique nous essayerons d'être dans les limites des valeurs usuelles ci-dessous employées dans le calcul des turbines à vapeur à action (données par KRAFT).

-Angle de sortie des tuyères

(Données relatives aux angles exprimées en tg ou en % au lieu du degré)
Le plus employé pour les roues Curtiss 25% s'élevant dans des cas à 35%.

-Angles des ailettes mobiles α et β

Pour les roues Curtiss à deux rangées; première couronne mobile 38 à 45% (21° à 24°), couronne redresseuse 45 à 55% (24 à 29°)?, deuxième couronne mobile 60 à 75% (31 à 37°).

L'angle de sortie toujours inférieur à l'angle d'entrée.

-Recouvrement des ailettes par rapport aux tuyères (extérieur et int)

Dans les aubages Curtiss, le recouvrement à l'entrée des ailettes est généralement de 2 à 3 mm chacun par taillage en biseau des pièces intercalaires et des bandes de recouvrement.

-Rapport entre les longueurs d'ailettes.

(Hauteur de tuyère prise égale à I) au maximum I:I,4:I,9:2,3: environ mais pour le cas des grandes longueurs d'ailettes pas plus de IO à I2mm d'augmentation de la longueur des ailettes d'une rangée à l'autre.

-Nombre et pas des tuyères.

Les tuyères usinées de 30 mm de largeur ont un pas de 20 à 25 mm; pour les autres largeurs les rapports sont approximativement les mêmes. Les couronnes de tuyères à toles directices emprisonnées à la coulée compor-

tent quelques 44 à 64 tuyères.

-Épaisseur des branches de tuyères et ailettes.

Branches de sortie des tuyères usinées 0,5 à 1,5 mm, des tôles directrices emprisonnées à la coulée 1,5 à 3 mm, des tuyères coulées 2 à 4 mm branches de sortie des ailettes mobiles 0,5 à 3 mm et plus dans le cas des très longues ailettes.

-Coefficients de vitesse φ et ψ

φ pour les tuyères 0,94 à 0,97, φ pour les ailettes des étages à une seule rangée 0,9 à 0,94, pour les étages à plusieurs rangées, dans le cas d'une forte déviation dans la première rangée 0,84 à 0,9, dans une déviation moindre dans les rangées suivantes 0,88 à 0,94.

I- PREMIER REGIME DE FONCTIONNEMENT.

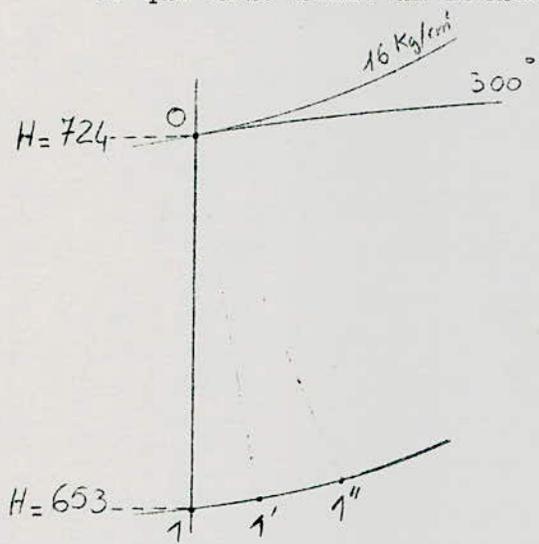
En partant de la définition du rendement global d'une turbine:

$$\eta_g = \frac{W_{eff}}{J(D_m + D_f) \Delta H_{th}}$$

Ce rendement varie de 0,76 à 0,82 dans les turbines à action. Dans une roue Curtiss le rendement est toujours inférieur à celui d'une roue à action simple. On prendra pour l'avant projet $\eta_g = 0,7$

Et un rendement mécanique $\eta_m = 0,98$

Ce qui nous donne un rendement interne..... $\eta_i = \frac{\eta_g}{\eta_m} = 0,715$



Chute théorique:

$$\Delta H_{th} = 724 - 653 = 71 \text{ Kcal/kg}$$

On aura ainsi un débit

$$D_m + D_f = \frac{150 \cdot 10^3}{4180 \cdot 0,7 \cdot 71} = 2,165 \text{ kg/s}$$

En supposant que la détente est isentropique (pas de frottement),

la vitesse V_1 est égale:

$$V_1 = 91,5 \sqrt{\Delta H_{th}} = 91,5 \sqrt{71} = 772 \text{ m/s}$$

En tenant compte du coefficient de ralentissement (frottements non négligeables) que nous prendrons égal à $\phi = 0,95$ pour le distributeur

On aura:

$$V_1' = \phi V_1 = 0,95 \cdot 772 = 733 \text{ m/s}$$

.../...

Turbine

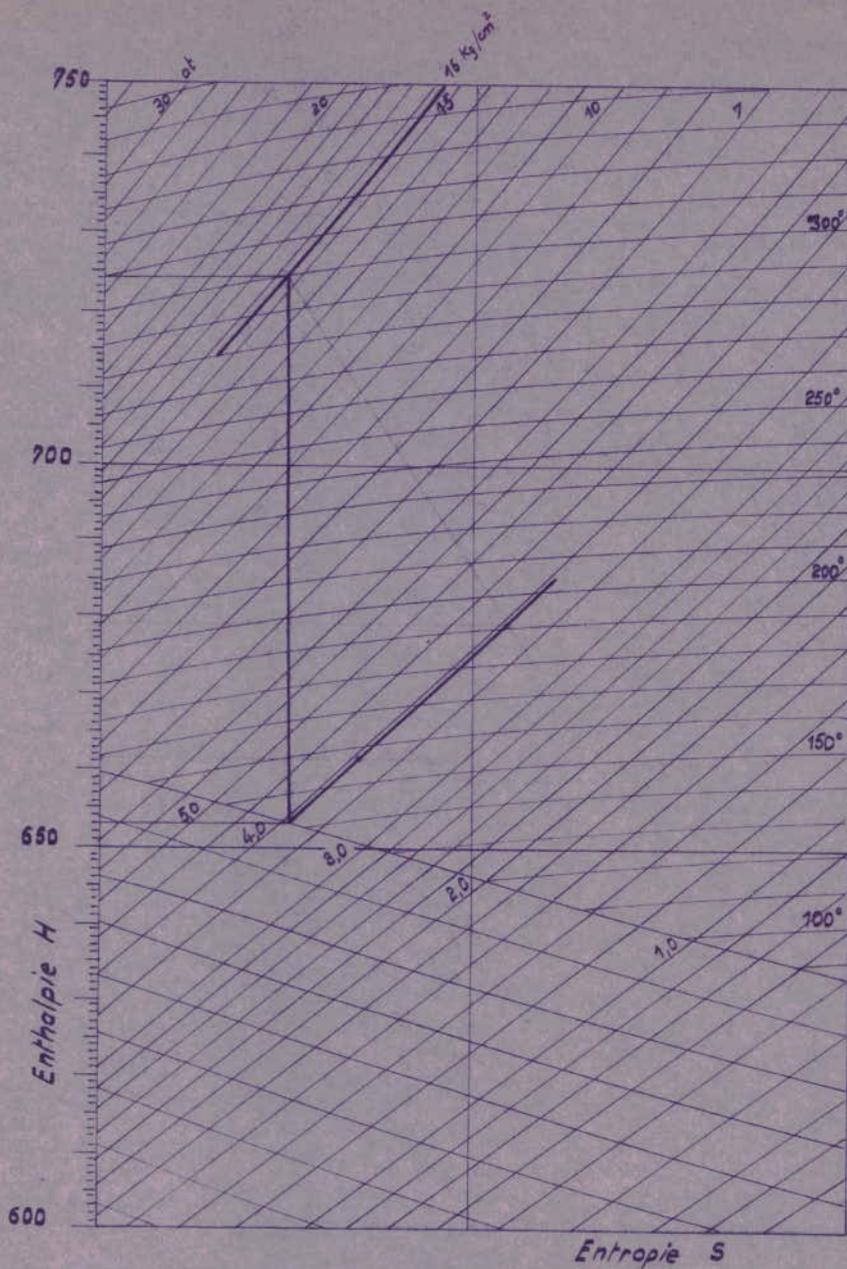


Fig I

Choix du diamètre moyen d'injection.

L'utilisation d'une telle roue se fait toujours en partant d'une valeur modérée de la vitesse périphérique u , compte tenu que la double couronne, placée à la périphérie du disque augmente considérablement la sollicitation de la force centrifuge. On dépasse rarement, à la vitesse de 3000 tr/mn, un diamètre de 1,05 m ce qui correspond à une vitesse $u = 160$ m/s.

Pour une roue Curtiss le rendement η_u est maximum pour un $\xi = \frac{u}{V}$ de l'ordre de 0,23. On adopte quelquefois 0,20, plus bas encore dans le cas de faibles puissances où l'on a surtout en vue la simplification de la construction et l'abaissement du prix de revient.

Pour $\xi = 0,23$ $u = 0,23 \cdot 733 = 168,5$ m/s

Ce qui donne un diamètre $D = \frac{60u}{\pi N} = \frac{60 \cdot 168,5}{3,14 \cdot 3000} = 1,07$ m
(trop grand)

On se fixera un diamètre

$D = 0,70$ m $u = \frac{\pi N D}{60} = 110$ m/s et $\xi = \frac{110}{733} = 0,15$

I-I Calcul du distributeur.

- Perte par frottement

$\phi = 0,95$ coefficient de résistance $\xi = 1 - \phi^2 = 1 - 0,90 = 0,10$

$\Delta H_f = \xi \Delta H_{th} = 0,10 \cdot 71 = 7,1$ Kcal

- Point de sortie du distributeur

$H_1 = 653 + 7,1 = 660,1$ Kcal $v_1 = 0,508$ m³/kg

- Arc d'injection

$D_m = \frac{hL \epsilon d v_1}{v_1}$

La section de passage dans le distributeur étant égale à:

.../...

$$S = h \frac{b}{t} L$$

h = hauteur radiale

b = largeur circonférentielle

t = pas ; L = longueur de l'arc sur le cercle moyen

En posant

$$\epsilon_d = \frac{b}{t}$$

$$D_m = \frac{h L \epsilon_d v_i'}{v_i'}$$

Nous prendrons provisoirement $\epsilon_d = 0,2$ on aura

$$h L = \frac{v_i' D_m}{\epsilon_d v_i'} = \frac{0,508 \cdot 2,165}{0,2 \cdot 733} = 0,0075 \text{ m}^2$$

En prenant $h = 10 \text{ mm} \longrightarrow L = 0,75 \text{ m}$, comme on a $D = 0,70 \text{ m}$ et $D = 2,198 \text{ m}$ il nous faut donc un arc d'injection partielle.

On adoptera un pas moyen de 30 mm avec 24 tuyères ce qui donne:

$$L = 24 \cdot 0,30 = 0,720 \text{ m}$$

On gardera cette dernière valeur, et on modifiera la hauteur h.

On aura

$$H = 10,4 \text{ mm}$$

Angle au centre du secteur d'injection

$$\Theta = \frac{360 \cdot 0,72}{2,198} = 110^\circ 40'$$

I-2 Premier étage de vitesse.

- Diagramme des vitesses

$$\sin \alpha_i = \epsilon_d + \frac{e_d}{p_d}$$

On prend $e_d = 1,3 \text{ mm} \longrightarrow \sin \alpha_i = 0,2 + \frac{1,3}{30} = 0,2435$

$$\alpha_i = 14^\circ 10'$$

On prendra des aubages symétriques $\beta_1 = \beta_2$

- Coefficient de ralentissement dans l'aubage mobile.

$$\delta = 180 - (\beta_1 + \beta_2) = 180 - 34 = 146^\circ$$

Sachant que $W_I = 625$ m/s, du diagramme de Baumann on tire:

$$\psi = 0,92$$

d'où $W_2 = W_I = 0,92 \cdot 625 = 575$ m/s

du diagramme des vitesses on tire $V_2 = 470$ m/s $\alpha_2 = 21^\circ$

- Perte par frottement dans l'aubage mobile.

$$\Delta H = \frac{(1 - \psi^2) W_I^2}{2 J} = \frac{(1 - 0,845) 625^2}{8360} = \frac{0,115 \cdot 3910^4}{8360} = 7,25 \text{ Kcal}$$

- Point de sortie de la roue

$$H_1'' = 660,1 + 7,25 = 667,35 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} \rightarrow N_1'' = 0,526$$

- Caractéristiques de la roue

$$\varepsilon_2 = \sin \beta_2 - \frac{e_2}{p_a}$$

On se fixe un pas $p_a = 10$ mm et $e_2 = 1,2$ mm

$$\varepsilon_2 = 0,292 - \frac{1,2}{10} = 0,172$$

d'où on a

$$h_2 = \frac{D_m N_1''}{\varepsilon_2 \cdot W_2} = \frac{2,165 \cdot 0,526}{0,172 \cdot 0,72 \cdot 575} = 16 \text{ mm}$$

On prendra $h_1 = 14$ mm

Vérifions que $\varepsilon_d V_1 < \varepsilon_1 W_1$

$$\varepsilon_1 = \sin \beta_1 - \frac{e_1}{p_a}$$

On prendra $e_1 = 0,3$ mm d'où $\varepsilon_1 = 0,292 - \frac{0,3}{10} = 0,262$
.../...

ψ

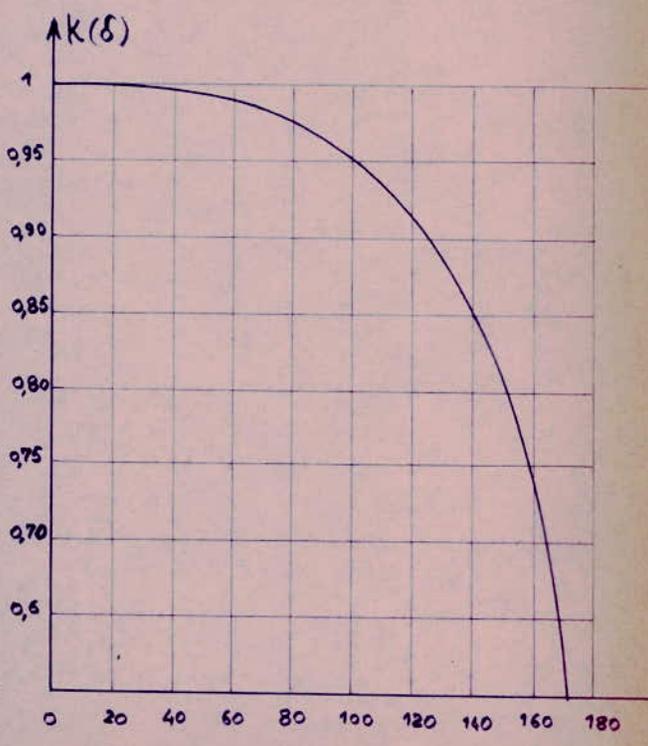
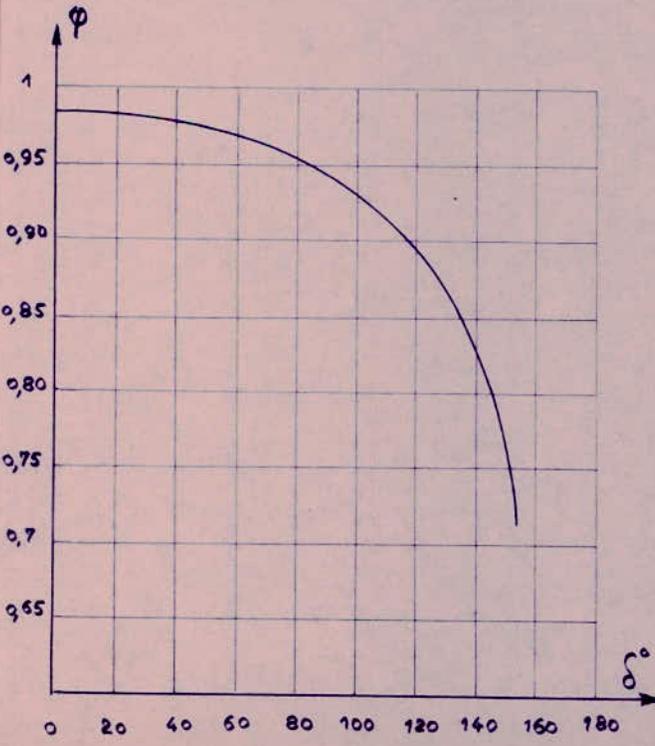
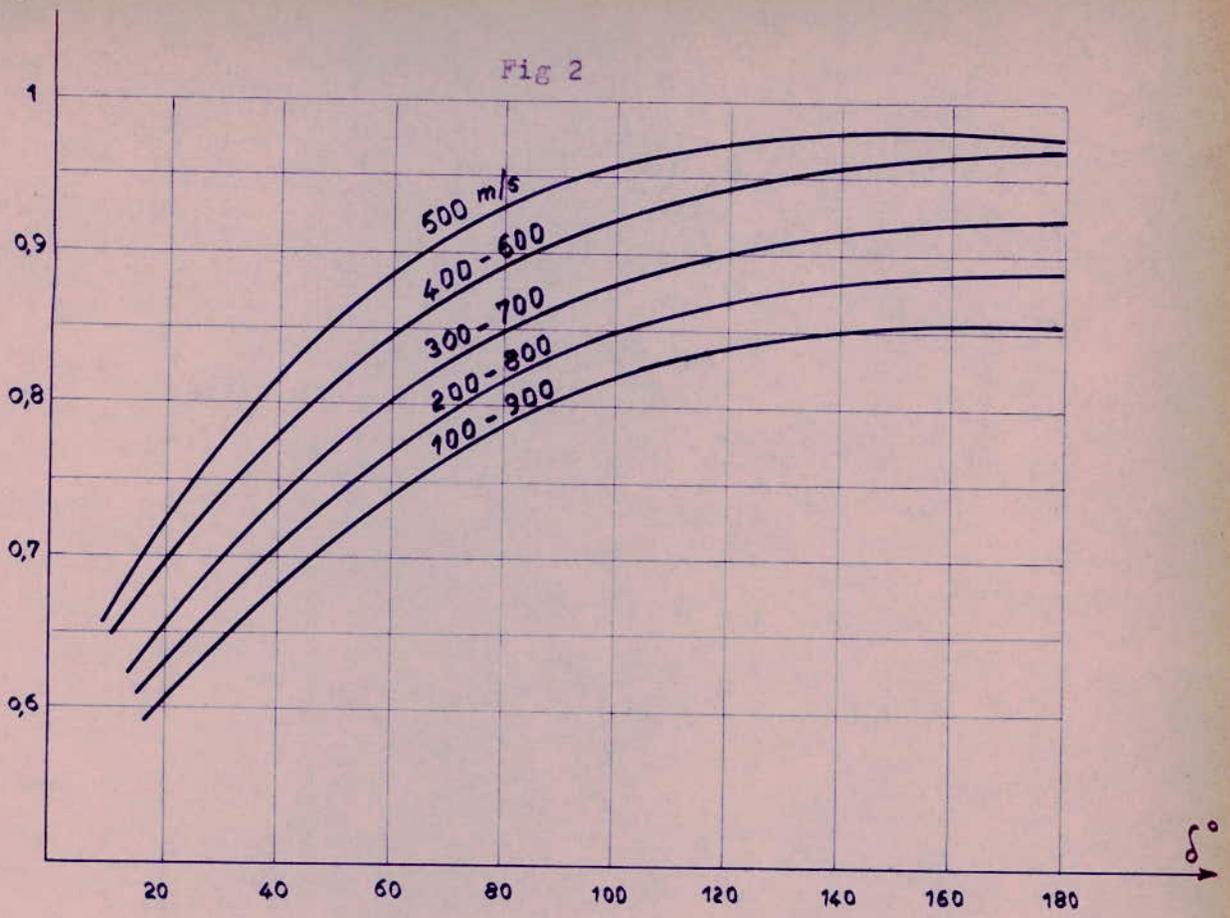


Fig 3

Fig 4

$$0,2.733 < 0,262.625$$

$$146,6 < 164$$

I-3 Second étage de vitesse

a) Redresseur.

On prendra aussi des aubages symétriques. Avec un angle $\alpha_2 = 22^\circ$ (estimé) et une vitesse $V_2 = 470$ m/s, on aura une déviation:

$$\delta = 180 - 44 = 136^\circ \quad \Psi = 0,915 \approx 0,92$$

A la sortie du redresseur

$$V_1' = V_2 \Psi = 0,92.470 = 432 \text{ m/s}$$

$$\beta_1' = 27^\circ 30'$$

- Perte par frottement dans le redresseur

$$\Delta H = \frac{0,155 \cdot 470^2}{25} = 4,1 \text{ kcal}$$

- Point de sortie du redresseur

$$H_{1''} = 667,35 + 4,1 = 671,45 \text{ kcal}$$

$$V_{1''} = 0,548 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

- Hauteur d'ailette du redresseur

$$E_2 = D \sin \alpha_2 - \frac{e_2}{p_r}$$

On se fixe

$$p_r = 10 \text{ mm} \quad \text{et} \quad e_r = 1,6 \text{ mm}$$

$$E_2 = 0,358 - \frac{1,6}{10} = 0,198$$

$$h_2 = \frac{D m V_1}{E_2 \cdot V_1'} = \frac{2,165 \cdot 0,548}{0,198 \cdot 0,72 \cdot 432} = 19,6 \text{ mm}$$

.../...

On adopte une hauteur $h_I = 17$ mm

b) Aubage mobile

$$W'_1 = 333 \text{ m/s} \quad \beta'_1 = 27^\circ 30' \quad \Psi = 0,90$$

$$W'_2 = 0,90 \cdot 333 = 300 \text{ m/s}$$

On trouve une vitesse absolue $V'_2 = 207 \text{ m/s}$

- Perte dans la roue

$$\Delta H = \frac{0,18 \cdot 300^2}{8360} = 1,94 \text{ kcal}$$

- Point de sortie de la roue

$$H_{1,iv} = 671,45 + 1,94 = 673,39 \text{ kcal}$$

$$U_{1,iv} = 0,552 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Caractéristiques de la roue

$$\epsilon'_2 = \sin \beta'_2 - \frac{e'_2}{p_a}$$

On se donne un pas $p_a = 10$ mm et $e'_2 = 2,4$ mm

$$\epsilon'_2 = 0,462 - \frac{2,4}{10} = 0,222$$

$$h'_2 = \frac{0,552 \cdot 2,165}{0,720 \cdot 300 \cdot 0,222} = 25 \text{ mm}$$

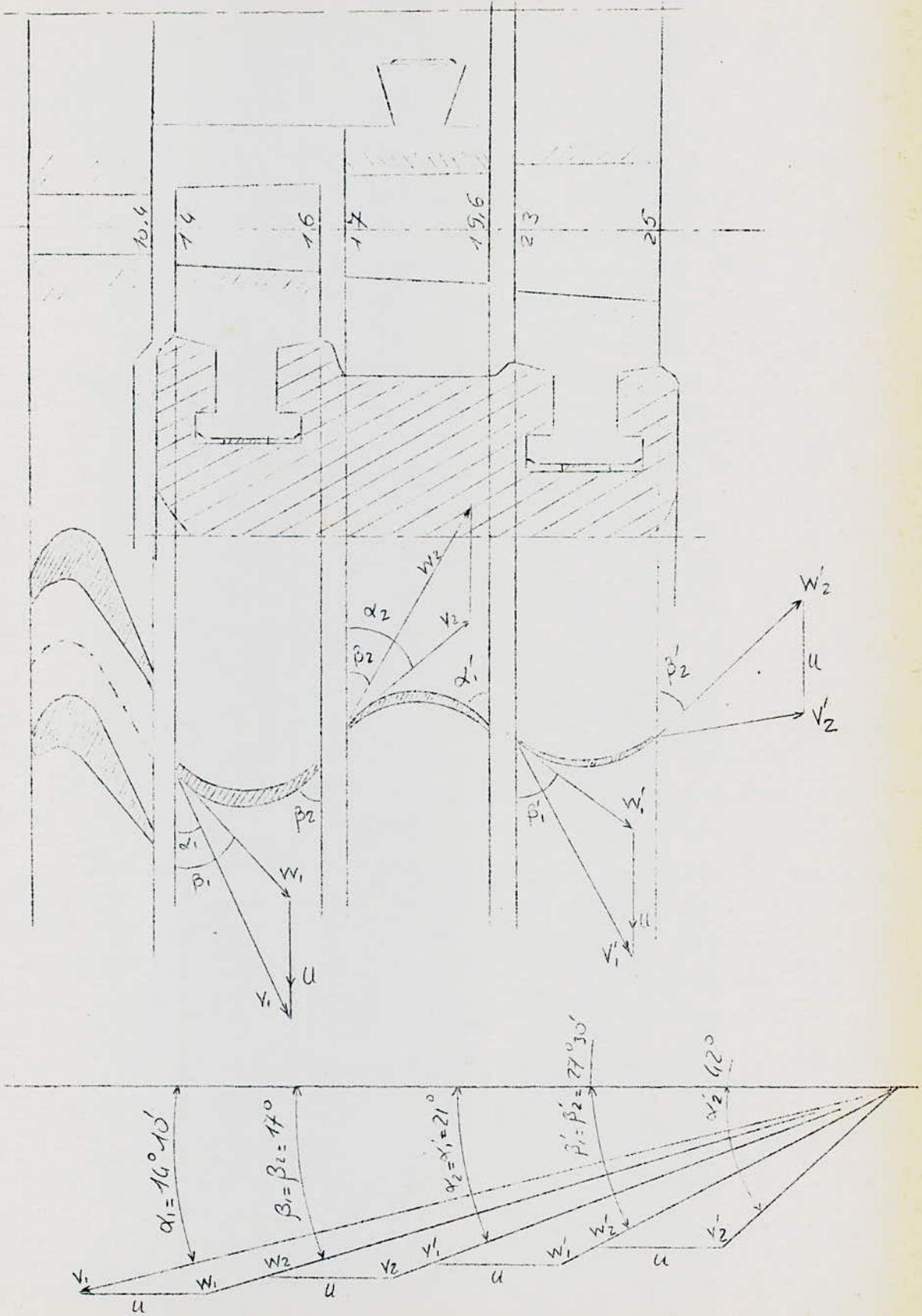
On adopte $h_I = 23$ mm

Vérifions que $\epsilon \cdot V'_1 < \epsilon_1 \cdot W'_1$; $\epsilon_1 = \sin \beta'_1 - \frac{e_1}{p_a}$

En prenant $e_1 = 1$ mm on aura

$$\epsilon_1 = 0,462 - \frac{1}{10} = 0,362$$

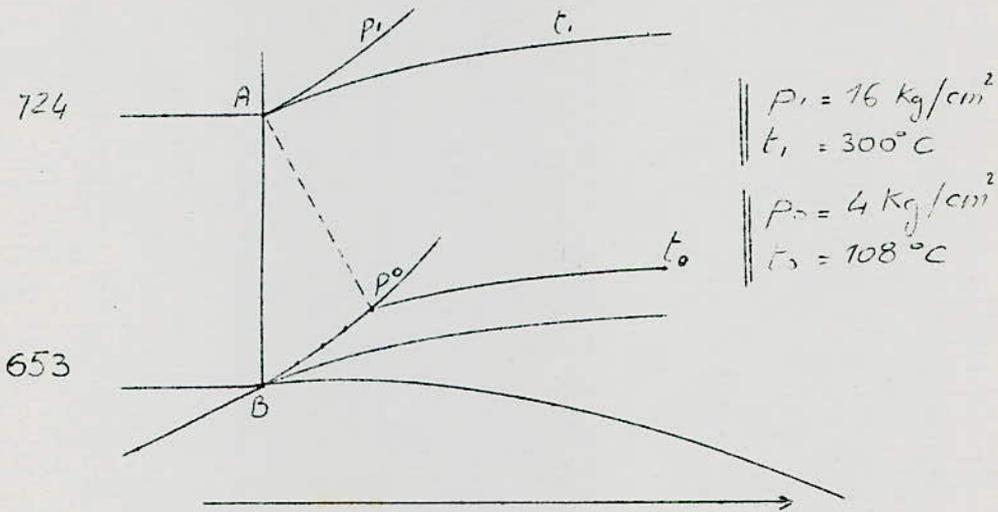
$$0,198 \cdot 432 < 0,362 \cdot 333 \rightarrow 85,5 < 117 \dots/\dots$$



TURBINE

PROJET

II- SURCHARGE.



Nous nous fixons les mêmes rendements:

$$\eta_g = 0,7 ; \eta_m = 0,98 \rightarrow \eta_i = 0,715$$

Chute théorique:

$$\Delta H_{th} = 71 \text{ Koal}$$

Débit:

$$D_m + D_f = \frac{W_{eff}}{J \eta_g \Delta H_{th}} = \frac{87 \cdot 10^3}{4180 \cdot 0,7 \cdot 0,71} = 0,419 \text{ kg/s}$$

La vitesse V_I est égale à $V_I = \phi \cdot 91,5 \sqrt{\Delta H_{th}}$

On prendra un coefficient de ralentissement $\phi = 0,95$ pour le distributeur

$$V_I = 733 \text{ m/s}$$

Le diamètre moyen d'injection nous est imposé par la construction

$$D = 0,740 \text{ m}$$

Ce qui nous donne

$$U = \frac{\pi D N}{60} = \frac{3,14 \cdot 3000 \cdot 0,74}{60} = 116,4 \text{ m/s}$$

.../...

$$\text{d'où } \xi = \frac{u}{V_1} = \frac{116,4}{733} = 0,158$$

II-1 Distributeur.

- Perte par frottement

$$\phi = 0,95 \rightarrow \xi = 1 - \phi^2 = 0,10$$

$$\Delta H = 0,10 \cdot 71 = 7,1 \text{ kcal}$$

- Point de sortie du distributeur

$$H = 653 + 7,1 = 660,1 \text{ kcal}$$

$$v = 0,508 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Secteur d'injection

$$D_m = \frac{hL \varepsilon d V_1}{v_1} \rightarrow \text{On prend } \varepsilon d = 0,2$$

$$hL = \frac{v_1 D_m}{\varepsilon d V_1} = \frac{0,508 \cdot 0,419}{0,2 \cdot 733} = 0,001455 \text{ m}^2$$

On prendra 4 tuyères à pas moyen = 30 mm, ce qui donne

$$L = 4 \cdot 0,30 = 0,12 \text{ m}$$

Pour $h_d = 10 \text{ mm}$ on a $L = 0,1455 \text{ m}$. On fait varier h en gardant $L = 0,12 \text{ m}$ on aura:

$$h_d = 12,1 \text{ mm}$$

$$4 \text{ tuyères pas } 30 \text{ mm } h_d = 12,1 \text{ mm}$$

- Angle au centre du secteur d'injection.

$$\Theta = \frac{360 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 0,74} = 18^\circ 30'$$

II-2 Aubage mobile.

$$\sin \alpha_1 = \epsilon d + \frac{e d}{p d}$$

On prend $\epsilon d = 1,3$

$$\sin \alpha_1 = 0,2 + \frac{1,3}{30} = 0,234 \rightarrow \alpha_1 = 13^\circ 30'$$

Du diagramme des vitesses on a

$$W_1 = 620 \text{ m/s et } \beta_1 = 16^\circ$$

- Coefficient de ralentissement

$$\delta = 180 - (\beta_1 + \beta_2) = 146^\circ$$

Sachant que $W_I = 620 \text{ m/s}$, on tire du diagramme de Baumann

$$\psi = 0,92$$

$$W_2 = \psi W_1 = 0,92 \cdot 620 = 577 \text{ m/s}$$

On tire $V_2 = 467 \text{ m/s}$ et $\alpha_2 = 20^\circ$

- Perte par frottement dans l'aubage mobile

$$\Delta H = \frac{(1 - \psi^2) W_1^2}{2 J} = \frac{0,155 \cdot 620^2}{2 J} = 7,14 \text{ kcal}$$

- Point de sortie de la roue

$$H_1 = 660,1 + 7,14 = 667,24 \rightarrow v_1' = 0,525 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Caractéristiques de l'aubage

$$\epsilon_2 = \sin \beta_2 - \frac{e_2}{p a}$$

On adopte un pas de 10 mm et $e_2 = 1,2 \text{ mm}$

$$\epsilon_2 = 0,276 - \frac{1,2}{10} = 0,156$$

$$h_2 = \frac{D m \cdot v}{\epsilon_2 \cdot L \cdot W_2} = \frac{0,419 \cdot 0,525}{0,156 \cdot 0,12 \cdot 575} = 20,5 \text{ mm} ; h_1 = 18 \text{ mm}$$

.../...

On vérifie

$$E_d V_1 \leq E_1 W_1$$

$$E_1 = \Delta \sin \beta_1 - \frac{e_1}{p_a} = 0,276 - \frac{0,3}{10} = 0,246$$

$$0,2733 \leq 0,246 \cdot 620 \rightarrow 167 < 152$$



I- PREMIER REGIME DE FONCTIONNEMENT.

Dans l'étude précédente nous n'avons considéré, pour l'ébauche du problème, que les pertes par frottement dans l'aubage. La réalité est tout autre, il existe d'autres causes de pertes qui résultent de certains phénomènes perturbateurs et que nous avons négligés.

Nous allons tenir compte dans l'étude qui suit des diverses pertes.

I-I Distributeur

- Détermination du coefficient de ralentissement du distributeur.

Pour la détermination de ce coefficient ϕ on tiendra compte de la courbure de la veine de la tuyère. Cette courbure est caractérisée par la déviation

$$\delta = \pi - (\alpha_e + \alpha_s)$$

α_e et α_s étant les angles d'entrée et de sortie dans l'aubage.

$$\delta = 180^\circ - (90^\circ + 14^\circ 10') = 76$$

- Détente dans l'aubage.

$$\Delta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{16}{4} = 4$$

La détente critique pour la vapeur surchauffée $\Delta_c = 1,8315$

On a donc

$$\Delta > \Delta_c$$

Pour les détenteurs supérieures à la détente critique, on applique à la valeur de ϕ donnée par le diagramme de Stodola (fig 5) le coefficient correcteur donné par la fig 4.

Pour $\Delta = 4 \longrightarrow \phi_1 = 0,982$

$$\delta = 76^\circ \longrightarrow k(\delta) = 0,956$$

$$\phi = 0,982 \cdot 0,956 = 0,94$$

.../...

- Vitesse d'entrée à l'aubage mobile.

$$V_1 = 91,5 \cdot \varphi \sqrt{\Delta H_{th}} = 0,94 \cdot 91,5 \sqrt{71} = 725 \text{ m/s}$$

- Perte par frottement dans le distributeur.

$$\Delta H_f = \xi (H_0 - H_1) = (1 - \varphi^2) \Delta H_{th}$$

$$\Delta H_f = (1 - 0,882) 71 = 8,4 \text{ kcal}$$

- Point de sortie du distributeur

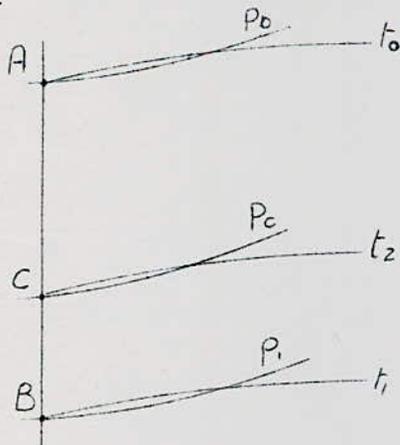
$$H = 653 + 8,4 = 661,4 \rightarrow v = 0,511 \text{ m}^3/\text{kg}$$

I-II Etude de la tuyère distributrice.

Cette tuyère sera utilisée pour diriger l'écoulement de la vapeur d'une capacité de pression $p_0 = 16 \text{ Kg/cm}^2$ à une capacité de pression $p_2 = 4 \text{ Kg/cm}^2$

a) Etude de la forme de la tuyère.

Cette forme dépendra essentiellement de la valeur de pression aval $p_2 = 4 \text{ Kg/cm}^2$. Portons sur le diagramme de Mollier la chute d'enthalpie



La pression critique au col est donnée par:

$$p_c = p_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = \varphi \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Pour la vapeur surchauffée le nombre d'Hugoniot φ a pour valeur:

$$\varphi = 0,5456 \quad (\gamma = 1,3)$$

$$\text{donc } p_c = 0,5456 p_0 = 0,5456 \cdot 16 = 8,74$$

On trouve que $p_c > p_1$, la tuyère sera composée d'une partie convergente effectuant la détente de $p = p_0$ à $p = p_c = \varphi p_0$, et d'une partie divergente prolongeant la détente jusqu'à p_1 . Ce sera donc une tuyère convergente-divergente.

b) Calcul des éléments de la tuyère.

- Pression au col.

$$p_c = 8,74 \text{ Kg/cm}^2$$

- Vitesse au col.

Cette vitesse ne dépendra que de l'état amont.

$$V_c = \sqrt{\frac{2}{\gamma+1} g \gamma p_1 v_1}$$

$$\gamma = 1,3 ; p_1 = 16 \text{ Kg/cm}^2 = 16 \cdot 10^4 \text{ Kg/m}^2$$

$$v_1 = 0,172 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_c = \sqrt{\frac{2}{2,3} \cdot 9,81 \cdot 1,3 \cdot 16 \cdot 10^4 \cdot 0,172} = \sqrt{30,5 \cdot 10^4} = 552 \text{ m/s}$$

- Section au col.

$$S_c = D \frac{v_c}{V_c}$$

En tenant compte de la loi de détente $p_1 v_1^\gamma = p_c v_c^\gamma$, d'où on peut tirer

$$v_c = v_1 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

$$v_c = 0,172 \left(\frac{2}{2,3} \right)^{\frac{2,3}{0,3}} = \frac{205}{598} = 0,343 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$S_c = \frac{2,165 \cdot 0,343}{552} = 13,48 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 13,48 \text{ cm}^2$$

- Section de sortie.

Appliquons la formule du débit à cette section

$$D_m = \frac{S_1 \cdot v_1}{v_1} \rightarrow S_1 = \frac{v_1 \cdot D_m}{v_2}$$

$$v_1 = 725 \text{ m/s} , v_1 = 0,508 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$S_1 = \frac{2,165 \cdot 0,508}{24 \cdot 725} = 0,632 \text{ cm}^2$$

.../...

- Caractéristiques du distributeur.

$$h_d = \frac{D_m \cdot v}{L \cdot v_i \cdot \epsilon_d} \text{ Prenons un } \epsilon_d \text{ égal à celui de l'étude précédente}$$

$$\epsilon_d = 0,2, \text{ on aura:}$$

$$h_d = \frac{2,165 \cdot 0,511}{30 \cdot 24,725 \cdot 0,2} = 10,6 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha_1 = \epsilon_d + \frac{\epsilon_d}{p_d} = 0,2 + \frac{1,3}{30} = 0,2434 \rightarrow \alpha_1 = 14^\circ 10'$$

$$\epsilon_d = 1,3 ; p_d = 30 \text{ mm} ; h_d = 10,6 \text{ mm} ; \alpha_1 = 14^\circ 10'$$

I-II Tracé du distributeur.

Suivant la longueur et l'inclinaison que l'on donne à la tuyère distributrice, le fluide en suit mal les parois. Si l'angle d'ouverture de la partie divergente est trop grand, il y a décollement de la veine de vapeur, d'où formation de tourbillons. S'il est trop faible il se produit des frottements retardateurs.

Le tracé réel résulte d'une expérience acquise par la pratique, pour notre cas, nous tracerons ^{celui} que nous jugerons meilleur pour réduire les pertes de charge au maximum.

I-II Premier aubage mobile.

Connaissant l'angle α_1 , on trace le premier triangle du diagramme des vitesses correspondant à l'entrée de la première couronne mobile.

On trouve:

$$W_1 = 618 \text{ m/s} \quad \beta_1 = 17^\circ 5'$$

De la figure 2 on tire: $\psi = 0,935$

- Perte par frottement dans l'aubage.

En général la vapeur qui sort d'une conduite fixe et entre dans une mobile, ou inversement, a une vitesse relative dont la direction n'est
.../...

pas en concordance avec l'axe du canal d'entrée. Ceci se produit surtout lorsque la vitesse de la turbine s'écarte de la valeur correspondante au rendement maximum pour laquelle le profil est tracé. En dehors de cette vitesse il se produit des chocs. Par ailleurs l'arrête d'entrée des aubages n'est pas d'épaisseur nulle et elle s'émousse au bout d'une certaine période de fonctionnement, il s'ensuit des chocs et des remous à l'entrée.

Ces chocs sont caractérisés par le coefficient de ralentissement déjà calculé.

$$\Delta H_2 = (1 - \psi^2) \frac{W_1^2}{2J} = (1 - 0,874) \frac{625^2}{8360} = 5,88 \text{ Kcal}$$

- Point correspondant sur l'isobare de sortie.

$$H_1'' = 661,4 + 5,88 = 667,28 \text{ Kcal} \quad \rightarrow \quad v = 0,525$$

- Perte par injection partielle.

La vapeur morte qui emplit les aubages doit être accélérée depuis le repos quand ces aubages se présentent de nouveau devant les ^{distributeurs} cette accélération absorbe une quantité d'énergie.

$$\Delta H_3 = \Delta H_r \cdot \frac{W_i}{W_u} \quad \frac{W_i}{W_u} = i \left(i^{-0,07} - 1 \right)$$

$$i = \frac{L}{\pi D} = \frac{0,30 \cdot 24}{3,14 \cdot 0,7} = 0,328 \rightarrow \frac{W_i}{W_u} = 0,328 \left[\frac{1}{0,328^{0,07}} - 1 \right]$$

$$\frac{W_i}{W_u} = 0,0266$$

$$\Delta H_r = 724 - 667,28 = 56,72 \text{ Kcal}$$

$$\Delta H_3 = 56,72 \cdot 0,0266 = 1,51 \text{ Kcal}$$

- Perte par frottement du disque.

.../...

Par suite de la grande vitesse de rotation du disque dans la vapeur qui emplit les cellules, il se produit une perte par frottement d'autant plus grande que la surface de la roue et la vitesse seront importantes.

$$W_f = 3 \cdot 10^{-7} (D)^{1,4} \cdot u^{2,8} \cdot \rho = \frac{3 \cdot 10^{-7} \cdot (0,7)^{1,4} \cdot (110)^{2,8}}{0,525}$$

$$W_f = \frac{3 \cdot 10^{-7} \cdot 0,606 \cdot 5,37 \cdot 10^5}{0,525} = 1,86 \text{ kcal}$$

- Perte par ventilation des ailettes.

Cette perte prend naissance dans le cas d'une injection partielle. Lorsque le canal limité par deux ailettes successives quitte le secteur d'injection, la vapeur qui y est contenue poursuit son chemin en créant derrière elle un vide qui aspire la vapeur à la manière d'un ventilateur.

$$W'_f = 1,35 \cdot 10^{-5} \cdot D^{0,7} \cdot h \cdot u^{2,8} \cdot \rho \left(1 - \frac{\theta}{2\pi}\right)$$

$$W'_f = 1,35 \cdot 10^{-5} (0,7)^{0,7} h \cdot u^{2,8} \cdot \rho \left(1 - \frac{\theta}{2\pi}\right)$$

$$W'_f = \frac{1}{0,525} \left[1,35 \cdot 10^{-5} \cdot 0,975 \cdot 0,025 \cdot 537 \cdot 10^5 \left(1 - 0,306\right) \right] = 0,212 \text{ kcal}$$

- Point de sortie de la première couronne.

$$H = 667,28 + (1,51 + 1,86 + 0,212) = 669,86 \text{ kcal}$$

$$v = 0,539 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

- Caractéristiques de la roue.

$$\epsilon_1 \geq \frac{\epsilon d v_1}{w_1} = \frac{0,2 \cdot 725}{618} = 0,235$$

Ce qui donne:

$$\epsilon_1 = \sin \beta_1 - \frac{e_1}{p_a} \quad \beta_1 = 17^\circ 5' \quad \dots / \dots$$

On se fixe $p_a = 10 \text{ mm}$

$$\varepsilon_1 = 0,292 - \frac{0,3}{10} = 0,262$$

$$W_2 = \psi W_1 = 0,935 \cdot 618 = 578 \text{ m/}\Delta$$

$$\varepsilon_2 = \Delta \sin \beta_2 - \frac{e_2}{p_a} = 0,292 - \frac{1,2}{10} = 0,172$$

Hauteur d'ailette:

$$h_2 = \frac{D_m \cdot v}{\varepsilon_2 \cdot W_2} = \frac{2,165 \cdot 0,539}{0,172 \cdot 0,72 \cdot 578} = 16,3 \text{ mm}$$

On prendra $h_1 = 14 \text{ mm}$

$$p_a = 10 \text{ mm} ; e_1 = 0,3 ; e_2 = 1,2 ; h_2 = 16,3 ; h_1 = 14 \text{ mm}$$

- 2^{ème} ETAGE DE VITESSE

I-III Redresseur.

Point de départ:

$$H = 669,8 \text{ kcal} \quad ; \quad ; \quad v = 0,539$$

Courbure de la veine.

$$\delta = \pi - (\alpha'_1 + \alpha) = 180 - 42 = 138^\circ \quad v_2 = 475 \text{ m/s}$$

$$\psi = 0,925$$

Vitesse à la sortie du redresseur.

$$v'_1 = v_2 \psi = 0,925 \cdot 475 = 440 \text{ m/s} \quad \beta'_1 = 28^\circ$$

- Perte par frottement dans le redresseur.

$$\Delta H_1 = \frac{(1 - \psi^2) v_1'^2}{2j} = \frac{(1 - 0,855) 440^2}{8360} = 2,67 \text{ kcal}$$

$$\Delta H_1 = 2,67 \text{ kcal}$$

- Point correspondant sur l'isobare de sortie.

$$H = 669,8 + 2,67 = 672,47 \rightarrow v = 0,551 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Caractéristiques du redresseur.

$$\epsilon_r = \sin \alpha'_1 - \frac{\epsilon_r}{\rho r} = 0,361 - \frac{1,7}{10} = 0,191$$

Hauteur d'ailette:

$$h_2 = \frac{D_m \cdot v}{\epsilon_r \cdot L \cdot v'_1} = \frac{2,165 \cdot 0,551}{0,191 \cdot 0,72 \cdot 440} = 19,8 \text{ mm.} \quad \dots/\dots$$

$$r_r = 1,7 \text{ mm} ; p_r = 10 \text{ mm} ; h_r = 19,8 \text{ mm} ; \alpha'_1 = \alpha_2 = 21^\circ 10'$$

I-IV Aubage mobile.

$$\epsilon'_1 \gg \frac{\epsilon_r v'_1}{w'_1}$$

En traçant le triangle à l'entrée de la 2^{ème} couronne mobile, on trouve comme vitesse

$$w'_1 = 340 \text{ m/s} \quad \beta'_1 = 28^\circ$$

Ce qui donne

$$\epsilon'_1 \gg \frac{0,191 \cdot 440}{340} = 0,247$$

- Pertes par frottement.

Calculons le coefficient de ralentissement ψ

$$\delta = 180 - (28 + 28) = 124 \rightarrow \psi = 0,91$$

$$w'_2 = 0,91 w'_1 = 310 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_2 = \frac{(1 - \psi^2) v_2^2}{2g} = \frac{1(1 - 0,828) 475^2}{8360} = \frac{0,172 \cdot 23,6 \cdot 10^4}{8360} = 4,85 \text{ kcal/kg}$$

- Perte par frottement du disque.

$$W_p = \frac{3 \cdot 10^{-7} \cdot D^{1,4} \cdot U^{2,8}}{v} = \frac{3 \cdot 10^{-7} \cdot 0,606 \cdot 5,37 \cdot 10^5}{0,563} = 1,73 \text{ kcal/kg}$$

- Point de sortie de la seconde couronne.

$$H = 677,32 + 1,73 = 679,05 \rightarrow v = 0,567 \text{ kg/m}^3$$

- Caractéristiques de l'aubage mobile.

.../...

On prendra ε'_i déjà calculé $\varepsilon'_i \gg 0,247$

$$\varepsilon'_1 = \sin \beta'_1 - \frac{e_1}{p_a} = 0,47 - \frac{2,4}{10} = 0,25$$

$$\varepsilon'_2 = \sin \beta'_2 - \frac{e_2}{p_a} = 0,47 - \frac{2,5}{10} = 0,22$$

Hauteur d'ailette

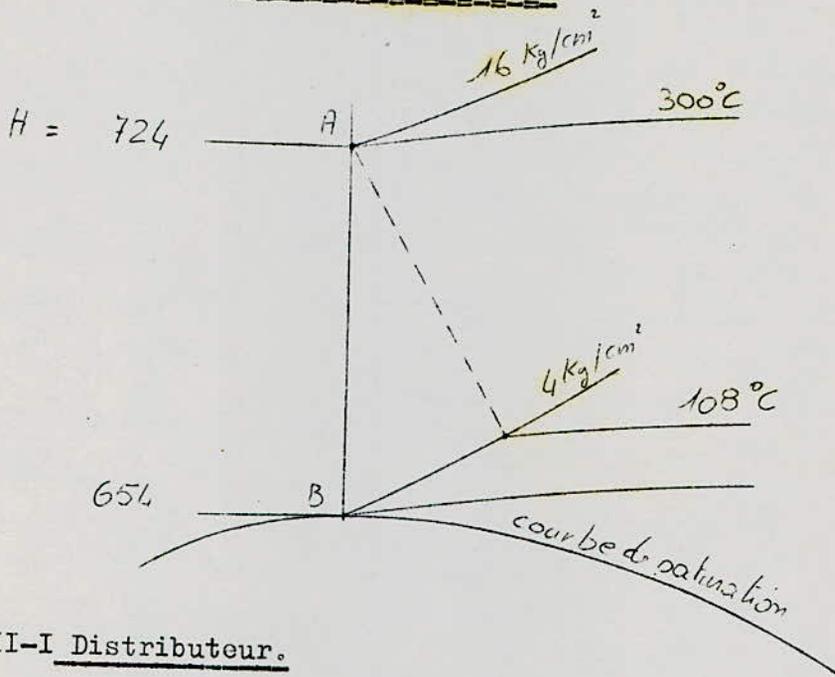
$$h_2 = \frac{D_m v}{\varepsilon'_2 L W_2} = \frac{2,165 \cdot 0,567}{0,22 \cdot 0,72 \cdot 310} = 25 \text{ mm}$$

On adopte $h_1 = 23 \text{ mm}$

$$p_a = 10 \text{ mm}; e_1 = 2,2 \text{ mm}; e_2 = 2,5 \text{ mm}; h_2 = 25 \text{ mm}; h_1 = 23 \text{ mm}$$

Aubages	pas _{mm}	e_1 mm	e_2 mm	h_1 mm	h_2 mm
Distributeur	30	1,3		10,6	
1 ^{er} aub. mobile	10	0,3	1,2	14	16,3
Redresseur	10	1,7	1,7	18	19,8
2 ^{em} aub. mobile	10	2,2	2,5	23	25

II- SURCHARGE



II-I Distributeur.

$$\delta = 180 - (90^\circ + 13^\circ 10') = 77^\circ$$

$$\Delta = 4 > \Delta c$$

$$\Phi = k(\delta) \Phi' = 0,955 \cdot 0,982 = 0,938$$

$$V_1 = 91,5 \cdot \Phi \cdot \sqrt{71} = 91,5 \cdot 0,938 \sqrt{71} = 724 \text{ m/s}$$

Perte par frottement dans le distributeur.

$$\Delta H_f = \xi(H_0 - H_1) = (1 - \Phi^2) \Delta H_{th} = (1 - 0,88) 71 = 8,52 \text{ kcal/kg}$$

- Point de sortie du distributeur.

$$H = 653 + 8,52 = 661,52 \rightarrow v = 0,512 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

II-II Etude de la tuyère.

On aura une même pression critique que précédemment, donc la tuyère sera convergente-divergente.

.../...

- Pression au col:

$$p_c = 8,74 \text{ kg/cm}^2$$

- Vitesse au col:

$$V_c = 552 \text{ m/s}$$

- Section au col:

$$S_c = \frac{D V_c}{V_c} \quad v_c = 0,343 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$S_c = \frac{0,419 \cdot 0,343}{4 \cdot 552} = 0,554 \text{ cm}^2$$

- Section de sortie:

$$S_s = \frac{v_s D}{V_s} = \frac{0,508 \cdot 0,419}{4 \cdot 724} = 0,736 \text{ cm}^2$$

- Caractéristiques du distributeur.

Hauteur du distributeur: $h_d = \frac{D m \cdot v}{L \cdot V \cdot \epsilon d}$

On se fixe $\epsilon d = 0,206$

$$h_d = \frac{0,419 \cdot 0,512}{0,12 \cdot 724 \cdot 0,206} = 12 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha_1 = \epsilon d + \frac{\epsilon d}{p d} = 0,206 + \frac{1,1}{30} = 0,2427$$

$$\alpha_1 = 14^\circ 5'$$

II-2 Aubage mobile.

$$W_1 = 610 \text{ m/s} \quad \psi = 0,935$$

- Perte par frottement dans l'aubage.

$$\Delta H_2 = (1 - \psi^2) \frac{W_1^2}{2J} = \frac{0,126 \cdot 610^2}{8360} = 5,6 \text{ kcal/Kg}$$

- Point correspondant sur l'isobare de sortie.

$$H_1'' = 661,52 + 5,6 = 667,12 \rightarrow v = 0,522 \text{ m}^3/\text{kg}$$

.../...

- Perte par injection partielle.

$$\Delta H_3 = \Delta H_r \frac{W_i}{W_u} \quad \frac{W_i}{W_u} = i(i^{-0,07} - 1) ; \quad i = \frac{L}{\pi D}$$

$$i = \frac{0,30 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,74} = 0,0547 \rightarrow \frac{W_i}{W_u} = 0,0547 [1,226 - 1] = 0,0124$$

$$\Delta H_r = 724 - 667,12 = 56,88 \text{ Kcal/kg}$$

$$\Delta H_3 = 0,0124 \cdot 56,88 = 0,705 \text{ Kcal}$$

- Perte par frottement du disque.

$$W_f = 3 \cdot 10^{-7} \cdot (D)^{1,4} \cdot u^{2,8} \cdot \rho = \frac{3 \cdot 10^{-7} \cdot 0,7^{1,4} \cdot (116,4)^{2,8}}{0,522}$$

$$W_f = 0,22 \text{ Kcal}$$

- Perte par ventilation des ailettes.

$$W'_f = 1,35 \cdot 10^{-5} \cdot D^{0,7} \cdot h \cdot u^{2,8} \cdot \rho \left(1 - \frac{\Theta}{2\pi}\right)$$

$$W'_f = \left[1,35 \cdot 10^{-5} \cdot 0,606 \cdot 6,3 \cdot 10^5 \cdot 0,9485 \cdot 0,077\right] \frac{1}{0,522} = 0,72 \text{ Kcal}$$

- Point de sortie de l'aubage.

$$H = 667,12 + (0,705 + 0,22 + 0,72) = 668,76 \text{ Kcal}$$

$$v = 0,534 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Caractéristiques de la roue.

$$\varepsilon_i \gg \frac{\varepsilon_d v_i}{W_i} = \frac{0,206 \cdot 724}{610} = 0,244$$

$$\varepsilon_i = \sin \beta_i - \frac{e_i}{p_a} = 0,292 - \frac{0,3}{10} = 0,262$$

.../...

$$W_2 = \Psi W_1 = 0,935 \cdot 610 = 570 \text{ m/s}$$

$$E_2 = \sin \beta_2 - \frac{e_2}{p_a} = 0,292 - \frac{1,3}{10} = 0,162$$

Hauteur d'ailette:

$$h_2 = \frac{D_m \nu}{E_2 \cdot L \cdot W_2} = \frac{0,419 \cdot 0,534}{0,12 \cdot 570 \cdot 0,162} = 20,2 \text{ mm}$$

On adopte $h_1 = 18 \text{ mm}$

Aubages	p mm	e_1	e_2	h_1	h_2
Distributeur	30	1,1		12	
Aubage mobile	10	0,3	1,3	18	20,2

III- CALCUL DES PERTES EXTERNES.

III-1 Pertes par vitesse restante.

L'existence de la vitesse de sortie de la turbine et de l'énergie cinétique qui lui correspond et qui se dissipe sous forme de remous dans le fond d'échappement, entraîne une perte:

$$\Delta H = \frac{V_s^2}{2J}$$

La vitesse de sortie donnée par le dernier des triangles des vitesses est égale à (premier régime):

$$V'_2 = 220 \text{ m/s}$$

$$\Delta H = \frac{(220)^2}{8360} = 5,8 \text{ Kcal}$$

III-2 Pertes par fuites externes.

Si la pression intérieure est supérieure à la pression atmosphérique, ce qui est notre cas pour le coté admission, la vapeur aura tendance à s'échapper à travers les organes destinés à assurer l'étanchéité au passage de l'arbre. Si la pression intérieure est plus faible que la pression atmosphérique, l'air a tendance à pénétrer.

- Débit de fuite .

a) Pession critique;

$$p_c = \frac{0,85 p_1}{\sqrt{n + 1,5}}$$

n = nombre de barages ou boites de carbone $\longrightarrow n = 6$

p_1 = pression en amont $\longrightarrow p_1 = 16 \text{ Kg/cm}^2$

$$p_c = \frac{0,85 \cdot 16}{\sqrt{6 + 1,5}} = \frac{13,6}{2,74} = 4,96 \text{ Kg/cm}^2 \dots/\dots$$

La pression atmosphérique étant égale à $p_a = 1,03 \text{ Kg/cm}^2$
on a donc:

$$p_a < p_c$$

b) débit de fuite

$$d = S \sqrt{\frac{1}{n+1,5} \cdot \frac{P_1}{v_1}}$$

S = Section de fuite.

En tenant compte de l'usure des bagues de carbone, on adopte un jeu
 $j = 0,1 \text{ mm}$

Le diamètre de l'arbre étant égale à 84 mm

$$S = \pi D j = 3,14 \cdot 84 \cdot 0,1 = 26 \text{ mm}^2$$

$$d = S \sqrt{\frac{1}{7,5} \frac{P_1}{v_1}} = 26 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{1}{7,5} \frac{16.9,8110^4}{0,17}} = 2,88 \cdot 10^2 \text{ kg/s}$$

- Pourcentage de pertes:

$$\frac{0,0288}{2,165} = 1,33\% \text{ soit une perte de } 6 \text{ Kw}$$

III-3 Perte par défaut d'isolation de l'enveloppe.

Pour rendre l'écoulement de la vapeur aussi adiabatique que possible, on assure à la turbine un très important calorifugeage.

Malgré ces précautions il subsiste toujours une légère perte calorifique à laquelle s'ajoutent les pertes de chaleur par conductibilité du métal du rotor et de l'arbre.

La perte totale est de l'ordre de 0,5 % de la puissance théorique.

Soit en premier régime 2,25 Kw.

III-4 Pertes mécaniques.

Les paliers et les butées créent un couple résistant qui absorbe une partie de la puissance de la turbine.

.../...

A cette perte on ajoute généralement la puissance consommée par l'entraînement de la pompe à huile et du régulateur, soit une puissance d'environ 0,6 Kw. La perte mécanique est de l'ordre de 1% pour les petites puissances.

$$\Delta H = 5,4 \text{ kw} \quad W_f = 5,4 + 0,6 = 6 \text{ kw}$$

IV- RENDEMENTS

IV-1 Rendement mécanique.

$$\eta_{mec} = \frac{W_{eff}}{W_{eff} + W_f} = \frac{537}{537 + 6} = \frac{537}{543} = 0,975$$

IV-2 Rendement interne.

$$\eta_{int} = \frac{W_{eff}}{J(D_m + D_f) \Delta H_{th}} = \frac{537 + 6}{4180(2,584 + 0,028)71} = 0,704$$

IV-3 Rendement global.

$$\eta_g = \eta_{int} \cdot \eta_{mec}$$

$$\eta = 0,704 \cdot 0,975 = 0,686.$$

V- CONSOMMATIONS

V- Consommation théorique;

$$C_{th} = \frac{E}{\Delta H_{th}} = \frac{860}{71} = 12,12 \text{ kg/kwh}$$

V- Consommation indiquée.

$$C_i = \frac{E}{\Delta H_r} = \frac{860}{49} = 17,55 \text{ kg/kwh}$$

V- Consommation effective.

$$C_{eff} = \frac{D_m}{W_{eff}} = \frac{2,165 \cdot 3600}{450} = 17,35 \text{ kg/kw}$$



2^{ème} P A R T I E
++=====++

VI R E G U L A T I O N

On emploie la vapeur à basse pression pour utilisation après passage de la vapeur à haute pression dans la turbine. Cette turbine est mal adaptée pour fonctionner sur condenseur.

Lorsque la vapeur d'échappement est utilisée dans des appareils de chauffage, il est nécessaire de disposer sur la conduite d'échappement et avant tout appareil d'isolement, une soupape de sûreté.

Cette soupape de sûreté tarée à une pression légèrement supérieure à la pression de la vapeur d'échappement, constitue une sécurité destinée à éviter toute surpression accidentelle qui pourrait se produire dans la conduite de vapeur, et de préserver ainsi le fond d'échappement de la turbine.

Le problème le plus important de régulation, est le contrôle de la vitesse que l'on désire maintenir à une valeur de 3000 tr/mn. Le dispositif de sécurité à prévoir protégera la turbine contre de trop grandes sollicitations dues à la force centrifuge. Donc la maîtrise de la vitesse est d'une importance vitale.

Etudions en premier lieu un système de sécurité contre les survitesses brusques.

VI-I Déclencheur de survitesse.(62)

Appareil composé d'un régulateur centrifuge. Comme son nom l'indique basé sur l'effet de la force centrifuge sur une masse excentrée par rapport à l'axe de rotation. Cette masse est logée à l'intérieur d'une douille fixée à l'extrémité de l'arbre secondaire comme le montre le dessin d'ensemble (Planche N° T002), et soumise à la vitesse de rotation du rotor. Elle est maintenue en position d'attente par un ressort réglable jusqu'à ce qu'une survitesse de 10% soit atteinte.

- Fonctionnement.

Une fois la survitesse atteinte, le déclencheur surmonte la tension du ressort et l'extrémité sphérique de la masselotte émerge du corps et

.../...

frappe le levier (49) dont la rotation entraîne le déclenchement de la sécurité que nous détaillerons ci-dessous.

Le déclencheur de survitesse peut être actionné par une simple pression manuelle sur le bouton (10).

L'extrémité de la masselotte est cémentée pour éviter qu'un matage du métal ne dérègle l'appareil.

VI-2 Soupape de fermeture rapide.

Cette soupape complète le système de déclenchement de survitesse.

- Description et fonctionnement.

Un clapet est monté sur un axe fileté (4). La partie filetée peut se visser ou se dévisser dans un piston (1). Ce dernier pouvant coulisser sans tourner dans une chemise fixe (3). Un ressort de compression sollicite toujours le manchon (34) dans le sens de fermeture de la soupape.

Le système de fermeture de la soupape actionné par le déclencheur décrit ci-dessus comprend:

- Un doigt (11) en forme de demi-lune. Ce dernier fait fonctionner le verrou pour retenir le piston vers le haut, le ressort étant fortement comprimé.

- Un ensemble de leviers (13) provoque la rotation de la demi-lune qui libère le piston, fermant ainsi en une fraction de seconde l'alimentation en vapeur. La turbine est rapidement mise hors service.

VI-3 Régulation de la vitesse et de la pression de vapeur à l'entrée.

Le système décrit ci-dessous a pour rôle de régler la pression d'huile agissant sur le piston pilote d'un servo-moteur, aux valeurs qui conviennent pour maintenir l'allure de la turbine sensiblement constante malgré les variations du couple résistant qui peuvent avoir lieu.

- Description du régulateur de vitesse.

Constitué d'un arbre (57) dont l'extrémité opposée à l'accouplement (56) peut tourner à l'intérieur d'une douille formant coussinet. Sur cet

arbre est montée une cage (.64) entraînée en rotation, à l'intérieur de laquelle se trouvent deux masses pendulaires diamétralement opposées pouvant pivoter sous l'effet de la force centrifuge autour de leurs couteaux.

La partie centrale des masses formant poussoir prend appui sur l'extrémité d'un piston monté librement sur l'arbre, et sollicité en permanence vers la gauche par un ressort. Ce piston se déplace à frottement doux à l'intérieur d'une chemise (60) munie de lumières périphériques.

L'huile modulée du servo-moteur (que nous décrirons par la suite) aboutit dans une chambre du régulateur entourant la chemise à l'aplomb des lumières.

- Fonctionnement.

En allure normale de la turbine, le piston obture les lumières de la chemise. L'effet de la force centrifuge sur les masses est insignifiant pour contrebalancer l'action du ressort, lequel a la prépondérance. Si la vitesse varie autour de la valeur que l'on s'est fixée (3000 tr/mn), et pour laquelle l'appareil est réglé, la force centrifuge prend le dessus comprime le ressort et déplace vers la droite le piston qui découvre les lumières de la chemise. La pression d'huile modulée diminue, provoquant ainsi le déplacement vers le haut du piston pilote du servo-moteur.

A chaque position de la chemise correspond une allure de fonctionnement.

VI-4 Soupape automatique.

VI-4I Servo-moteur.

Constitué par un petit clapet conique monté sur une même tige qu'un piston soumis à l'action d'une pression d'huile sur sa face inférieure. Cette pression fournie par le régulateur de vitesse suffit à maintenir le pointeau dans une position pour laquelle l'équilibre de la soupape automatique est obtenue par le passage de la vapeur du conduit (C_1) vers le conduit (C_2).

Mais toute chute de pression d'huile provoquée :

.../...

- Soit par insuffisance du graissage de la turbine (puisque le circuit d'huile de sécurité est branché sur le circuit général de graissage).

- Soit par l'action du régulateur de vitesse.

a pour conséquence l'ouverture du pointeau et la fermeture de la soupape automatique.

VI -42 Soupape.

Constituée par un corps muni d'une bride d'entrée de la vapeur provenant de la chaudière et d'une bride vers la soupape de fermeture rapide.

Un clapet (32) monté sur l'axe (16), peut obturer l'arrivée de la vapeur soit

- Par manœuvre à main sur le volant solidaire de l'écrou (1) qui prend appui sur une embase (15).

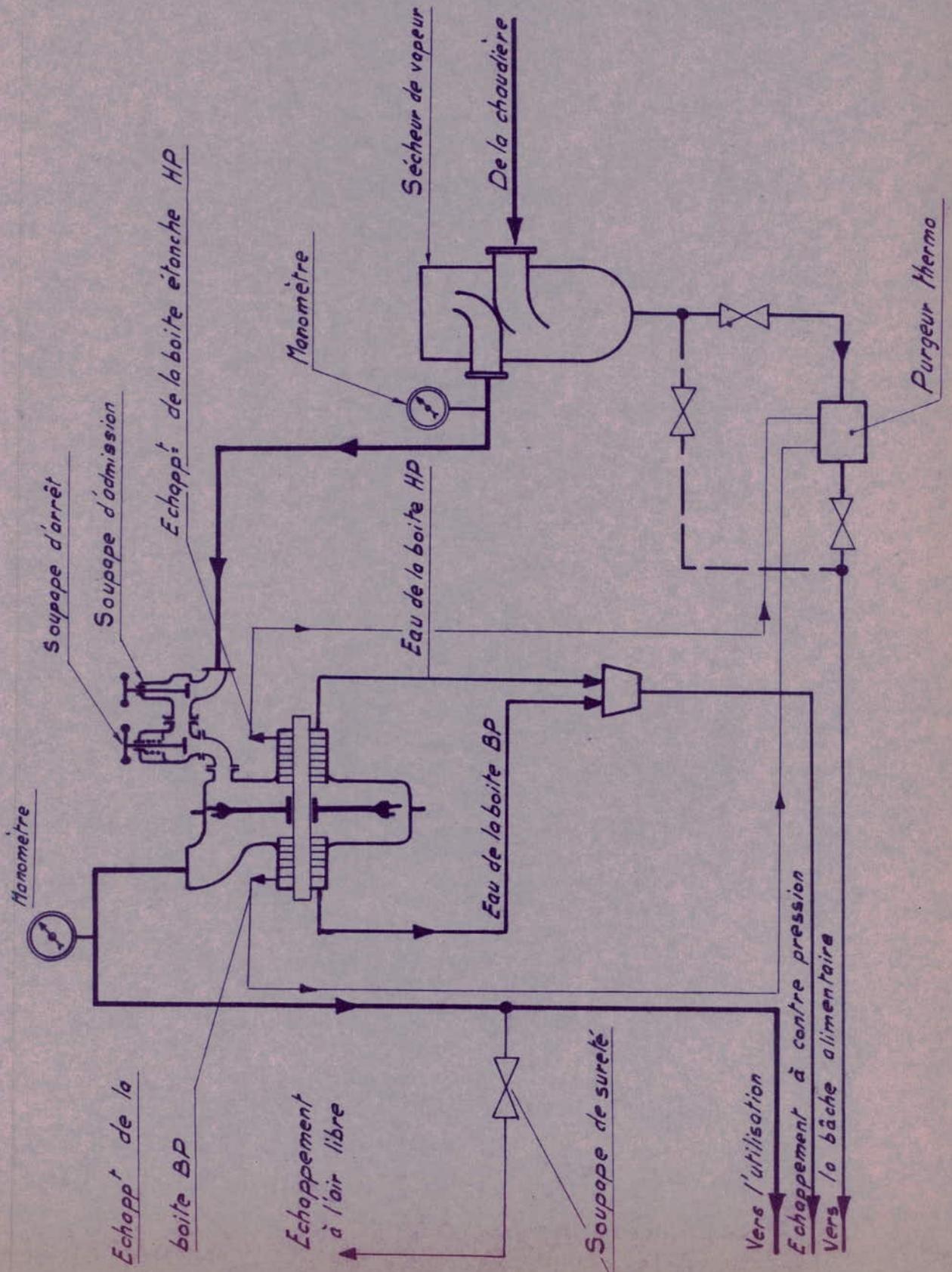
- Par action de la vapeur vive sur la face extérieure du piston (20). L'autre face du piston étant mise en purge permanente.

Lors du réchauffage de la turbine, l'ouverture du clapet a lieu par dévissage. La pression de vapeur seule provoque l'ouverture que l'on peut régler par contrôle de la position de l'index (9).

Le réglage automatique a lieu par l'action du servo-moteur qui permet l'ouverture du pointeau et le passage de la vapeur prélevée en amont du clapet par le conduit (C_1) et dirigée sous le piston (20) par le conduit (C_2).

Ce mode de régulation maintient donc pratiquement constante la différence entre la pression de vapeur et la pression au refoulement par variation de vitesse de la turbine.

Régulation de la turbine

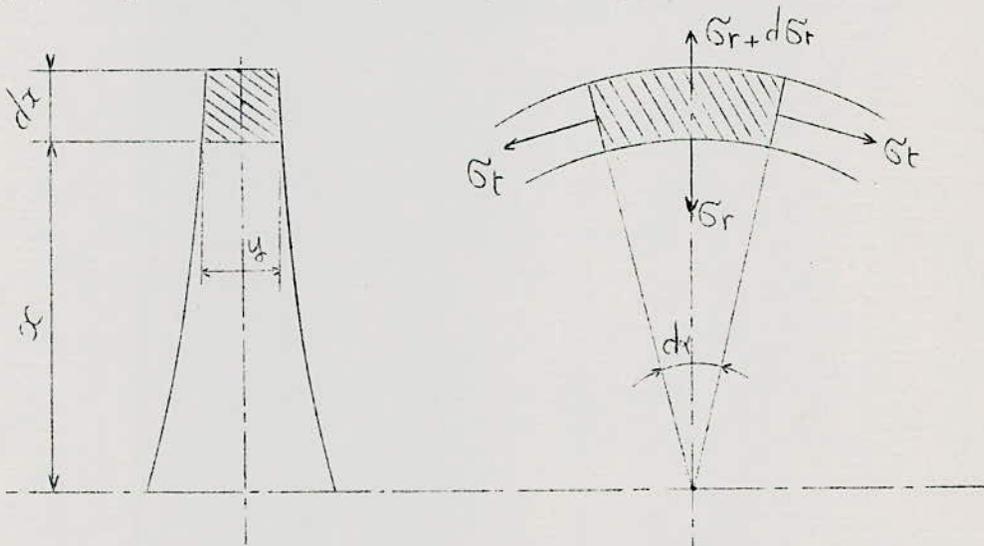


3^{ème} PARTIE
++=====++

VII : E T U D E : : M E C A N I Q U E :

VII- I- CALCUL DU DISQUE

Généralement pour les turbines à action, les ailettes mobiles sont fixées sur des disques qui peuvent être usinés et rapportés sur l'arbre ou venus de forge avec lui. Dans le cas des turbines Curtiss et suivant les constructeurs, les deux étages d'ailettes peuvent être fixés sur un disque unique ou deux disques séparés rapportés sur l'arbre.



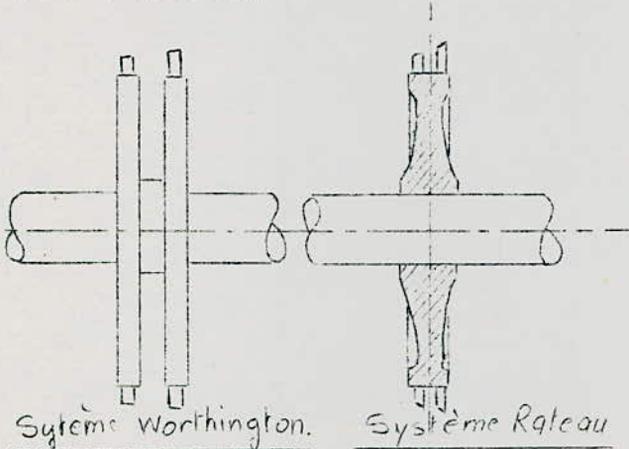
Nous adopterons le système le plus employé, celui à disque unique ce qui nous permettra d'éviter un usinage soigné des deux disques, nécessaire pour réaliser le parallélisme des deux couronnes mobiles.

Le disque sera rapporté claveté et emmanché à la presse sur l'arbre. cet emménagement à force est nécessaire car sous l'effet de la force centrifuge et de la température, il se produit une augmentation de l'alésage du disque qui pourrait alors, en fonctionnement, se trouver libre sur l'arbre.

VII- I- I Calcul du disque.

Nous démontrons ci-dessous l'équation d'équilibre du disque, et nous utiliserons par la suite une méthode graphique celle de Donath pour résoudre cette équation.

Considérons un élément du disque dont nous supposons les contraintes radiales σ_r uniformément réparties sur les sections cylindriques de cet élément.



Le disque tourne à la vitesse angulaire ω .

Il y a équilibre entre la force radiale et centrifuge:

$$F = m \omega^2 x = \frac{\bar{w}}{g} (y x d\alpha \cdot dx) x \omega^2$$

$$F = \frac{\bar{w}}{g} \cdot \omega^2 \cdot x^2 \cdot y \cdot d\alpha \cdot dx$$

et les forces dues aux contraintes radiales et tangentielles:

- Forces radiales: $-\sigma_r x d\alpha y$ et $\sigma_r x y d\alpha + d(\sigma_r y x) d\alpha$

- Forces tangentielles: $\sigma_t y dx$ sur chaque face méridienne de l'élément. Projétons sur le rayon moyen/:

$$d(\sigma_r y x) d\alpha - \sigma_t y dx d\alpha + \frac{\bar{w}}{g} \omega^2 x^2 y d\alpha dx = 0$$

$$\frac{d}{dx} (\sigma_r y x) - \sigma_t y + \frac{\bar{w}}{g} \omega^2 x^2 y = 0$$

Les allongements unitaires du disque sous l'action des tensions σ_t et σ_r sont donnés par:

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r) ; \quad \epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t)$$

ν = coefficient de Poisson = 0,3 pour les aciers.

Soit $\xi(x)$ l'allongement du rayon ce qui donne:

$$\varepsilon_r = \frac{d\xi}{dx} \quad \text{et} \quad \varepsilon_t = \frac{\xi}{x}$$

d'où les contraintes en fonction de ξ

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_r + \nu \varepsilon_t) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{d\xi}{dx} + \nu \frac{\xi}{x} \right)$$

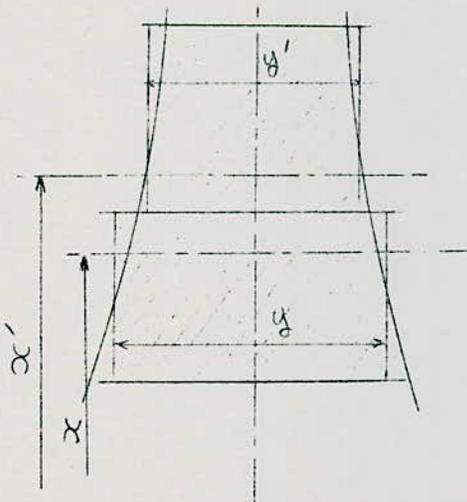
$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} (\nu \varepsilon_r + \varepsilon_t) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\nu \frac{d\xi}{dx} + \frac{\xi}{x} \right)$$

L'équation d'équilibre s'écrit alors:

$$\frac{d^2 \xi}{dx^2} + \left[\frac{d}{dx} (\log y) + \frac{1}{x} \right] \frac{d\xi}{dx} + \left[\frac{\nu}{x} \frac{d}{dx} (\log y) - \frac{1}{x^2} \right] \xi + \left(\frac{\omega}{g} \omega^2 \frac{1-\nu^2}{E} \right) x = 0$$

VII-12 Méthode graphique de Donath.

Cette méthode est basée sur le remplacement du profil de la roue par un profil à étages d'épaisseur décroissante par échelons successifs en allant de la périphérie au centre.



Considérons un anneau d'épaisseur y' et son voisin d'épaisseur $y > y'$. Coupons les par deux cylindres de rayons très voisins x' et x . Soient σ_r et σ_t les tensions du premier anneau au rayon x . σ_r' et σ_t' celles du second anneau. On a sensiblement

$$y \sigma_r = y' \sigma_r' \quad \text{d'où}$$

$$\Delta \sigma_r = \sigma_r - \sigma_r' = \left(\frac{y'}{y} - 1 \right) \sigma_r$$

.../...

Par ailleurs les allongements circonférentiels des deux anneaux sont égaux à leur frontière.

$$\varepsilon_t = \frac{\varrho}{x} = \varepsilon'_t = \frac{\varrho'}{x'}$$

Cette relation devient en faisant apparaitre les contraintes:

$$\sigma_t = \nu \sigma_r = \sigma'_t = \nu \sigma'_r$$

$$\Delta \sigma_t = \sigma_t - \sigma'_t = \nu \Delta \sigma_r$$

Introduisant comme variables auxiliaires la somme S et la différence D des contraintes.

$$S = \sigma_t + \sigma_r \quad ; \quad S' = \sigma'_t + \sigma'_r$$

$$D = \sigma_t - \sigma_r \quad ; \quad D' = \sigma'_t - \sigma'_r$$

Quand on passe d'un anneau au voisin on peut écrire:

$$\Delta S = S - S' = (1 + \nu) \Delta \sigma_r$$

$$\Delta D = D - D' = (\nu - 1) \Delta \sigma_r$$

Ces deux relations qui permettent de procéder au calcul de proche en proche servent de base à la méthode de Donath.

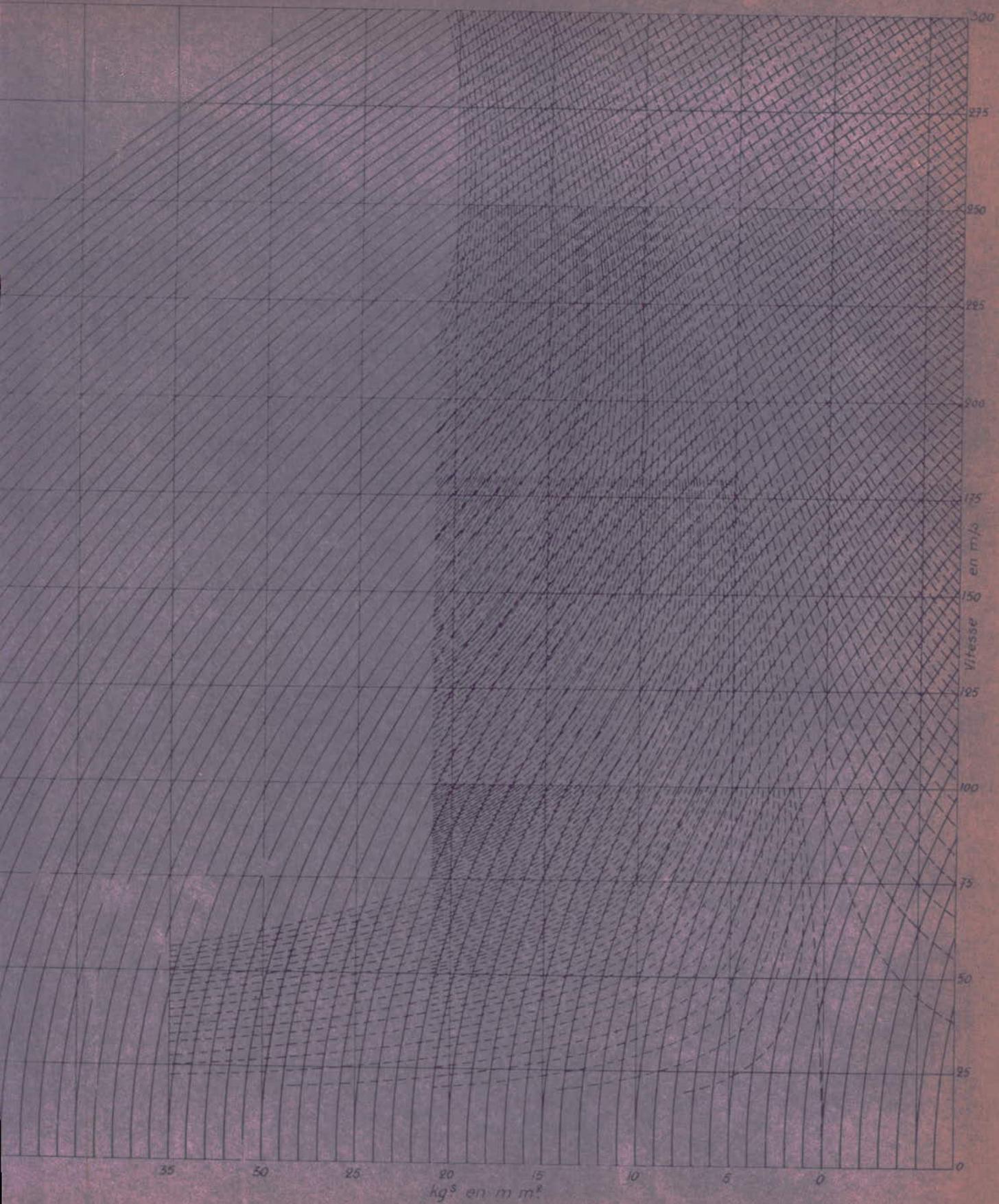
a) Graphique de Donath.

On a

$$S = -\frac{1 + \nu}{2} \frac{\bar{\omega}}{g} \omega^2 x^2 + \frac{2EC_1}{1 - \nu}$$

$$D = -\frac{1 - \nu}{2} \frac{\bar{\omega}}{g} \omega^2 x^2 + \frac{2EC_2}{(1 + \nu)x^2}$$

Diagramme de Donath pour fatigue des disques de turbines.



En faisant apparaitre la vitesse tangentielle $u = \omega r$ et en posant

$$\beta_1 = \frac{\omega}{g} \frac{1+\nu}{2} \quad \text{et} \quad \beta_2 = \frac{\omega}{g} \frac{1-\nu}{2}$$

$$K_1 = \frac{4EC_1}{\mu(1-\nu^2)} \quad K_2 = \frac{8EC_2\omega^2}{\mu(1-\nu^2)}$$

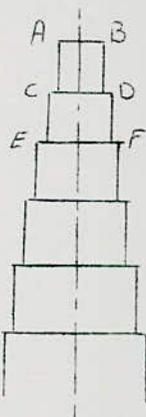
Les deux précédentes relations s'écrivent:

$$S = \beta_1(K_1 - u^2) \quad D = \beta_2\left(\frac{K_2}{u^2} + u^2\right)$$

Le graphique donné par Donath comporte des réseaux de courbes donnant S qui sont des paraboles identiques, et D qui sont des courbes du quatrième degré, en fonction de la vitesse u pour les différentes valeurs des paramètres K_1 et K_2 .

b) Mode opératoire.

On commence par la périphérie pour progresser vers le moyeu du disque. Choisissons à priori des tensions tangentielle et radiales vraisemblables à la périphérie AB. Calculons



$$S_1 = \sigma_{t1} + \sigma_{r1}$$

$$D_1 = \sigma_{t1} - \sigma_{r1}$$

On porte les points S_1 et D_1 sur le graphique de Donath à l'ordonnée correspondante à la vitesse circulaire en AB. Traçons les courbes S et D à partir de ces points jusqu'à l'ordonnée

correspondant à la vitesse en CD. On relève les valeurs de S'_1 et D'_1 auxquelles on aboutit, et nous calculons alors

$$\sigma'_{t1} = \frac{S'_1 + D'_1}{2}$$

$$\sigma'_{r1} = \frac{S'_1 - D'_1}{2}$$

.../...

Déterminons alors les variations

$$\Delta S = (1 + \nu) \Delta \sigma_r = (1 + \nu) (\sigma_{r2} - \sigma'_{r1})$$

$$\Delta D = (\nu - 1) \Delta \sigma_r = (\nu - 1) (\sigma_{r2} - \sigma'_{r1})$$

En remarquant que l'on a, quand on passe d'un anneau au suivant

$$y_1 \sigma'_{r1} = y_2 \sigma_{r2} \quad \text{c.a.d}$$

$$\Delta \sigma_r = \sigma'_{r1} \left(\frac{y_1}{y_2} - 1 \right)$$

Pour $\nu = 0,3$

$$\Delta S = 1,3 \left(\frac{y_1}{y_2} - 1 \right) \sigma'_{r1}$$

$$\Delta D = 0,7 \left(1 - \frac{y_1}{y_2} \right) \sigma'_{r1}$$

On déduit alors les valeurs initiales de S et D pour le second anneau

$$S_2 = S'_1 + \Delta S$$

$$D_2 = D'_1 + \Delta D$$

On procède pour cet anneau d'une façon identique à celle qui a été exposée, en progressant ainsi de proche en proche, on obtient les tensions au moyeu du disque à partir des tensions arbitrairement choisies à la périphérie du premier anneau.

A l'alésage du moyeu la tension radiale doit être nulle, donc $S = D$, les deux lignes de cheminement doivent donc aboutir au même point.

VII-13 Détermination de la largeur initiale

L'élément de la jante est soumis à:

.../...

a) L'action de la force centrifuge s'exerçant sur lui et sur l'aile-tage correspondant.

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

P étant le poids par unité de longueur comptée suivant la circonférence décrite par le c.d.g G

b) A la tension radiale du disque sur la section AB.

$$dN = \sigma_R y_A d\alpha$$

c) Aux tensions tangentiels sur les faces AA' et BB' dont la résultante est dirigée vers le centre a pour valeur

$$\sigma_t \Delta d\alpha$$

étant l'aire de la section de la jante.

L'équation d'équilibre est:

$$\frac{P}{g} \omega^2 \rho^2 d\alpha = \sigma_R y_A d\alpha + \sigma_t \Delta d\alpha$$

$$\text{On tire } \sigma_t = \frac{1}{\Delta} \left[\frac{P}{g} \omega^2 \rho^2 - \sigma_R y_A \right]$$

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

$$\epsilon = \frac{\sigma_t}{E} = \frac{1}{E \Delta} \left[\frac{P}{g} \omega^2 \rho^2 - \sigma_R y_A \right]$$

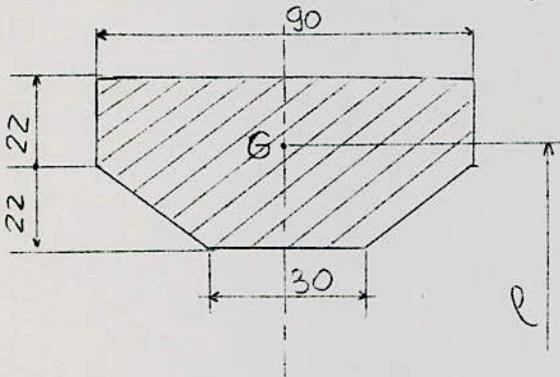
qui doit être égal à l'allongement du pourtour du disque:

$$\epsilon' = \frac{1}{E} (1 - \nu) \sigma$$

$$y_A = \frac{1}{R} \left[\frac{P\omega^2}{g\sigma} \rho^2 - \Delta(1-\nu) \right]$$

Sous l'effet de la vitesse circonférentielle $U = 110$ m/s au diamètre moyen de l'aube, résultent des contraintes dans le disque de l'ordre de 20 à 25 Kg/mm². On prendra $\sigma = 20$ Kg/mm².

Pour le calcul de la section Δ estimons y_A à 30 mm.

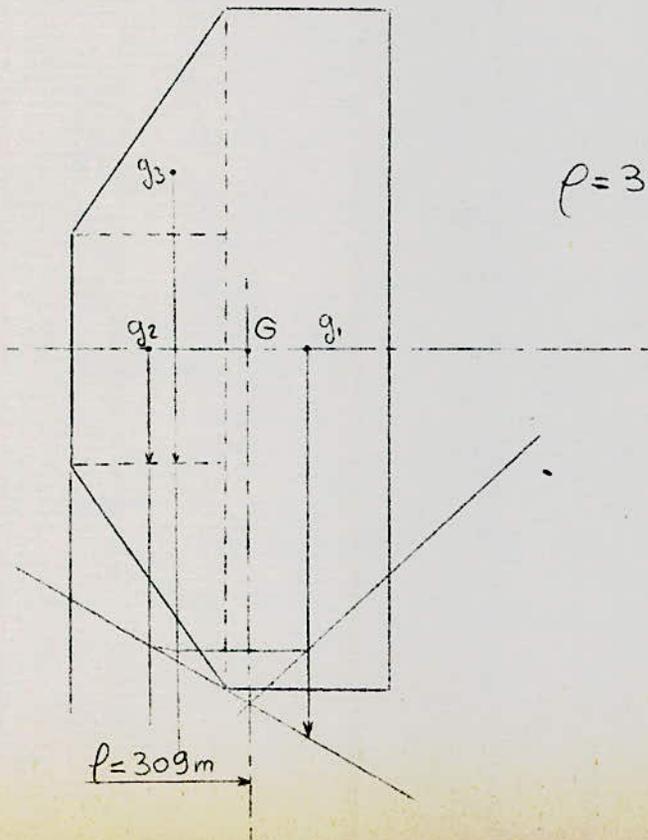


On trouve:

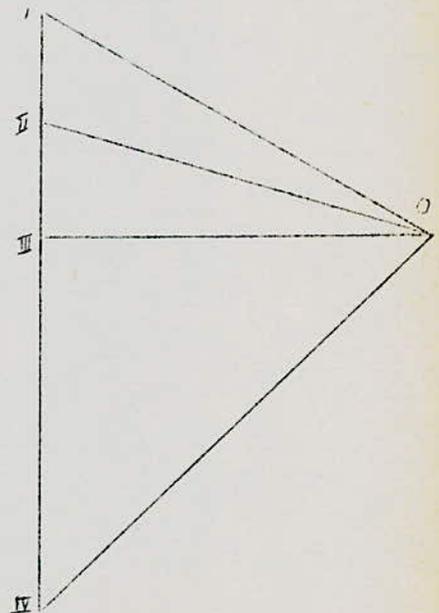
$$\Delta = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Déterminons la position du centre de gravité par la méthode graphique.

On trouve $\rho = 309$ mm



$$\rho = 309 \text{ mm}$$



$$\omega = \frac{77N}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ rd/s}$$

$$\Delta \rho = 7800 \text{ kg/m}^3 \quad \text{On aura } P = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 3,25 \cdot 10^{-3} = 25,4 \text{ kg/m}$$

$$\sigma = 20 \cdot 10^6 \text{ kg/m}^2$$

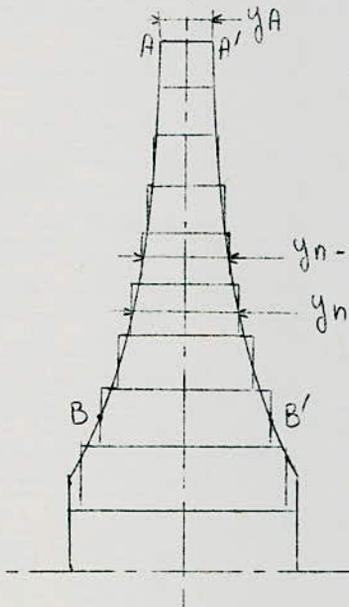
On trouve

$$y_A = \frac{1}{R} \left[\frac{P}{g} \frac{\omega^2}{\sigma} \rho^2 - \Delta(1-\nu) \right]$$

$$y_A = \frac{1}{0,285} \left[\frac{25,4 \cdot 9,88 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 20 \cdot 10^6} 9,55 \cdot 10^{-2} - 2,28 \cdot 10^{-3} \right]$$

$$y_A = \frac{0,00984}{0,285} = 0,0348 \text{ m}$$

On prendra $y_A = 35 \text{ mm}$



Entre A et B, de l'extrémité vers l'intérieur, on divise le disque en tranches annulaires d'épaisseur constante y_1, y_2, \dots, y_n tel que l'on ait

$$1,1 y_{n-1} < y_n < 1,2 y_{n-1}$$

La valeur exacte du rapport y_n/y_{n-1} que nous nous fixerons au fur et à mesure du calcul dépendra essentiellement du nombre de tranches que l'on choisit, et des épaisseurs extrêmes y_A et y_B .

Faisons des intervenir la résistance de la jante à la traction tangentielle. Dans notre cas la jante est assez large $y_0/y_A > 1,2$ et on ne peut pas l'assimiler à une tranche supplémentaire pour lui appliquer la méthode de Donath.

Calcul du disque sans faire intervenir la résistance de la
jante à la tension tangentielle.

Le disque sera alors considéré comme limité au cylindre AA', mais toute la partie extérieure à ce cylindre interviendra dans le calcul de l'effort centrifuge radial.

Dans le choix de σ_t et σ_r , les tensions tangentielles et radiales à la section initiale AA', il est évident que l'on ne tombera pas du premier essai sur l'égalité $S=D$ à l'alésage du moyeu.

Après tâtonnement on trouve que pour les valeurs:

$$\sigma_t = 3,8 \quad \text{et} \quad \sigma_r = 2,7 \text{ Kg/mm}^2$$

On a l'égalité $S=D$ à l'alésage.

Les calculs seront résumés dans le tableau qui suit, sachant que

$$\Delta S = 1,3 \left(\frac{y_1}{y_2} - 1 \right) \sigma_r'$$

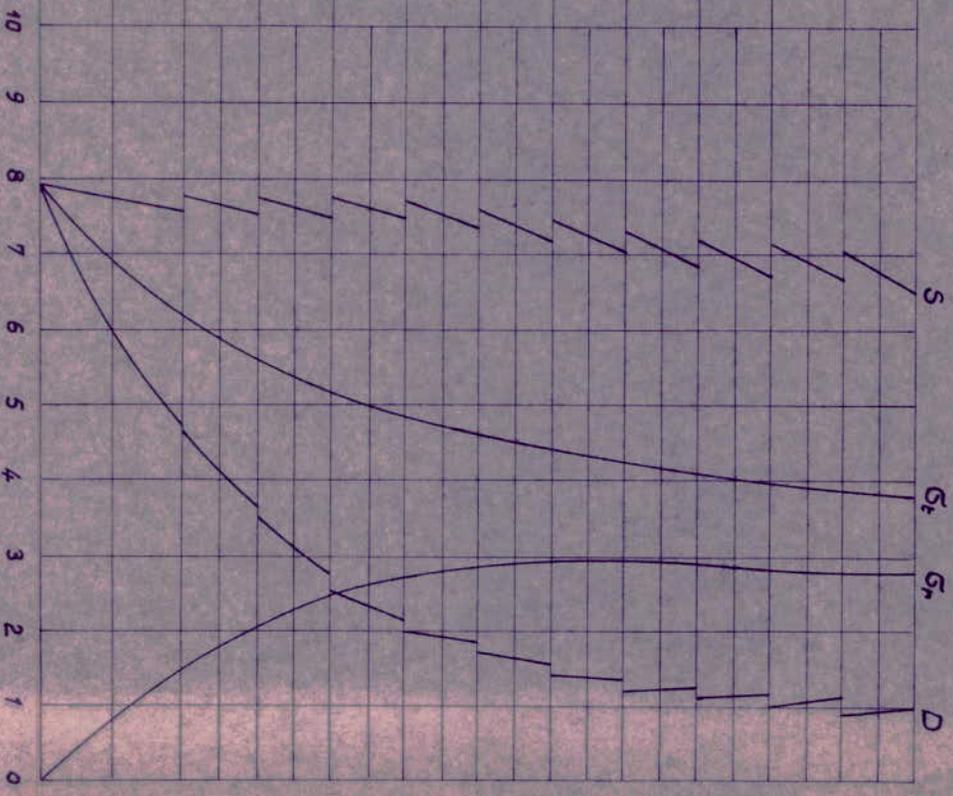
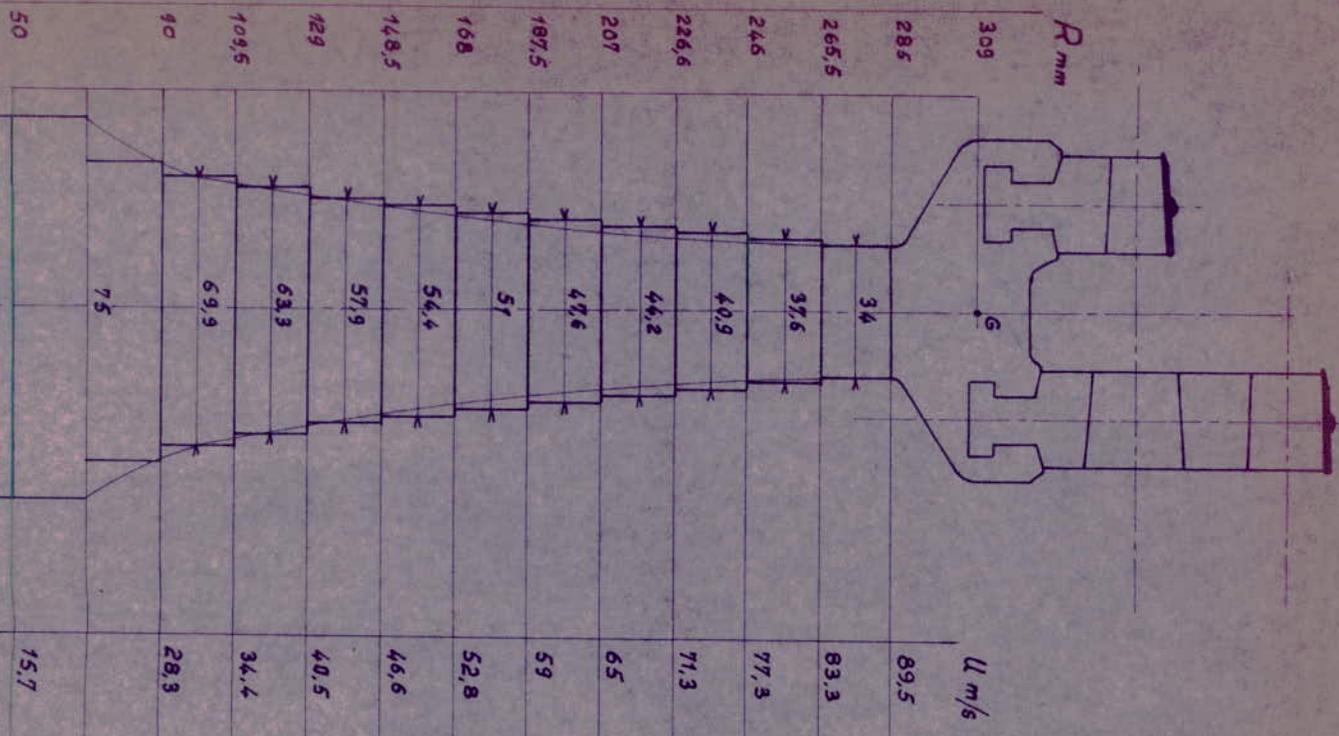
$$\Delta D = 0,7 \left(1 - \frac{y_1}{y_2} \right) \sigma_r'$$

$$\sigma_r = \frac{S' - D'}{2}$$

et

$$\left\{ \begin{array}{l} S_2 = S_1 + \Delta S \\ D_2 = D_1 + \Delta D \end{array} \right.$$

Calcul du disque



Tranches		S'	D'	rI	$I - \frac{yI}{y2}$	$\frac{yI}{y2} - I$	S	D	S	D
1	P								6,5	I
	C	7,05	0,9	3,07	0,095	-0,095	-0,38	0,204		
2	P								6,67	I,104
	C	7,15	I	3,07	0,08	-0,08	-0,32	0,172		
3	P								6,73	I,172
	C	7,15	I,1	3,03	0,075	-0,075	-0,295	0,159		
4	P								6,85	I,259
	C	7,3	I,2	3,05	0,071	-0,071	-0,282	0,152		
5	P								7,02	I,352
	C	7,45	I,4	3,02	0,067	-0,067	-0,264	0,142		
6	P								7,19	I,542
	C	7,6	I,70	2,95	0,063	-0,063	-0,242	0,130		
7	P								7,36	2,I
	C	7,7	2	2,85	0,060	-0,060	0,222	0,120		
8	P								7,47	2,I2
	C	7,75	2,55	2,60	0,085	-0,085	0,288	0,155		
9	P								7,46	2,77
	C	7,75	3,5	2,12	0,085	-0,085	0,234	0,126		
10	P								7,51	3,62
	C	7,7	4,6	I,55	0,080	-0,080	0,161	0,087		
11	P								7,53	4,687
	C	7,9	7,9							

VII-II VIBRATION DU DISQUE.

Une plaque libre à la périphérie et serrée sur un arbre tournant à une vitesse élevée peut vibrer suivant un nombre assez grand de modes, caractérisé par le nombre et la forme des lignes nodales. C'est le cas du disque de la turbine pour lequel pratiquement seuls les modes à 1, 2 ou 3 diamètres nodaux sont à considérer. Les autres modes en raison de leurs fréquences élevées n'interviennent pas dans les disques de turbine.

Les causes de ces vibrations sont assez diverses; elles sont dues principalement aux actions du flux de vapeur et aux vibrations d'autres organes de la turbine (arbre accouplement etc...)

VII-II-I Calcul de la fréquence de vibration propre du disque.

STODOLA a étudié le problème théoriquement et a établi la formule suivante pour l'expression de la fréquence:

$$f = \sqrt{\frac{E h_0 A}{\mu R^4 B} + \omega^2 \frac{C}{B}}$$

où E = module d'Young

h_0 = la demi épaisseur du disque à la périphérie.

$\mu = \frac{\omega}{g}$ la masse spécifique du métal.

R = le rayon du disque.

ω = la vitesse angulaire.

A, B, C sont des constantes qui dépendent de la forme du disque et du nombre des diamètres nodaux.

Ces coefficients nous sont inconnus et par contre nous ne pouvons appliquer la formule de STODOLA.

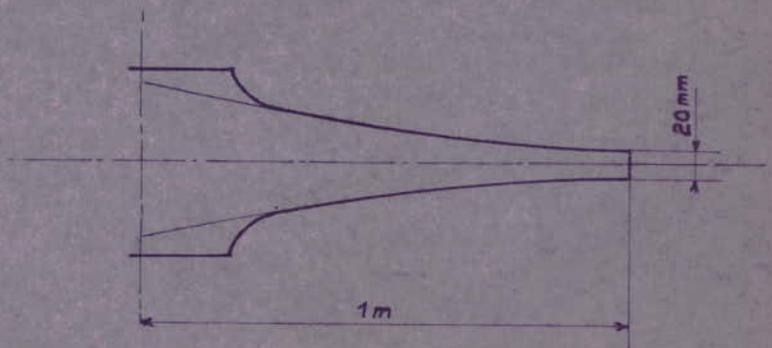
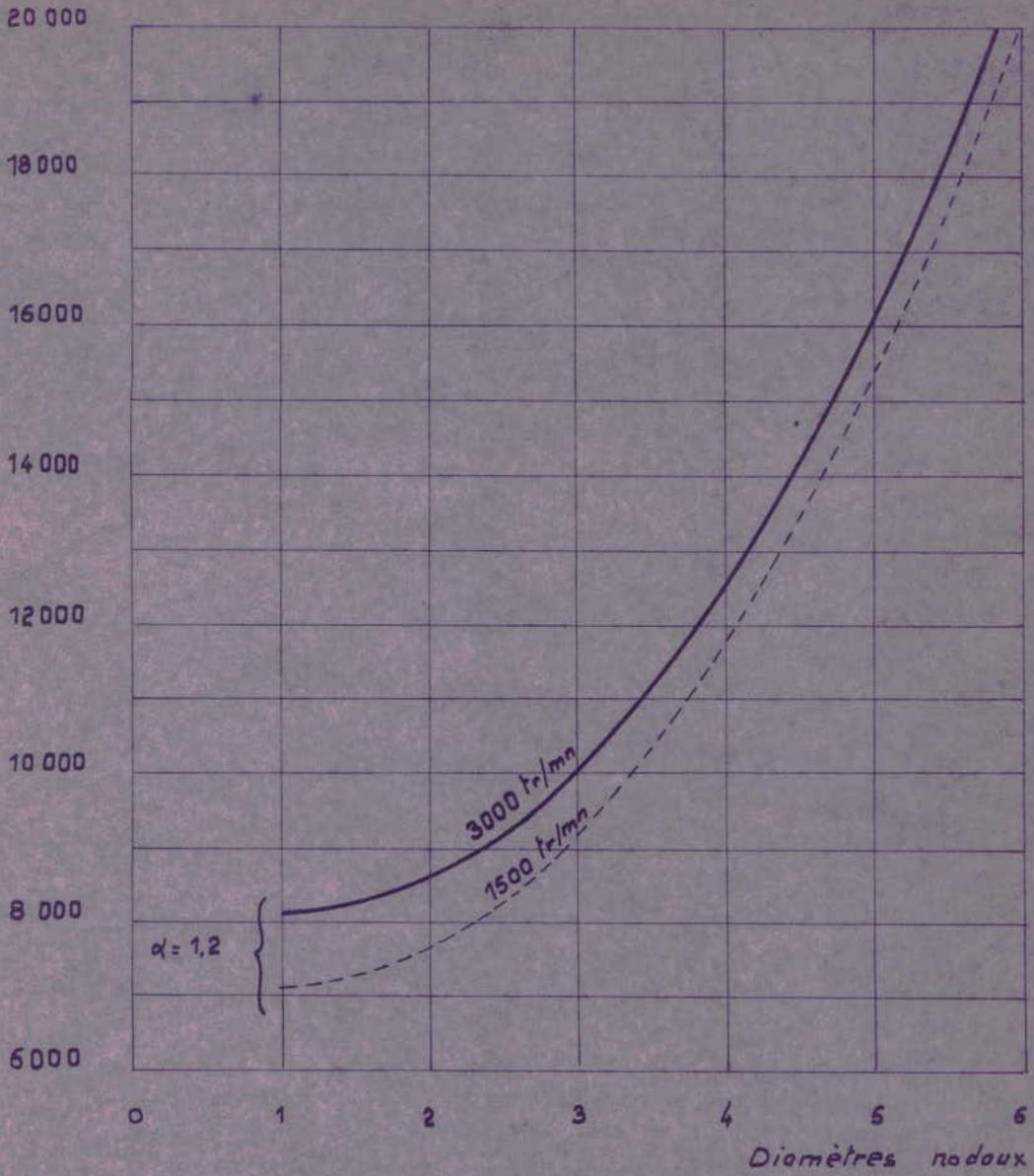
Faisons appel à des résultats pratiques donnés par la société RATEAU. Celle-ci a établi des courbes (fig 6) valables pour un disque de 1 m de rayon, ayant une épaisseur à la périphérie de 20 mm; le profil du disque étant supposé défini par la relation exponentielle:

$$\frac{y}{2} = K x^{-1,2}$$

.../...

Turbine

Fréquence (par mn)



En considérant que notre disque est géométriquement semblable à ce dernier, on peut déduire par similitude les fréquences dans notre cas.

La fréquence des vibrations transversales des disques semblables, suivant un mode bien défini est fonction du rayon R, de la masse spécifique $\mu = \frac{\bar{w}}{g}$, et du module E du métal.

$$f_n = \Psi(R, E, \mu)$$

L'analyse dimensionnelle permet d'écrire:

$$\frac{E}{\mu R^2 f_n^2} = C^{1e}$$

En supposant que les deux disques sont du même métal, on peut écrire

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{f_{n_1}}{f_{n_2}} = \frac{35}{100} = 0,35$$

indice (1) pour le disque modèle.

indice (2) pour notre disque.

Tirons de la figure 6 les fréquences pour les diamètres nodaux:
n= 1,2,3, et 4.

$$n=1 \text{ --- } f_{11} = 8100 \text{ cycles/mn} \quad ; \quad n=2 \text{ --- } f_{21} = 8600 \text{ cycles/mn}$$

$$n=3 \text{ --- } f_{31} = 10\ 000 \text{ cy/mn} \quad ; \quad n=4 \text{ --- } f_{41} = 12\ 500 \text{ cy/mn.}$$

On en déduit les fréquences:

$$\left| \begin{array}{l} f_{12} = \frac{f_{11}}{0,35} = \frac{8100}{0,35} = 23200 \text{ cycles/mn.} \\ f_{22} = 24600 \text{ cy/mn.} \\ f_{32} = 28600 \text{ cy/mn.} \end{array} \right.$$

On remarque que ces fréquences sont très élevées, et notre fonctionnement est loin d'être dans cette zone critique.

II-2 Etude du synchronisme.

En tournant, un point du disque passe une fois par tour devant le secteur d'injection, il reçoit ainsi une action périodique à raison d'une impulsion par tour. Nous allons déterminer les allures du synchronisme pour les divers modes de vibration.

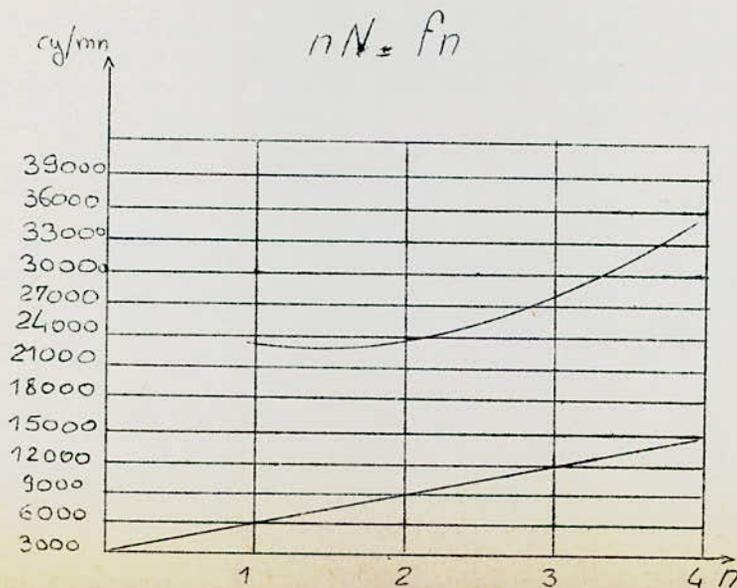
Pour le mode général à n diamètres nodaux, on aura synchronisme lorsque pendant la période d'une vibration libre $\frac{1}{f}$ une onde périphérique aura été exactement remplacée par la suivante, c.a.d lorsque le disque aura effectué $\frac{1}{n}$ tour. La condition du synchronisme est donc:

$$\frac{1}{Nn} = \frac{1}{fn} \quad N = \frac{fn}{n}$$

Si on a m secteurs d'injection décalés régulièrement à chaque tour il se produit m impulsions périodiques, on aura donc

$$N = \frac{m}{n} fn$$

On peut savoir au moyen d'un graphique si le synchronisme est à craindre. Notre disque est alimenté en injection partielle sur un seul arc actif. Les vitesses de synchronisme sont données par la relation où n peut prendre les valeurs 1, 2, 3, 4. Soit N' la vitesse maximale de la turbine. Construisons la droite $N'n$, si elle reste au dessous de la courbe $f_n(n)$, le synchronisme n'est pas à craindre. Car on ne peut pour aucune vitesse de la turbine l'égalité:



VII-III Equilibrage et stabilisation du rotor.

Equilibrage.

Le rotor doit être soigneusement équilibré statiquement et dynamiquement afin d'éviter les vibrations dues au balourd. Cet équilibrage est réalisé en général avant ailetage. Il est repris ensuite après ailetage.

Stabilisation.

Le rotor soumis à une lente rotation est chauffé dans un four à une température assez élevée.

On refroidit le rotor et lui fait subir par la suite un second cycle de chauffage, et ainsi de suite après trois à quatre cycles, les vibrations s'annulent pratiquement et le rotor est dit stable.

VII-IV Ailettes mobiles

En raison des efforts considérables auxquels elles sont soumises, dus à la force centrifuge tendant à les arracher, à l'action de la vapeur tendant à les coucher et les laminer, et à l'effet des températures élevées, les ailettes seront constituées par un métal résistant aux efforts mécaniques malgré la température élevée. Ce métal devrait avoir en plus une surface mécanique unie ne provoquant aucun frottement ni usure au passage de la vapeur, devrait résister à l'action chimique des impuretés contenues dans la vapeur, et à l'action de l'oxygène provoquant les oxydations.

On adoptera un acier à 13% de Ni..... Z I5 C I3

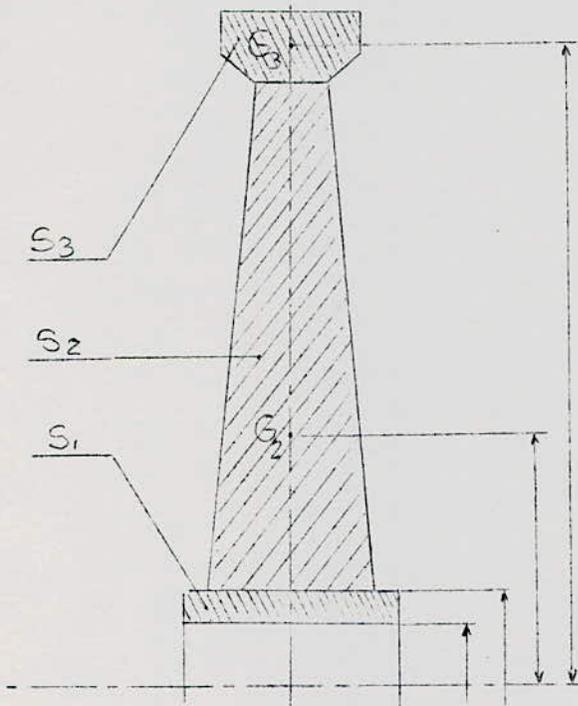
Caracteristiques:

Résistance à la rupture..... 60 Kg/mm²

Bonnes qualités mécaniques valables jusqu'à 400°C

Ne rouille pas.

Estimation du poids du disque



$$S_3 = 3250 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = (34+75) \cdot 215 = 23450 \text{ mm}^2$$

$$V_3 = 27R_{g3} = 6,28 \cdot 309 \cdot 3250$$

$$= 6,33 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 27R_{g2} \cdot S_2 = 6,28 \cdot 163 \cdot 2,345 \cdot 10^4$$

$$= 2,41 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

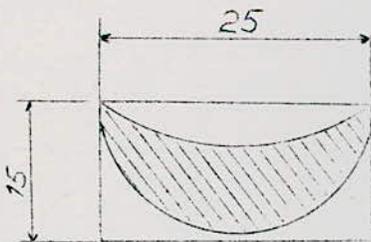
$$V_1 = \frac{(D^2 - d^2) \cdot 10^2}{4} = 7,54 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

Volume total: $V_t = 31,184 \text{ dm}^3$

Poids du disque:

$$P = 7,8 \cdot 31,184 = 243 \text{ Kg}$$

- Estimation du poids des ailettes.



$$S = 375 \text{ mm}^2$$

-Ailette simple:

hauteur = 25 mm ; $V_1 = 375 \cdot 25 = 9,375 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$

Poids: $P_1 = 7,8 \cdot 9,375 \cdot 10^{-3} = 0,0732 \text{ Kg}$

-Ailette double:

hauteur = 65 mm ; $V_2 = 375 \cdot 65 = 0,0244 \text{ dm}^3$

Poids $P_2 = 7,8 \cdot 0,0244 = 0,19 \text{ Kg}$

Nombre des ailettes:

$$n = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 80$$

Poids total des ailettes:

$$P_t = 80(0,19 + 0,025) = 17 \text{ Kg}$$

Poids total du rotor:

VII-V CALCUL DE L'ARBRE

L'arbre devrait être dimensionné, surtout, en vue de satisfaire aux conditions exigées par la présence des vitesses critiques.

Les vibrations de torsion sont moins à craindre que les vibrations de flexion et parmi celles-ci seuls la fondamentale et le second harmonique sont à considérer.

Nous vérifierons par la suite l'arbre aux conditions suivantes:

- Conditions de contraintes.
- Conditions de déformation de torsion et de flexion.
- Condition de pression aux paliers.

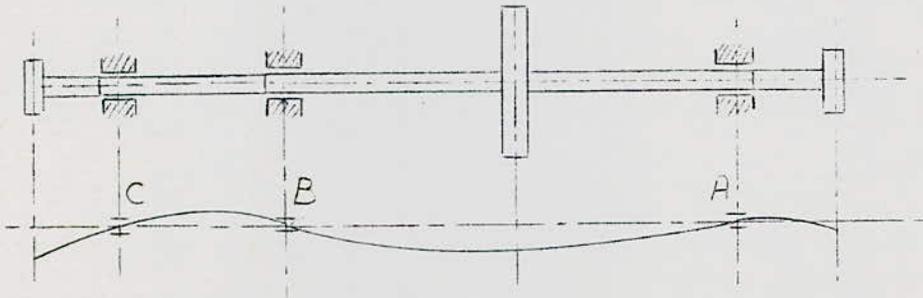
VII-VI Détermination des vitesses critiques par la méthode de Rayleigh

La méthode du Lord Rayleigh est basée sur l'hypothèse : pour le mode principal

Energie cinétique maximum = Energie potentielle maximum.

Mais la fréquence calculée est toujours plus grande que la valeur exacte. Si la courbe supposée est la même que la courbe exacte, la fréquence calculée est aussi la fréquence exacte. Mais il y a plusieurs courbes correspondantes aux modes, et chaque courbe de flexion donnera une fréquence à partir de l'équation des énergies.

Comme il est difficile de déterminer les courbes de déflexion, la méthode de Rayleigh est utilisée pour trouver les fréquences fondamentales.



Le maximum de l'énergie potentielle est égal à :

$$U_{max} = \frac{1}{2} (W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3) \quad \dots/\dots$$

Le maximum de l'énergie cinétique est donné par:

$$T_{max} = \frac{\omega^2}{2g} (W_1 y_1^2 + W_2 y_2^2 + W_3 y_3^2)$$

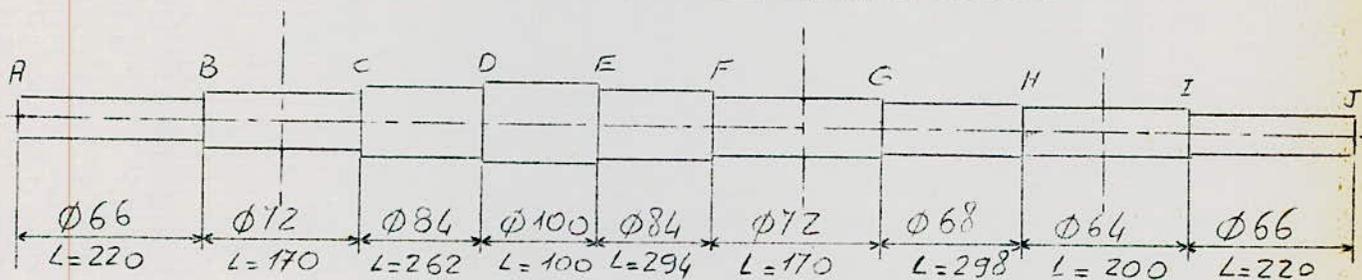
L'équation des énergie donne:

$$\omega^2 = \frac{g(W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3)}{W_1 y_1^2 + W_2 y_2^2 + W_3 y_3^2}$$

La fréquence fondamentale donnée ci-dessus sera en général différente de 5% de la valeur vraie, à cause du changement considérable de la courbe de déflexion.

III-II Détermination de la déformée de l'arbre.

a) Estimation du poids de l'arbre.



	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ
S cm ³	32,8	39	53	75,2	53	39	34,8	30,8	32,8
V dm ³	0,722	0,663	1,390	0,752	1,560	0,663	1,040	0,616	0,723

Poids total $P_t = 7,8.8,13 = 64$ Kg
 Poids entre AB $P_{AB} = 5,41.7,8 = 42$ Kg
 Poids entre BC $P_{BC} = 64 - 42 = 22$ Kg

b) Déformée.

L'arbre n'a pas la même section sur toute sa longueur, il est nécessaire pour calculer la flexion d'appliquer la méthode graphique de Mohr. Mais notre cas est hyperstatique et cette méthode ne peut être appliquée. On peut alors calculer les flèches avec une bonne approximation au moyen de la formule suivante:

$$f = \frac{0,64 \cdot P \cdot l^3}{192 \cdot EI}$$

- Flèche entre A et B.

On prendra le diamètre minimum entre A et B..... $d_I = 72 \text{ mm}$

$$I_I = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05 d^4$$

$$= 0,05 (72)^4 = 0,05 \cdot 27 \cdot 10^6 = 13,5 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$E = 20 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2 \quad ; \quad l = 824 \text{ mm}$$

$$f_{AB} = \frac{0,64 \cdot 302 \cdot (824)^3}{192 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 13,5 \cdot 10^5} = \frac{0,64 \cdot 302 \cdot 5,6 \cdot 10^8}{192 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 13,5 \cdot 10^4} = \underline{\underline{0,0208 \text{ mm}}}$$

- Flèche entre B et C.

Diamètre minimum entre B et C $d_2 = 68 \text{ mm}$

$$I_2 = 0,05 (68)^4 = 0,05 \cdot 18,9 \cdot 10^6 = 9,45 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$f_{BC} = \frac{0,64 \cdot 22 \cdot (480)^3}{192 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 9,45 \cdot 10^5} = \frac{0,64 \cdot 22 \cdot 1,1 \cdot 10^8}{192 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 9,45 \cdot 10^5} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \approx 0$$

La vitesse pour laquelle la flèche deviendrait théoriquement infinie, ou vitesse critique est donnée par/:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{y_1}} = \sqrt{\frac{9,81}{2 \cdot 10^{-5}}} = 693 \text{ rd/s}$$

$$N_c = \frac{30 \omega_c}{\pi} = \frac{30 \cdot 693}{3,14} = \underline{\underline{6600 \text{ Tr/mn}}}$$

.../...

$$N_c = 6600 \text{ tr/mn}$$

Notre système de sécurité est réglé de façon à ne pas permettre une vitesse supérieure à 10% de la vitesse nominale de la machine, soit une vitesse de 3300 tr/mn. Donc la vitesse critique ne peut être atteinte.

III-II Détermination du diamètre minimal par la relation de contraintes

L'arbre est sollicité à la fois à la torsion et à la flexion, nous calculerons la contrainte équivalente de cette sollicitation composée en appliquant le critère de la tension tangentielle "critère de Guest":

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma + 4\tau} \leq R_r$$

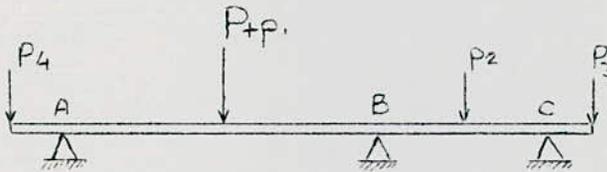
σ = Contrainte de flexion.

τ = Contrainte de torsion.

VII-V2 Calcul de la contrainte de flexion.

a) Calcul du moment fléchissant maximum.

Pour la détermination de ce moment, nous appliquons le théorème des trois moments.



- Réactions des appuis.

$P + p_I$ = poids du disque + poids de l'arbre entre A et B

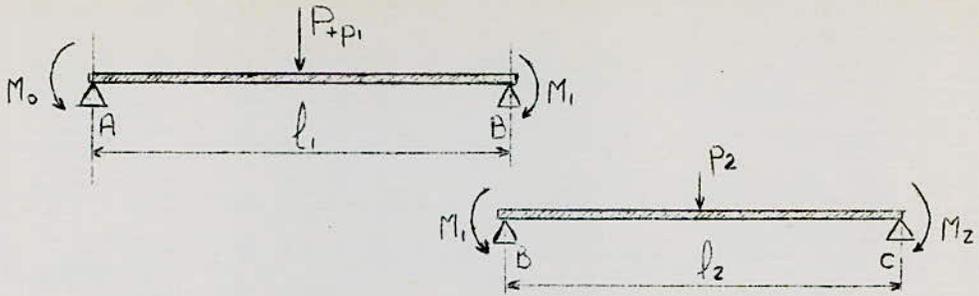
$$P + p_I = 302 \text{ Kg}$$

p_2 = poids de l'arbre entre B et C
= 22 Kg

p_3 et p_4 = poids des deux accouplements, estimé à 24 Kg chacun.

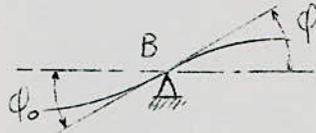
Isolons chacun de ces deux travets, et ajoutons des moments aux extrémités pour remplacer l'action des accouplements, et de l'action mutuelle des deux travets.

.../...



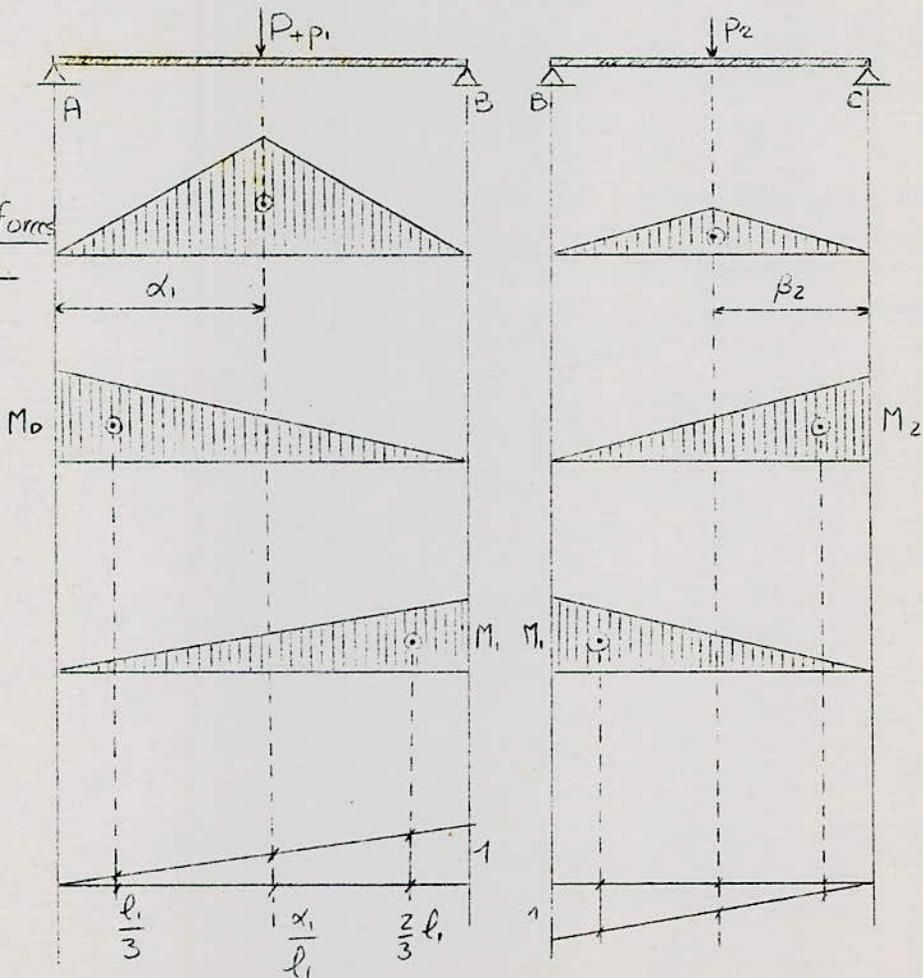
Ces moments reactifs sont dans ce cas des moments extérieurs. Il est évident que si l'on réussit à déterminer ces moments, on ramène ce problème à celui d'une série de deux poutres simples appuyées à leurs extrémités et sollicitées en outre par les moments d'extrémités.

On a pour l'appuit B



$$\begin{aligned} \phi_0 &= \phi_1 \\ \phi_1 - \phi_0 &= 0 \end{aligned}$$

Mf due aux forces extérieures



$$\Phi_1 - \Phi_0 = \frac{1}{EI_2} \left[\left(S_1 \frac{\alpha_1}{l_1} + \frac{1}{2} M_0 l_1 \cdot \frac{1}{3} l_1 + M_1 l_1 \cdot \frac{2}{3} l_1 \right) - \left(-S_2 \frac{\beta_2}{l_2} - \frac{1}{2} M_1 l_2 \cdot \frac{2}{3} l_2 - \frac{1}{2} M_2 l_2 \cdot \frac{1}{3} l_2 \right) \right] = 0$$

$$\Phi_1 - \Phi_0 = M_0 l_1 + 2M_1 (l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -6 \left[S_1 \alpha_1 \frac{1}{l_1} + S_2 \beta_2 \frac{1}{l_2} \right]$$

$$M_0 l_1 + 2M_1 (l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -6 \left[S_1 \frac{\alpha_1}{l_1} + S_2 \frac{\beta_2}{l_2} \right]$$

$$M_0 = 24(220 + 85) = 7,28 \text{ Kgm}$$

$$M_2 = 24(220 + 100) = 7,68 \text{ Kgm}$$

$$S_1 = \frac{62 \text{ kgm} \cdot 0,824}{2} = 25,6 \text{ kgm}^2 \rightarrow S_1 \alpha_1 = 25,6 \cdot 0,412 = 10,5 \text{ kgm}^3$$

$$S_2 = \frac{4,8 \cdot 0,480}{2} = 1,15 \text{ kgm}^2 \rightarrow S_2 \beta_2 = 1,15 \cdot 0,24 = 0,276 \text{ kgm}^3$$

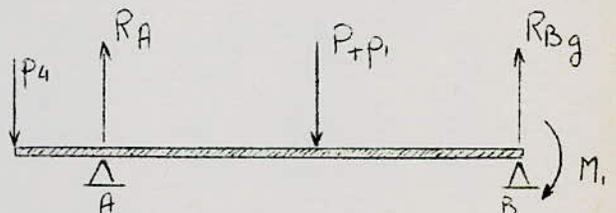
$$2M_1 (l_1 + l_2) = -6 \left[\frac{S_1 \alpha_1}{l_1} + \frac{S_2 \beta_2}{l_2} \right] - (M_0 l_1 + M_2 l_2)$$

$$2,608 M_1 = -6 \left[\frac{10,5}{0,824} + \frac{0,276}{0,48} \right] - (7,28 \cdot 0,824 + 7,68 \cdot 0,48)$$

$$\text{d'où } M_1 = \frac{89,69}{2,608} = 34,3 \text{ Kgm}$$

- Réactions d'appuis.

I^{er} Travet.



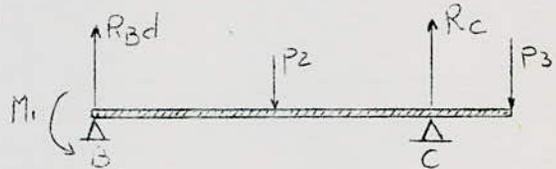
$$\sum m_{F/A}^r = 0 \rightarrow -M_0 + (P+P_1) \frac{l_1}{2} - R_{Bg} l_1 + M_1 = 0 \rightarrow R_{Bg} = \frac{1}{l_1} (M_1 - M_0 + 302 \frac{l_1}{2})$$

.../...

$$R_{Bg} = \frac{27,02 + 124,4}{0,824} = 184 \text{ Kg}$$

$$R_A = [(P + p_1) + p_4] - R_{Bg} = (302 + 24) - 184 = 142 \text{ Kg}$$

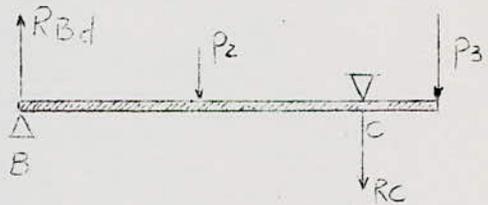
2^{eme} Travet.



$$\sum m_{f/B} = 0 \quad -M_1 + P_2 \frac{l_2}{2} + P_3 (l_2 + 0,32) = R_C l_2$$

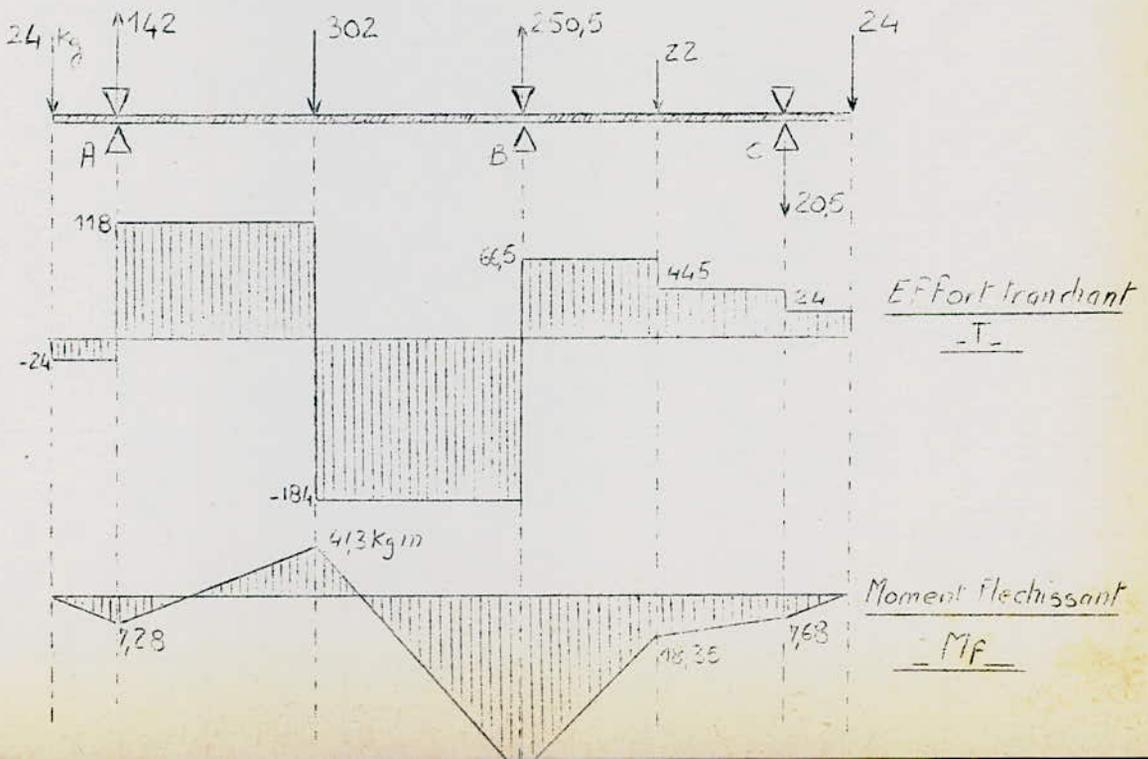
$$R_C = \frac{1}{l_2} [24 \cdot 0,8 + 22 \cdot 0,24 - 34,3] = -20,5 \text{ Kg}$$

$$R_{Bd} = 22 + 20,5 + 24 = 66,5 \text{ Kg}$$



Réaction totale en B

$$R_B = R_{Bg} + R_{Bd} = 184 + 66,5 = 250,5 \text{ Kg}$$



b) Contrainte de flexion

On choisit pour l'arbre un acier au Cr Ni Mo

$$\begin{cases} R_r = 60 \text{ Kg/mm}^2 \\ R_e = 40 \text{ Kg/mm}^2 \\ A\% = 20 \\ \text{Limite de fatigue à } 400^\circ\text{C} = 28 \text{ Kg/mm}^2 \end{cases}$$

On adopte un coefficient de sécurité de 2,5, ce qui nous donne:

$$R_p = 16 \text{ Kg/mm}^2 \quad \text{---} \quad R_{pc} = \frac{R_p}{2} = 8 \text{ Kg/mm}^2$$

En tenant compte de la concentration de contrainte aux épaulements, (on prendra un coefficient de concentration de 2), On aura

$$R_{pc} = 4 \text{ Kg/mm}^2 \quad \dots\dots\dots R_p = 16 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W_z} \quad \text{avec} \quad W_z = \frac{2 I_z}{d} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$$

$$\sigma = \frac{41,3}{0,1 d^3}$$

VII-V3 Calcul de la contrainte de torsion.

a) Moment de torsion.

$$M_t = 716 \frac{P}{N}$$

on a $P = 537 \text{ Kw} = 730 \text{ ch}$ et $N = 3000 \text{ tr/mn}$

$$M_t = 174,2 \text{ Kgm}$$

b) Contrainte de torsion.

.../...

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} \quad \text{avec} \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$$

$$\tau = \frac{174,2}{0,2 d^3}$$

III-II3 Contrainte équivalente.

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{\sigma + 4\tau} \leq 16$$

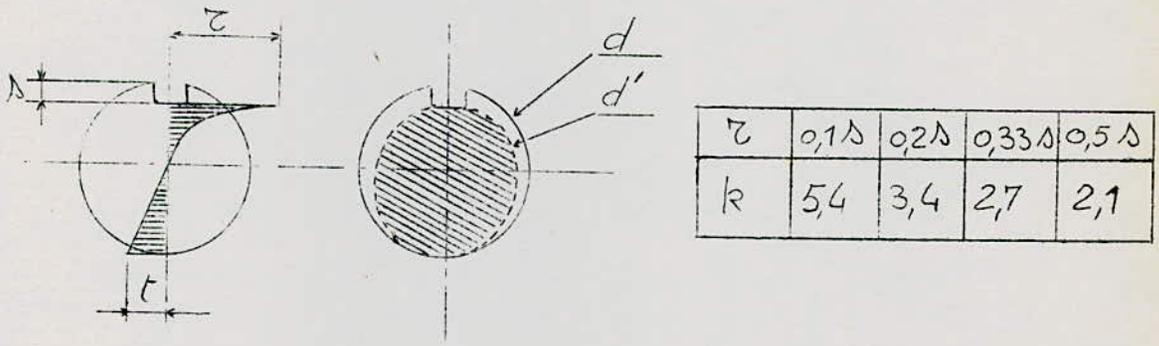
$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{\frac{4130 + 2.17120}{0,1 d^3}} = \sqrt{\frac{38370}{0,1 d^3}} = \frac{618}{d^{3/2}} \leq 16$$

Ce qui donne un diamètre minimum de $d = 62 \text{ mm}$

Le diamètre minimum est du côté des accouplements. La rainure de clavette crée des concentrations de contraintes très importantes. La contrainte est maximum dans l'angle à fond de rainure, et a pour valeur

$$\tau = k.t$$

t étant la contrainte calculée par la formule ci-dessus.



Pour un calcul rapide, en première approximation on peut calculer l'arbre en utilisant la formule ci-dessus et en prenant pour diamètre, le diamètre d' du noyau = 68 mm

III-I2 Détermination du diamètre minimal par les conditions de déformations

a) Déformation de torsion.

L'angle limite adopté est de 1/3 de degré par mètre

d'où la relation:

$$\theta^{\circ} \leq \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad \text{avec } \theta \leq \frac{\pi}{3.180}$$
$$\theta^{\circ} \leq \frac{M_t \cdot l \cdot 180.3}{G \cdot I_p \cdot \pi} \quad \text{avec } I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

-Diamètre minimal de l'arbre (entre les paliers A et B)

l = 824 mm ; pour cette longueur θ devrait être égale à

$$\theta = \frac{0,33 \cdot 824}{10^3} = 0,27^{\circ}$$

$$d^4 \geq \frac{M_t \cdot l \cdot 32 \cdot 180 \cdot 3}{G \cdot \pi^2 \cdot \theta} = \frac{1712 \cdot 10^5 \cdot 824 \cdot 32 \cdot 180 \cdot 13}{8000 \cdot 10 \cdot 0,27} = 1,145 \cdot 10^6$$

$$d^4 \geq \sqrt[4]{1,145 \cdot 10^6} = 33,8 \text{ mm}$$

Cette condition est satisfaite avec les dimensions données précédemment

b) Déformation de flexion.

La flèche maximale étant négligeable, cette condition est donc largement satisfaite.

Calcul de l'arbre secondaire.

Cet arbre ne transmet qu'une très faible puissance, celle nécessaire à l'entraînement de la pompe à huile et du régulateur de vitesse. Le couple transmis est assez faible, même négligeable, nous calculerons, à titre de vérification, le diamètre de cet arbre à la torsion.

La puissance est de l'ordre de 1 ch

Couple transmis:

$$M_t = 71620 \frac{P}{N} = \frac{71620 \cdot 1}{3000} = 24 \text{ Kg cm}$$

En adoptant le même acier que pour l'axe principal, nous aurons un diamètre de

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{16 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{24}{3,14}} = 19,7 \text{ mm.}$$

Le diamètre adopté satisfait donc largement cette condition.

IV- CALCUL DES PALIERS

Les paliers porteurs de l'arbre ne doivent pas être disposés à l'intérieur de l'enveloppe car on évite ainsi les difficultés provenant de la température et du mélange de l'huile et de la vapeur, mélange néfaste au fonctionnement du système de graissage. Les paliers seront placés donc aux extrémités du corps.

Ces paliers porteurs sont des paliers lisses, l'arbre glisse par rapport à la surface immobile du coussinet. Les deux surfaces étant séparées par un film d'huile, le frottement métal sur métal est supprimé et remplacé par le frottement visqueux des molécules d'huile, ce qui diminue considérablement la perte d'énergie due à ce déplacement relatif. Il faut toutefois réaliser, pour la pression transmise par l'arbre aux paliers, et la vitesse de déplacement relatif, la stabilité du film d'huile en lubrifiant convenablement les surfaces glissantes.

Pour résoudre ce problème qui nous occupe, il faut faire appel à trois lois:

- 1) Loi du frottement hydrodynamique dans les paliers.
- 2) Loi de dissipation de la chaleur.
- 3) Loi de variation de la viscosité du lubrifiant avec la température.

IV-I Loi de frottement des paliers porteurs à coussinet complet chargés verticalement.

- Cas de l'alimentation d'huile pour p 5 Kg/cm².

$$\frac{f \cdot r}{a} = 1,35 \quad \text{pour } X < 0,03$$

$$\frac{f \cdot r}{a} = 0,85 + 16,3 \frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a}\right)^2 \quad \text{pour } X \geq 0,03$$

Avec f = coefficient de frottement de l'arbre.

N = vitesse de rotation.

r = rayon de l'arbre.

a = jeu radial = $R-r$ $\frac{1,5 D+50}{1000}$ (Rateau)

μ = viscosité dynamique Kgs/m^2 .

p = pression moyenne rapportée à la surface projetée du coussinet: $p = P/lD$

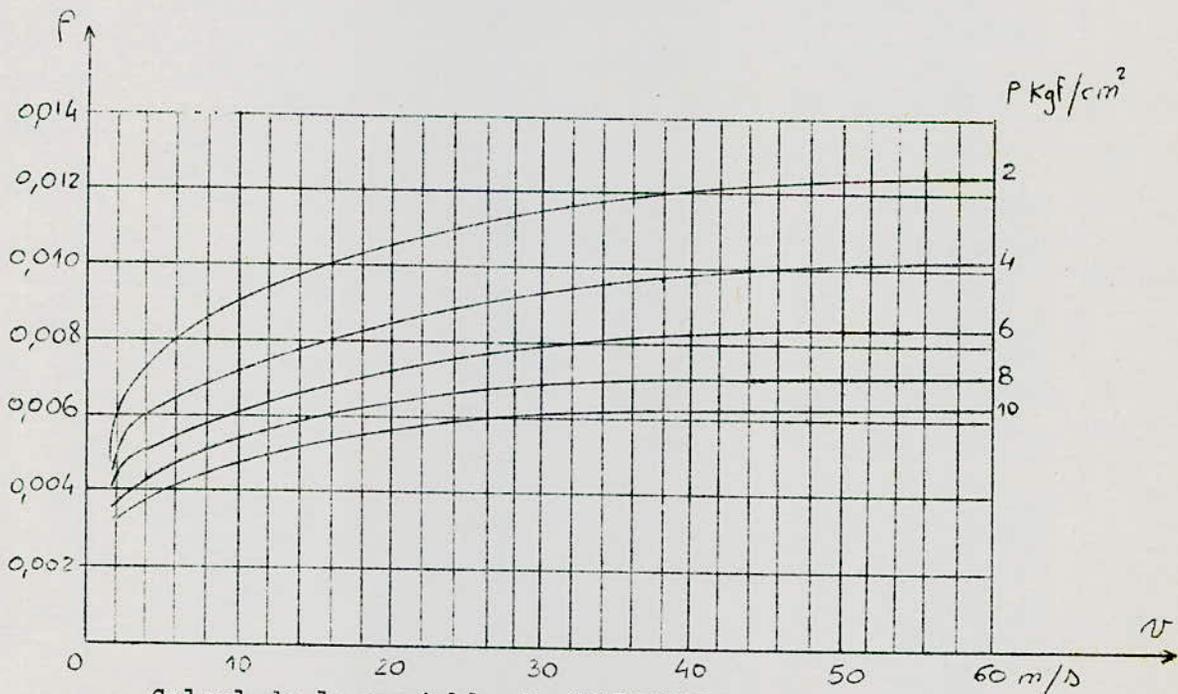
$$p = \frac{P}{l \cdot D} = \text{avec } l = \text{longueur du coussinet.}$$

D = diamètre du coussinet.

P = charge radiale.

$$X = \frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a} \right)^2 \quad \text{variable de SOMMERFELD.}$$

La figure ci-dessous donne le coefficient de frottement pour les paliers lubrifiés par l'huile normale

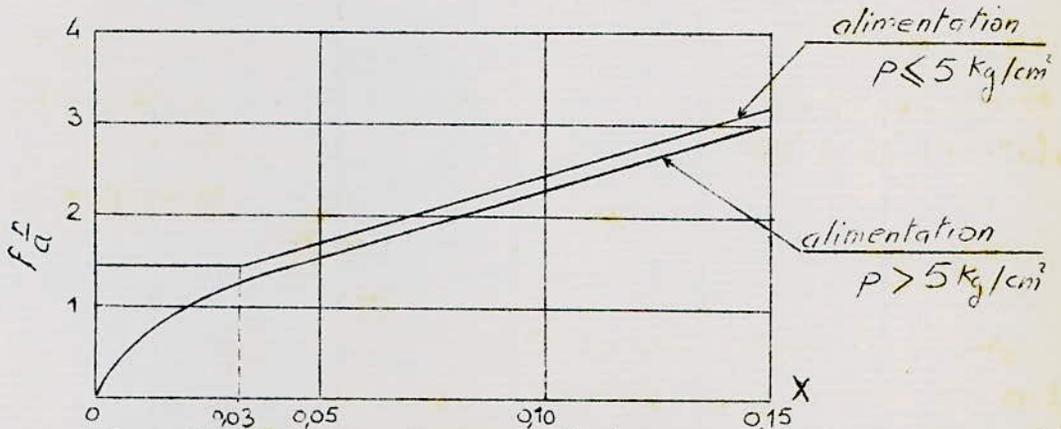


- Calcul de la variable de SOMMERFELD.

$$X = \frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a} \right)^2$$

$$\frac{r}{a} = \frac{36}{0,16} = 225 ; \mu = 6,74 \text{ Kg/s/min}^2 \rightarrow X = 0,074$$

La figure ci-dessous donne $f \cdot r/a$ en fonction de la variable X



Remarque: dans les deux cas lorsque r/a (inverse du jeu relatif a/r) est > 500 , on majorera $f \cdot r/a$ d'un terme complémentaire

$$2,66 \cdot 10^{-13} (r/a)^4$$

On trouve finalement:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{250}{0,150 \cdot 0,012} = 23200 \text{ Kg/m}^2 ; N = 50 \text{ tr/s}$$

$$\mu = \frac{P \cdot X}{N (225)^2} = \frac{23200 \cdot 0,074}{50 \cdot 5,1 \cdot 10^4} = 6,75 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/s/m}^2$$

$$\text{d'où } f \frac{r}{a} = 2,07 \rightarrow f = 0,0092$$

Loi de dissipation de la chaleur produite par le frottement dans les paliers lisses.

La puissance dissipée par m^2 de surface projetée $S = l \cdot d$ est donnée par:

$$p_f V = \frac{S'}{S} \left\{ 1,80 \left[1 + \alpha \frac{1}{\eta^2} \left(\frac{d}{d_1} \right)^2 + \beta \sqrt{V} \right] K (t_r - t_a) + 24,1 \cdot 10^{-6} K^4 (t_r - t_a)^4 \right\}$$

.../...

Avec $\alpha = 0,5$ pour paliers d'extrémités.
 $\alpha = 1$ pour paliers intermédiaires.
 $\beta = 0$ pour paliers non ventilés.

$$V = m/s$$

$S = 1.D \text{ m}^2$ surface projetée du coussinet.

$S' =$ surface externe du palier (à évaluer conventionnellement sans tenir compte de la surface inférieure de la semelle).

$d =$ diamètre de l'arbre.

$$d_I = \text{constante} = 0,027$$

$$n = l/d ; n_I = L/d .$$

$v =$ vitesse de circulation de l'air au voisinage du palier, dans le cas d'un effet de circulation. Pour notre cas $v = 0$.

$K =$ coefficient effectant l'élévation de température ($t_r - t_a$) dans la loi de dissipation de la chaleur.

$t_r =$ température de régime du palier, mesurée dans la réserve d'huile du palier, ou moyenne des températures à l'entrée et à la sortie dans le cas d'une circulation.

$t_a =$ température ambiante.

Le coefficient K dépend de la forme plus ou moins ramassée du palier et surtout du mode de liaison du coussinet au palier. Pour palier de forme ramassée et coussinet à très forte liaison $K = 1$.

On peut évaluer pour notre cas ces valeurs à:

$$\alpha = 1 ; \beta = 0 ; V = 11,3 \text{ m/s} ; S = 0,108 \text{ m}^2$$

$$S' = 0,015 \text{ m}^2 ; d = 0,072 \text{ m} ; d_I = 0,027 ;$$

$$n = 2,08 ; n_I = 2,57 ; K = 1$$

$$P_f/V = \frac{0,015}{0,108} \left\{ 1,80 \left[\frac{1}{(2,57)^2} \left(\frac{0,072}{0,027} \right) \right] (t_r - t_a) + 24,1 \cdot 10^{-6} (t_r - t_a)^4 \right\}$$

.../...

On peut tirer donc l'élévation de température:

$$10,34 = 1,39 \left(\frac{1,80 \cdot 2,56}{6,6} \right) (tr - ta) + 24,1 \cdot 10^{-6} (tr - ta)^4$$

$$10,34 = 1,01 (tr - ta) + 24,1 \cdot 10^{-6} (tr - ta)^4$$

$$(tr - ta) = 10,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Loi de variation de la viscosité.

$$\mu = \varphi(t)$$

Cette loi est généralement donnée par le fournisseur de l'huile, donnée soit par points, soit graphiquement.

Vitesse critique due à la circulation de l'huile.

Il faut noter que dans les paliers à grande vitesse et lubrifiés à l'huile, il peut se produire une vitesse critique égale au double du premier harmonique.

Ce phénomène est dû au fait que l'huile circule à la moitié de la vitesse circonférentielle de l'arbre, de sorte que l'interruption et l'épaisseur inégale du film d'huile peuvent produire un choc tous les deux tours de l'arbre. Ce phénomène est appelé "Oil whip".

Cette vitesse critique n'est pas à craindre dans notre cas car le premier harmonique est assez élevé; et ce régime ne peut pas être atteint par notre turbine.

VII-VII BOITES ETANCHES (Garnitures de carbone)

Les deux boites placées au passage de l'arbre à travers le stator sont identiques. Chacune d'elles se compose de trois bagues en bronze en deux parties, fixées au stator de la turbine et entourant l'arbre à la sortie. Chaque bague est divisée en deux cellules renfermant des garnitures de carbone ajustées sur l'arbre à frottement doux (jeu maximal de 0,2 mm) et maintenue solidaire de la boite par un clavetage radial.

La troisième bague renferme à sa partie inférieure une chambre de purge mise en communication avec un collecteur de vapeur vive.

L'étanchéité obtenue par ce type de garniture est excellente lorsque l'ajustage des segments est rigoureux.

VII-VIII ENVELOPPE.

L'enveloppe est étudiée afin de permettre une accessibilité facile de l'intérieur par démontage simple de l'un des quatre éléments qui sont de poids maniable.

La fixation doit être étudiée de manière à assurer un parfait centrage du rotor. On prévoira des goupilles pour assurer un alignement correct de l'axe du stator par rapport aux paliers, mais une difficulté s'impose par le fait que les paliers sont à une température assez basse par rapport à l'enveloppe et on ne peut les réunir sans employer un dispositif permettant d'assurer la libre dilatation de l'enveloppe en respectant le centrage (cette solution est apportée sur le palier 2 de la turbine voir planche T002).

Joint de l'enveloppe.

Les joints sont faits par contact direct métal sur métal par portage plans badigeonnés d'un liant (huile de lin cuite).

VII-IX CORPS DE LA TURBINE.

Le corps support de paliers est en fonte, comporte un canal d'arrivée

d'huile sous pression débouchant par deux tubulures dans un canal semi circulaire aboutissant aux rampes d'amorçage du film d'huile dans les coussinets.

- Chaleur spécifique	de 0-100°C	$C_p = 0,54 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$
- Masse spécifique	à 50°C	$m = 0,915 \text{ Kg/m}^3$
- Viscosité	à 50°C	$\mu = 4^{\circ}\text{E}$
- Coeff de transmission de chaleur		
	à 30°C	$\lambda = 0,122 \text{ Kcal/h m}^2(^{\circ}\text{C/M})$
	à 100°C	$\lambda = 0,120$

Autre que la densité qui constitue l'un des facteurs déterminant la rapidité de la séparation avec l'eau qui peut s'introduire dans le circuit de graissage (vapeur des fuites des boîtes étanches proches des paliers), les autres caractéristiques ne sont pas à considérer d'une façon particulière.

II- Pompe à huile.

Les dimensions de la denture sont déterminées en fonction du débit à obtenir. Quant aux paliers, ils sont définis à partir de la pression de refoulement.

II-I Calcul du débit.

Le rendement de la turbine est de l'ordre de 98% autrement dit 2% de la puissance transmise est absorbée par les frottements et dissipée sous forme de chaleur. Cette chaleur doit être évacuée par l'huile de graissage. En tablant un échauffement de 10°C de cette huile, le débit correspondant à l'absorption de 1 Kw de pertes mécaniques est:

$$q = \frac{860}{60 \cdot 10 \cdot 0,54 \cdot 0,915} = 2,9 \text{ l/mn et par Kw}$$

$$Q_{th} = \frac{2}{100} W \cdot q$$

$$Q_{th} = \frac{2}{100} \cdot 537 \cdot 2,9 = 31,2 \text{ l/mn} = 0,52 \text{ l/s} = 5,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

.../...

II-2 Choix d'une valeur moyenne du rendement volumétrique.

Pour les basses pressions (inférieures à 10 Kg/cm²), on peut adopter a priori une valeur $\eta_v = 0,90$.

Débit effectif

$$Q = Q_{th} \cdot \eta_v = 0,52 \cdot 0,90 = 0,468 \text{ l/s}$$

II-3 Dimensionnement de la pompe.

Soient:

D = diamètre primitif d'un pignon (mm)

L = largeur de la denture (mm)

N = rotation tr/mn

s = saillie (mm)

M = module

n = nombre de dents.

La valeur théorique du débit est égale à

$$Q_{th} = N \cdot 2\pi D \cdot S \cdot L \cdot 10^{-6} \quad (\text{l/mn})$$

Compte tenu de $D = M n$ la formule du débit s'écrit

$$Q_{th} = N \cdot 2\pi D \cdot S \cdot L \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{th} = N \cdot 1,9 \cdot \pi \cdot k \cdot M^3 \cdot n^2 \cdot 10^{-6}$$

$$k = \frac{L}{D}$$

$$M^3 n^2 = \frac{Q_{th} \cdot 10^6}{1,9 \cdot \pi \cdot N \cdot k}$$

$$M = \sqrt[3]{\frac{Q_{th} \cdot 10^6}{1,9 \cdot \pi \cdot N \cdot k \cdot n^2}}$$

.../...

En posant $D = Mr$ $r = \frac{D}{M}$ et $k = \frac{L}{D}$
on aura

$$MD = \frac{Q_{th} \cdot 10^6}{1,9 \cdot \pi \cdot N \cdot L} \quad L = \frac{Q_{th} \cdot 10^6}{1,9 \cdot \pi \cdot N \cdot D \cdot M}$$

Fixons $D = 48 \text{ mm}$ et $M = 2,5 \text{ mm}$

$$L = \frac{31,8 \cdot 10^6}{1,9 \cdot 3,14 \cdot 3000 \cdot 48 \cdot 2,5} = 14,8 \text{ mm}$$

Nombre de dents:

$$D = Mr \rightarrow r = \frac{48}{2,5} = 19,2 \text{ dents}$$

on prendra $r = 20$ dents ce qui donne $M = \frac{48}{20} = 2,4 \text{ mm}$ et par suite

$$L = \frac{31,8 \cdot 10^6}{1,9 \cdot 3,14 \cdot 310^3 \cdot 48 \cdot 2,4} = 15,5 \text{ mm}$$

Eléments de la denture

Saillie $s = M = 2,4 \text{ mm}$

Creux $t = 1,25 M = 1,25 \cdot 2,4 = 3 \text{ mm}$

Hauteur de la denture $h = 2,25 M = 2,25 \cdot 2,4 = 5,4 \text{ mm}$

Diamètre de tête $D_t = D + 2M = 48 + 2 \cdot 2,4 = 52,8 \text{ mm}$

Diamètre de pied $D_p = D - 2,5M = 48 - 2,5 \cdot 2,4 = 42 \text{ mm}$

Epaisseur de la dent $e = \frac{M}{2} = \frac{2,4}{2} = 1,2 \text{ mm}$

II-4 Puissance nécessaire pour la commande de la pompe.

Soient $Q =$ débit de la pompe

$p =$ pression de refoulement

$$\eta_t = \text{rendement total} \quad \eta_t = \eta_v \cdot \eta_m$$

La puissance à la sortie de la pompe sera:

.../...

$$P = \frac{Q \cdot P}{450 \cdot \eta_t} = \frac{35,3 \cdot 2}{450 \cdot 0,9 \cdot 0,8} = 0,218 \text{ ch}$$

II-5 Calcul des paliers de la pompe.

a) Charge sur les paliers.

On utilise souvent, pour les pompes usuelles la formule suivante:

Charge radiale $R = 0,01 \cdot p \cdot D_s \cdot L$

= pression de refoulement par surface projetée

d D_s = diamètre extérieur

L = largeur de denture.

Cette charge est à répartir sur les deux paliers de chacun des pignons.

$$R = 0,01 \cdot 2 \cdot 52,8 \cdot 15,5 = 16,4 \text{ Kg}$$

VIII-III- Réfrigérant d'huile.

La réfrigération aura pour but d'assurer le transport des calories dégagées par le frottement des pièces en mouvement, et de conserver le degré de viscosité sans lequel disparaîtraient les qualités essentielles de l'huile.

.I Choix du type de réfrigérant.

Le réfrigérant sera constitué d'un faisceau tubulaire baignant dans l'huile de graissage du réservoir, traversé intérieurement par l'eau de refroidissement. Si ce serpentín d'eau destiné au refroidissement de la cuve d'huile est placé près du fond du réservoir, l'huile refroidie n'aura pas tendance à se mélanger facilement avec l'huile chaude qui se trouve être en même temps de faible densité et donc située à la surface du réservoir. Afin d'établir la circulation en thermosiphon de l'huile par différence de densité, le serpentín de refroidissement doit donc être à la surface du réservoir. Mais du fait que la totalité de l'huile est aspirée en un peu de temps, le refroidissement par cette méthode est assez douteux.

Il est préférable de prévoir deux faisceaux l'un au fond l'autre à la surface du réservoir, ce qui nous amène à placer un serpentín unique formant ces deux faisceaux.

.2 Calcul du serpentín de refroidissement.

La chaleur est transmise de l'huile à l'eau, en régime permanent, par un procédé comportant trois étapes: de l'huile à la paroi du tube à travers cette paroi, et de cette paroi à l'eau froide.

On emploie un coefficient global de transfert calorifique K défini par la différence totale de température entre l'huile et l'eau Δt_{om} et par la surface à travers laquelle s'effectue ce transfert de calories.

$$\Phi = K \cdot S \cdot \Delta t_{om}$$

Δt_0 étant la moyenne d'une différence du potentiel de température globale

Soient:

S_c = aire du côté chaud.

S_f = aire du côté froid.

S_p = aire moyenne d'une paroi.

x_p = épaisseur de la paroi du tube.

h = coefficient de transmission de chaleur entre fluide et surface en Kcal/h m²°C.

λ_p = conductivité thermique relative à la paroi Kcal/h m °C.

Φ = flux de chaleur transmise en Kcal/h.

Le débit de chaleur $d\Phi$ est proportionnel à Δt_c et à la superficie de transmission de chaleur dS_c , par suite de la différence de température Δt_c entre l'huile et la paroi du tube.

$$d\Phi = h_c \cdot dS_c \cdot \Delta t_c$$

La chaleur s'écoule par conduction de la même quantité $d\Phi$ à travers la paroi d'épaisseur x_p le long de la surface refroidie dS_p .

$$d\Phi = \lambda_p dS_p \frac{\Delta t_p}{x_p} \quad \text{on pose} \quad \frac{\lambda_p}{x_p} = h_p$$

La chaleur s'écoulera en quantité $d\Phi$ par convection à travers la surface intérieure du tube et l'eau froide, la relation de Newton donne:

$$d\Phi = h_f \cdot dS_f \cdot \Delta t_f \quad \text{on a donc}$$

$$\Delta t_c = \frac{d\Phi}{h_c dS_c} \quad ; \quad \Delta t_p = \frac{d\Phi x_p}{\lambda_p dS_p} \quad ; \quad \Delta t_f = \frac{d\Phi}{h_f dS_f}$$

puisque $d\Phi$ est constant, les chutes Δt_c , Δt_p , Δt_f constituent la différence de température globale Δt_0 .

$$\Delta t_0 = d\Phi \left[\frac{1}{h_c dS_c} + \frac{x_p}{\lambda_p dS_p} + \frac{1}{h_f \cdot dS_f} \right] \dots / \dots$$

En comparant avec $\Delta t_o = \frac{d\bar{\phi}}{k ds}$

$$\frac{\Delta t_o}{d\bar{\phi}} = \frac{1}{k ds} = \frac{1}{h_c ds_c} + \frac{x_p}{\lambda_p ds_p} + \frac{1}{h_f ds_f}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{ds}{h_c ds_c} + \frac{x_p ds}{\lambda_p ds_p} + \frac{ds}{h_f ds_f}$$

Lorsque l'épaisseur de la paroi est faible par rapport au diamètre du tube, on peut écrire

$$\boxed{\frac{1}{k} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{x_p}{\lambda_p}}$$

On aura ainsi

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{h_c s_c} + \frac{1}{h_f s_f} + \frac{x_p}{\lambda_p s_p} \quad \text{et}$$

$$\bar{\phi} = \frac{\Delta t_{om}}{\frac{1}{h_c s_c} + \frac{1}{h_f s_f} + \frac{x_p}{\lambda_p s_p}}$$

D'autre part en supposant qu'il n'y a pas de pertes de chaleur

$$\boxed{\bar{\phi} = Q_c \cdot c_{pc} \cdot \Delta t_c}$$

Q_c = débit de l'huile

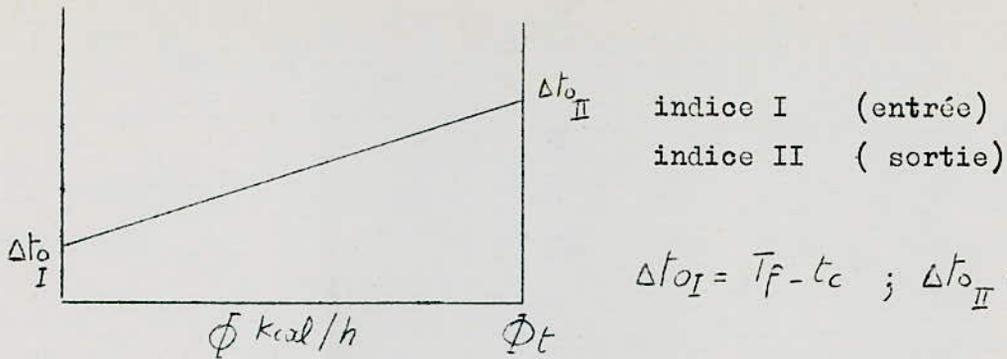
c_{pc} = sa chaleur spécifique.

Calculons tout d'abord la différence de température moyenne Δt_{om} . Dans notre cas le fonctionnement est à écoulement parallèle et de même sens et parallèle et contre-courant.

$$d\bar{\phi} = Q_c \cdot c_{pc} dt_c = \pm Q_f \cdot c_{pf} dt_f$$

Si les chaleurs spécifiques sont pratiquement constantes, on aura une variation linéaire de $\bar{\phi}$ en fonction de la température.

.../...



En appelant

- T_f = température de sortie de l'eau
- t_c = " " " de l'eau
- T_c = " d'entrée de l'huile
- t_f = " " de l'eau

La pente de cette s'écrit

$$\frac{d(\Delta t_o)}{d\Phi} = \frac{\Delta t_{oII} - \Delta t_{oI}}{\Phi t} = \frac{(T_c - t_f) - (T_f - t_c)}{\Phi t}$$

$$\frac{d(\Delta t_o)}{k \Delta t_o} = \frac{(\Delta t_{oII} - \Delta t_{oI}) dS}{\Phi t}$$

une intégration de 0 à S et de Δt_{oI} à Δt_{oII} nous donne

$$\frac{1}{k} \log \frac{\Delta t_{oII}}{\Delta t_{oI}} = \frac{(\Delta t_{oII} - \Delta t_{oI}) S}{\Phi t}$$

On a d'autre part

$$\Phi t = k S \Delta t_{om}$$

$$\Delta t_{om} = \frac{\Delta t_{oII} - \Delta t_{oI}}{\log \left(\frac{\Delta t_{oII}}{\Delta t_{oI}} \right)} = \frac{(T_c - t_f) - (T_f - t_c)}{2,303 \log \frac{T_c - t_f}{T_f - t_c}}$$

L'huile devrait avoir une température moyenne de 55°C au maximum. On prendra

$T_c = 60^\circ\text{C}$;	$t_c = 30^\circ\text{C}$
$T_f = 50^\circ\text{C}$;	$t_f = 15^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{om} = \frac{(60 - 15) - (50 - 30)}{2,3 \log \frac{45}{20}} = \frac{25}{23,01352} = 30,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots/\dots$$

On adopterons un tube étiré sans soudure en cuivre rouge.

Diamètre extérieur D= 32 mm

Diamètre intérieur d= 28 mm

Calcul de la longueur du tube

$$\Phi = Q_c \cdot C_{pc} \cdot \Delta t_c = \frac{\Delta t_{om}}{\frac{1}{h_c \cdot S_c} + \frac{1}{h_f \cdot S_f} + \frac{x_p}{\lambda_p \cdot S_p}} \approx \frac{\Delta t_{om}}{\frac{1}{K_S}}$$

S étant la surface moyenne de transmission

$$S = \pi d_m l \quad d_m = 30 \text{ mm}$$

$$l = \frac{Q_c \cdot C_{pc} \cdot \Delta t_c}{\pi \cdot d_m \cdot K \cdot \Delta t_{om}}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_c} + \frac{x_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_f}$$

a) Calcul du coefficient de transmission de chaleur (h_f)

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$$

Nu étant le nombre de NUSSELT

Pour un écoulement turbulent ce nombre est donné par

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (\text{Mac addams})$$

A partir de travaux récents effectués à la SNECMA et au CEA on trouve la formule suivante :

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

Re = nombre de Reynolds

Pr = nombre de Prandlt

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$$

- Calcul du nombre de Reynolds.

.../...

Débit d'eau.

$$\Phi = Q_c \cdot C_{pc} \cdot dt_c = Q_f \cdot C_{pf} \cdot dt_f$$

$$Q_f = \frac{Q_c \cdot C_{pc} \cdot dt_c}{C_{pf} \cdot dt_f}$$

$$Q_f = \frac{0,00052 \cdot 0,54 \cdot 10}{1 \cdot 15} = 1,87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Ce débit de circulation sera mesuré soit au moyen d'un déversoir, soit au moyen d'une tuyère ou d'un venturi normalisé. Le point des mesures devra être choisi avec un soin particulier après une ligne droite suffisamment importante du circuit d'eau.

Section d'écoulement:

$$S_f = \frac{\gamma d^2}{4} = \frac{3,14 (0,028)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 7,83 \cdot 10^{-4}}{4} = 6,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Vitesse d'écoulement:

$$V = \frac{Q_f}{S_f} = \frac{1,87}{6,15} = 0,32 \text{ m/s}$$

L'eau a une température moyenne de 22°C, à cette température sa viscosité est égale à:

$$\mu = 3,43 \text{ kg/hm} = 0,975 \text{ cP}_0 \text{ (Mac Adams)}$$

$$\mu = 0,975 \cdot 10^{-3} \text{ pP}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,975 \cdot 10^{-3}}{10^3} = 0,975 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{0,32 \cdot 2,8 \cdot 10^{-2}}{0,975 \cdot 10^{-6}} = 9200$$

- Calcul du nombre de Prandlt.

.../...

$$Pr = \frac{C_p \cdot \rho}{\lambda}$$

à 22°C $\lambda = 0,515 \text{ kcal/h m}^2 (\text{°C/m})$

$$Pr = \frac{1 \cdot 3,43}{0,515} = 6,66$$

- Calcul du nombre de Nusselt.

$$Nu = 0,020 (9200)^{0,8} (6,66)^{0,4}$$

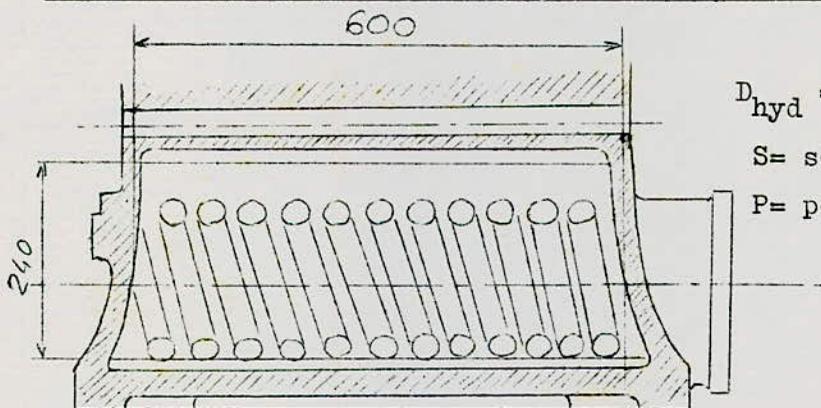
$$Nu = 0,020 \cdot 1480 \cdot 2,135 = 63,2$$

Le coefficient de transmission de chaleur h_f sera donc égal à:

$$h_f = \frac{Nu \lambda}{D} = \frac{63,2 \cdot 0,515}{2,8 \cdot 10^{-2}} = 1162 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h } \text{°C}}$$

b) Calcul du coefficient h_c .

- Diamètre hydraulique de la section d'écoulement de l'huile.



$$D_{\text{hyd}} = \frac{4 S}{P}$$

S = section droite du réservoir

P = périmètre mouillé.

Section d'écoulement de l'huile.

En estimant le nombre de faisceaux à 12 on aura:

$$S = L \cdot l = 24 \frac{\pi D^2}{4}$$

.../...

$$S = 600 \cdot 240 - 24 \frac{3,14 \cdot 10,22 \cdot 10^2}{4} = 124700 \text{ mm}^2$$

$$P = 2(L + \ell) - 24 \pi D = 4118 \text{ mm}$$

$$D_{\text{hyd}} = \frac{4 \cdot 124700}{4118} = 121 \text{ mm} \quad D = 0,120 \text{ m}$$

Vitesse d'écoulement de l'huile

$$S = 0,125 \text{ m}^2 \quad Q_c = 0,00052 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{huile}} = \frac{0,00052}{0,125} = 0,00416 \text{ m/s}$$

La température moyenne de l'huile est de 55°C, à cette température

$$\mu = 6,8 \text{ cP} = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = 24,4 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$$

$$\rho = 879 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{6,8 \cdot 10^{-3}}{879} = 7,74 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{0,0046 \cdot 0,120}{7,74 \cdot 10^{-6}} = 71,3$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{0,54 \cdot 24}{0,1218} = 106$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu = 0,020 (71,3)^{0,8} (106)^{0,4} = 0,020 \cdot 31,64,5 = 40$$

.../...

- Coefficient de transmission de chaleur h_c .

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{4 \cdot 0,1218}{0,120} = 40,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

c) Coefficient global de transmission de chaleur.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_c} + \frac{x_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_f}$$

En adoptant un tube en cuivre rouge, on aura pour une température de 40°C

$$\lambda_p = 38,8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{C/m})$$

on a $x_p = 0,002 \text{ m}$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{40,6} + \frac{0,002}{38,8} + \frac{1}{1162} = 0,0246 + 0,86 \cdot 10^{-5} \approx 0,02461$$

d) Longueur du tube.

$$l = \frac{Q_c \cdot C_{pc} \cdot \Delta t_c}{\pi \cdot d_m \cdot K \cdot \Delta t_{om}} = \frac{0,00052 \cdot 3600 \cdot 879 \cdot 0,54 \cdot 10 \cdot 0,02461}{3,14 \cdot 0,030 \cdot 89 \cdot 30,9}$$

$$l = 8,43 \text{ m} \approx 8,5 \text{ m}$$

REMARQUE.

Nous donnerons en annexe, à titre de comparaison, un calcul détaillé d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre fonctionnant dans les mêmes conditions que celui déjà calculé.

Ce genre d'échangeur est le plus employé dans les turbines à vapeur. Mais dans notre cas, la turbine est de faible encombrement et cet échangeur ne peut être adapté, car le système de graissage prévu est à caisse de gravité.

V = facteur de vitesse, fonction de n V = 1,24

d'où la charge corrigée:

$$C_c = \frac{116}{960} \cdot 1,335 \cdot 1,24 = 0,2$$

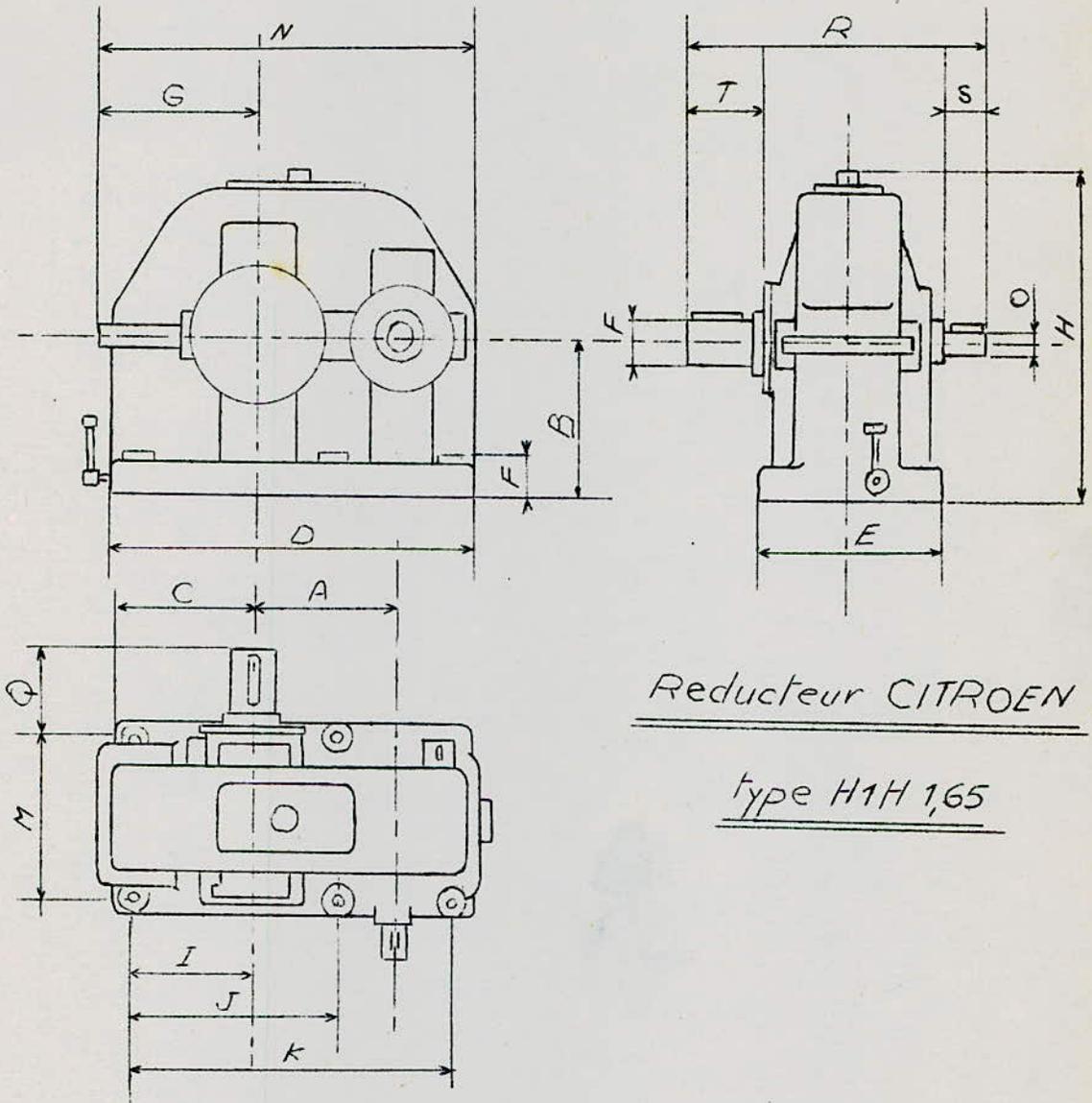
On retiendra l'appareil dont la capacité C_b est égale ou immédiatement supérieure à C_c.

Réducteur type H I H I,65 ————— C_b 0,229

SEMELLE	<p>C = 200 D = 530 E = 300 F = 67 G = 227,5 H = 475</p>
FIXATION	<p>∅ = 18 H_{I5} I = 172,5 J = 280 J_{I5} K = 475 J_{I5} L = 32,5 M = 235 J_{I5} N = 585</p>
ARBRES	<p>O = 50 à 35 m₅ P = 70 p₆ Q = 165 J_{I4} R = 510 S = 70 à 45 T = 120</p>

Masse du réducteur250 Kg

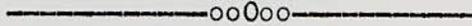
.../...



Reducteur CITROËN

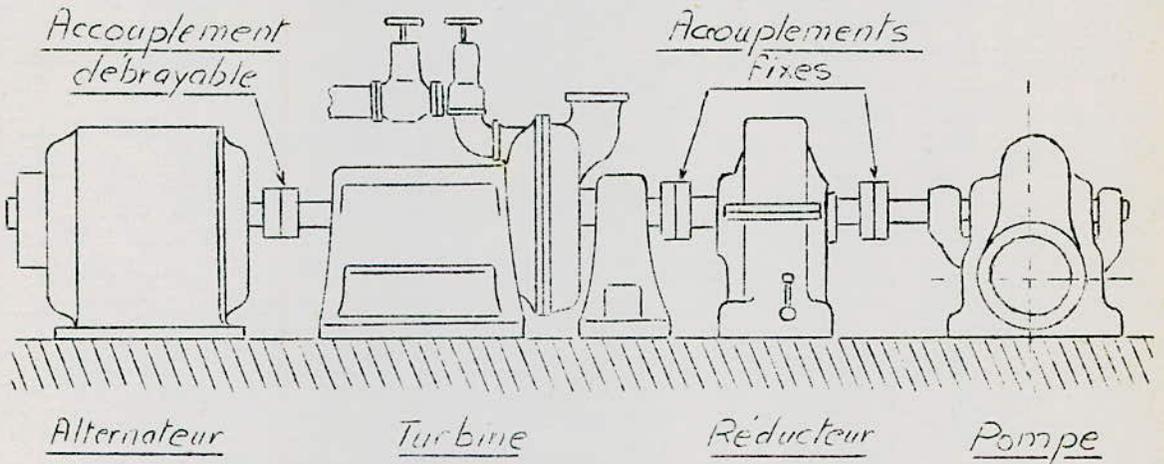
type H1H 1,65

ACCOUPLLEMENTS.



A- Accouplements fixes entre turbine et réducteur, et entre réducteur et pompe.

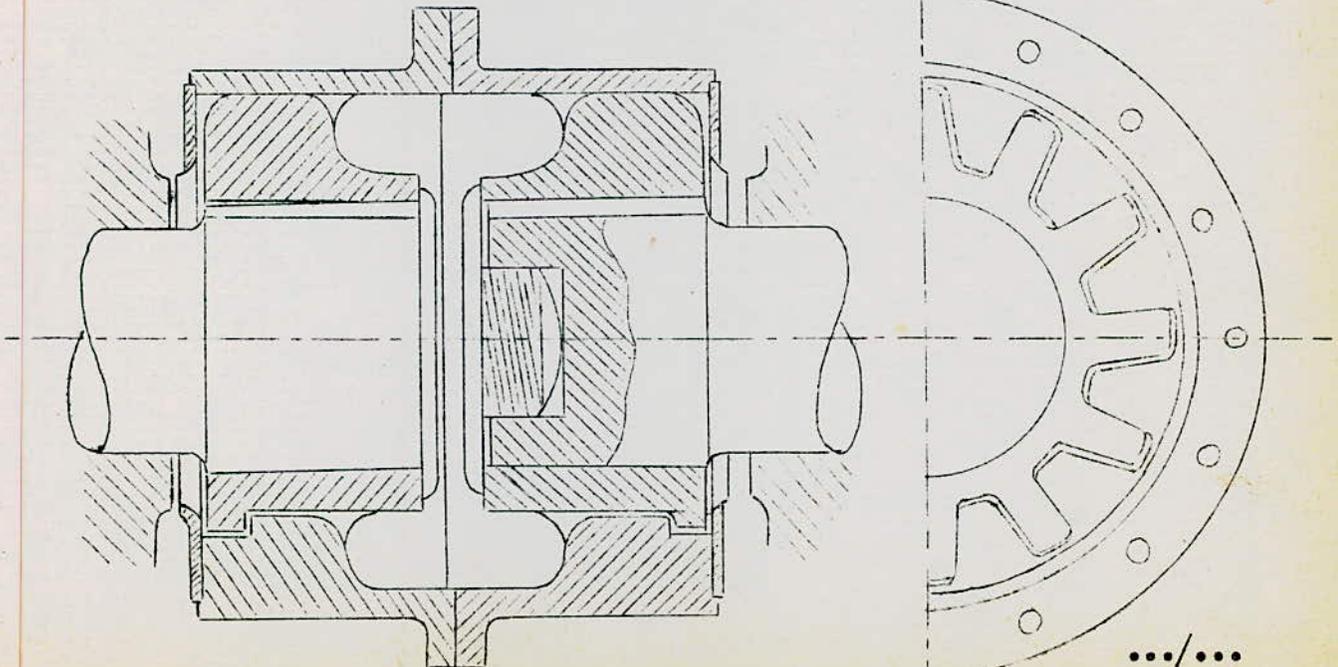
B- Accouplement débrayable placé entre la turbine et l'alternateur



ACCOUPLLEMENTS FIXES.

Ces accouplements sont rarement démontés, sinon pour visite périodique ou pour isolement de la pompe ou du réducteur.

Le type le plus simple est celui à griffes.



.../...

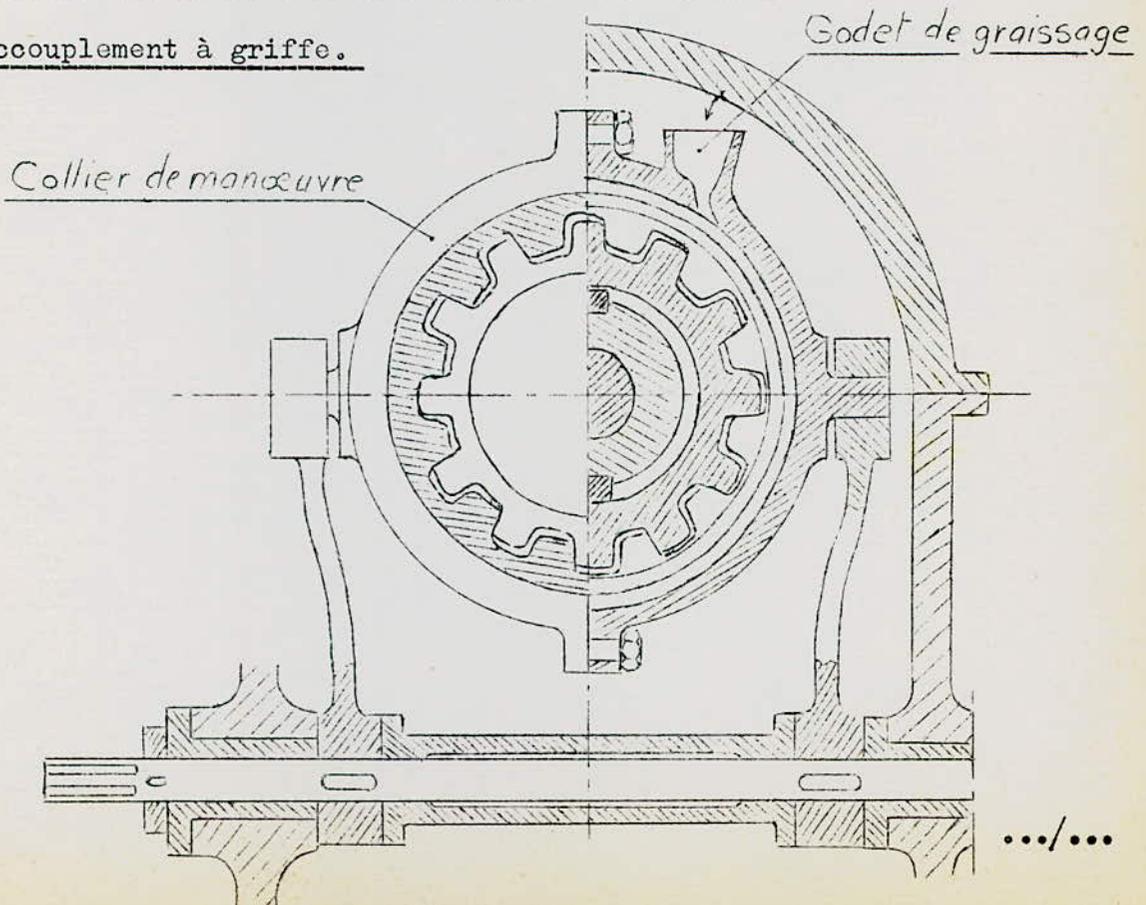
L'extrémité de l'arbre de la turbine et celle de l'arbre GV du réducteur sont clavetées et freinées par vis. Deux étoiles identiques constituées chacune par 12 dents de mortaises. Un manchon en deux parties porte intérieurement deux couronnes d'adents qui viennent se loger dans les creux des étoiles assurant ainsi la liaison mécanique entre turbine et réducteur (ou entre reducteur et pompe).

Le système doit être amplement lubrifié pour éviter le grippage des surfaces en contact et les résistances exagérées aux déplacements des étoiles dans le manchon. Le graissage est assuré par jet d'huile projeté dans des cuvettes qui forment autour des arbres, des plaques garde huile. L'ensemble est enfermé dans un carter fixe dont la partie inférieure est munie d'un collecteur de retour d'huile vers la caisse de récupération (socle de la turbine).

- ACCOUPLEMENT DEBRAYABLE

Cet appareil doit permettre l'accouplement ou l'isolement aussi rapide que possible de la turbine. Il peut être du type à griffes (ou à dents, ou mortaises) soit à denture fine Pomini.

Accouplement à griffe.



Cet appareil est analogue à celui décrit ci-dessus, mais le manchon, en une seule pièce, peut se déplacer longitudinalement pour libérer la turbine de l'alternateur.

Le manchon possède une gorge circulaire dans laquelle s'engage un collier en deux parties antifrictionnées sur les faces latérales et muni de deux tourillons sur lesquels viennent agir les bras d'un levier à manoeuvre extérieure.



ANNEXE

ANNEXE

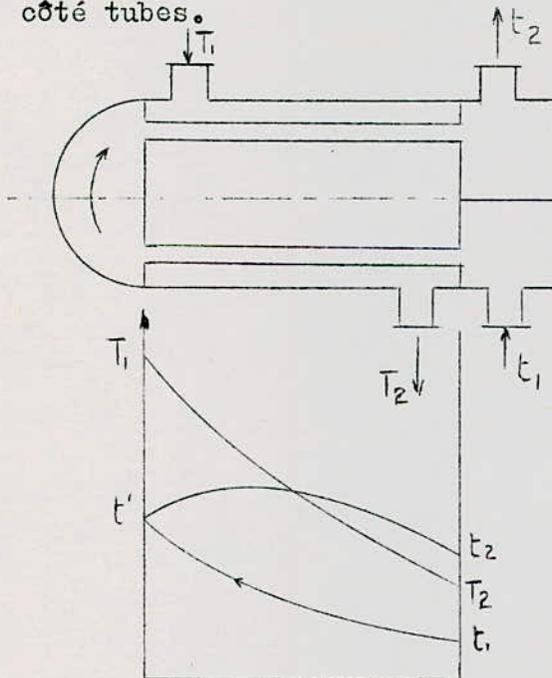
0000

ECHANGEUR A FAISCEAU ET CALANDRE.

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées deux boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en deux passes dans notre cas. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrée et de sortie pour l'huile qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Calcul de l'échangeur.

Nous adopterons l'échangeur le plus simple celui désigné sous le nom appareil I-2, comportant une passe, côté calandre, et deux passes, côté tubes.



Caracteristiques.

Débit d'huile = 0,476 Kg/s
déterminé par la condition de graissage.

Huile	temp d'entrée	$T_I = 60^{\circ}\text{C}$
	temp de sortie	$T_2 = 50^{\circ}\text{C}$
Eau	temp d'entrée	$t_I = 15^{\circ}\text{C}$
	temp de sortie	$t_2 = 45^{\circ}\text{C}$

Le bilan thermique de l'appareil s'écrit:

$$Q = U A \Delta t_m = M C (T_1 - T_2) = m c (t_2 - t_1)$$

U = coefficient global de transfert de chaleur.

A = surface totale d'échange offerte par l'appareil.

t_m = différence de température moyenne entre les deux fluides.

M = débit poids du fluide chaud (huile).

Quantité de chaleur dégagée par l'huile.

$$Q = MC(T_1 - T_2) = mc(t_2 - t_1)$$

$$M = 0,476 \text{ kg/s} = 0,476 \cdot 3600 = 1715 \text{ kg/h}$$

$$Q = 1715 \cdot 0,54 \cdot 10 = 9250 \text{ kcal/h}$$

Débit d'eau.

En fixant la température de sortie de l'eau à 45°C, on aura

$$\text{on a } t_2 - t_1 = 30^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{Q}{t_2 - t_1} = \frac{9250}{30} = 308 \text{ kg/h}$$

Si l'on pose $R = \frac{mc}{MC} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$ et $E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$

nous aurons $\frac{UA}{MC} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \log \frac{2 - E(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - E(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}$

Dans un écoulement à contre courant pur on a l'expression

$$\left(\frac{UA}{MC}\right)_{cc} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{(T_1 - T_2) - (T_2 - t_1)}{\log \left[\frac{(T_1 - T_2)}{(T_2 - t_1)} \right]}} = \frac{\log \frac{1 - E}{1 - ER}}{R - 1}$$

La comparaison des deux expressions permet d'écrire l'équation générale de transfert de chaleur sous la forme:

$$Q = U A F (\text{DTLM})$$

(DTLM) moyenne log de la difference de temperature.

avec

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \log \frac{1-E}{1-ER}}{(R-1) \log \frac{2-E(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-E(R+1+\sqrt{R^2+1})}}$$

Si les conditions de l'échange sont spécifiées par les quatres températures T_1 , T_2 , t_1 et t_2 et que ces valeurs donnent une efficacité $F < 0,75$ pour l'appareil I-2 cela signifie qu'il faut envisager l'utilisation d'un échangeur 2-4 .

Calcul de F.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{60 - 50}{30} = 0,33$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{30}{60 - 15} = \frac{30}{45} = 0,66$$

D'après le diagramme suivant on a $F = 0,9$, on gardera donc l'appareil I-2 .

Calcul de la DTLM .

$$(\text{DTLM}) = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2,3 \log \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 60^\circ - 45^\circ = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_2 - t_1 = 50^\circ - 15^\circ = 35^\circ\text{C}$$

$$(\text{DTLM}) = \frac{15 - 35}{2,3 \log \frac{15}{35}} = \frac{20}{2,3 \log 2,33} = \frac{20}{2,3 \cdot 0,368} = \frac{20}{0,845} = 23,7^\circ\text{C} \quad \dots/\dots$$

Estimation de la surface d'échange.

$$A' = \frac{Q}{U_s F(DTLM)}$$

a) Estimation du coefficient de transfert de chaleur U_s .

(D'après le tableau ci-dessous donné par WITHIER T 2)

Coefficient de transfert sale U_s pour réfrigérants		
Fluide chaud	Fluide froid	U_s Kcal/hm ² °C
Eau, méthanol amoniaque et solution aqueuse	Eau	1250-2500
Hydrocarbures légers	Eau	370- 730
hydrocarbures moyens	Eau	250- 610
Hydrocarbures lourds	Eau	25- 730
Gaz	Eau	10- 250

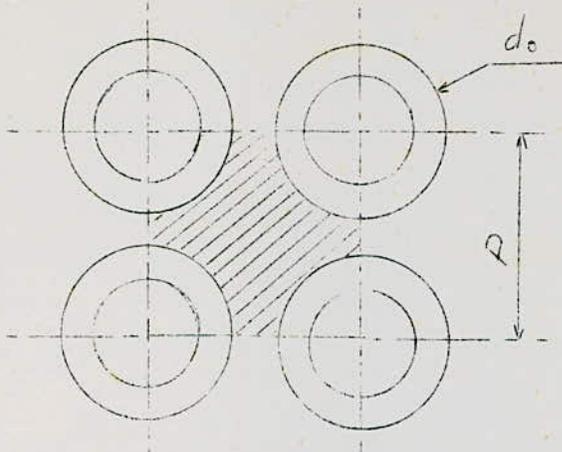
Notre huile se classe parmi les hydrocarbures lourds, on prendra une moyenne pour $U_s = 300$ Kcal/h m²°C.

b) Estimation de la surface.

$$A' = \frac{9250}{300 \cdot 0,9 \cdot 23,7} = 1,44 \text{ m}^2$$

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités dans deux plaques tubulaires. La perforation des trous dans ces plaques est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Ce dernier permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais la disposition des tubes en ^{pas}carré rend possible leur nettoyage extérieur
.../...

par insertion de grattoirs à travers le faisceau.



Nous adopterons une disposition au pas carré.

Tube BWG I4

Pas = 32 mm

$d_o = 1'' = 25,4$ mm

épaisseur 2,1 mm

diamètre int = 21,18 mm

poids 1,324 Kg/m

Estimation du nombre de tubes.

en fixant une longueur du tube 0,6 m

La surface d'échange d'un tube $a = \pi d_o l = 0,048$ m²

nombre de tube $N'_t = \frac{A'}{a n_c} = \frac{1,44}{0,048} = 30$ tubes

Détermination de U_g de l'appareil.

$N_t = 32$ tubes (l'aléau donné par Kern) $\rightarrow N'_t \cdot U'_s = U_s N_t$

$$U_s = U'_s \frac{N'_t}{N_t} = 281,5$$

Calcul des températures calorifiques.

Le problème consiste à définir pour les fluides des températures moyennes T_c et t_c appelées températures calorifiques, telles que le coefficient de transfert local propre U_p calculé pour ces températures puisse être considéré comme un coefficient moyen associable à la DTLM. on pose

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

$$K_c = \frac{U_{ch} - U_{fr}}{U_{fr}}$$

et $r = \frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}}$

avec $\Delta t_{ch} = T_1 - t_2$

et $\Delta t_{fr} = T_2 - t_1 \dots / \dots$

on a

$$F_c = \frac{\frac{1}{k_c} + \frac{1}{r-1}}{1 + \frac{\log(1+k_c)}{\log r}} - \frac{1}{k_c}$$

si la DTLM 30°C et $(T_1 - T_2)$ 60°C et $(t_2 - t_1)$ 60°C

On calcul U_p aux températures calorifiques définies par

$$F_c = 0,5$$

$$T_c = 0,5 (T_1 + T_2)$$

$$t_c = 0,5 (t_1 + t_2)$$

$$T_c = 0,5 (60 + 50) = 55^\circ\text{C}$$

$$t_c = 0,5 (15 + 45) = 30^\circ\text{C}$$

Calcul du coefficient de transfert propre U_p .

La resistance globale au transfert est égale à

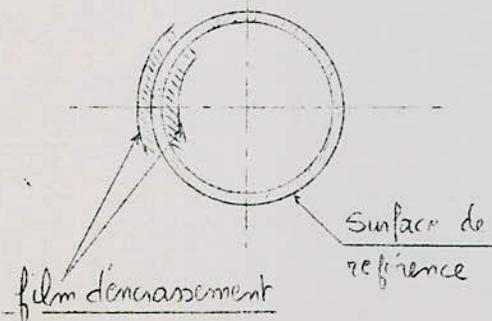
$$R_s = \frac{1}{h_o} + R_{so'} + R_{sio} + \frac{1}{h_{io}} = \frac{1}{U_s}$$

$R_o = \frac{1}{h_o}$ = résistance dans le fluide à l'ext du tube.

R_{so} = résistance due au film d'encrassement déposé sur l'exterieur du tube.

R_{sio} = résistance corrigée due au film d'encrassement déposé à l'interieur du tube.

$$R_{sio} = R_{si} \frac{d_o}{d_i}$$



.../...

Lorsque le ^{tube} est neuf les résistances R_{so} et R_{sio} sont nulles et on définit alors un coefficient de transfert propre tel que :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \longrightarrow \boxed{U_p = \frac{h_o \cdot h_{io}}{h_{io} + h_o}}$$

a) Calcul du coefficient de film interne h_i .

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o}$$

Caractéristiques de l'eau à 30°C.

$$\left. \begin{array}{l} \lambda_{30^\circ\text{C}} = 0,531 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \\ \lambda_{38^\circ\text{C}} = 0,540 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \\ \mu_{32^\circ\text{C}} = 2,75 \text{ Kg/h m} \\ \mu_{38^\circ\text{C}} = 2,48 \text{ Kg/h m} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \lambda_{30^\circ\text{C}} = 0,528 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \\ \mu_{30^\circ\text{C}} = 2,79 \text{ Kg/h m} = 0,792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \end{array}$$

Section par passe:

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{32}{2} \cdot \frac{3,14 (2,118)^2}{4} = 56,4 \text{ cm}^2$$

Vitesse massique:

$$G_T = \frac{m}{a_t} = \quad m = 308 \text{ dm}^3/\text{h} = 0,0855 \text{ dm}^3/\text{s}$$

$$G_T = \frac{85,5}{56,4} = 1,52 \text{ cm/s} = 0,0152 \text{ m/s}$$

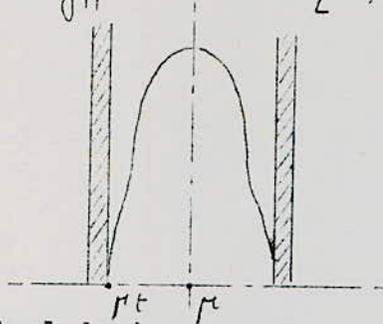
Calcul du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{G_T \cdot d_i}{\mu} = \frac{0,0152 \cdot 2,118 \cdot 10^{-2}}{0,792 \cdot 10^{-6}} = 406$$

.../...

L'expression due à Sieder et Tate pour le calcul du coefficient de film en convection forcée à l'intérieur d'un tube, et en régime laminaire est donnée égale à:

$$j_h = 1,86 \left(Re \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} = Nu \cdot Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-0,14}$$



Effet de la transmission de chaleur sur la repartition des vitesses en régime laminaire.

μ_t = relatif à la paroi.

Calcul de j_h .

$$j_h = 1,86 \left(406 \cdot \frac{2,118}{60} \right)^{0,33} = 1,86 (14,3)^{0,33} = 1,86 \cdot 2,41$$

$$j_h = 4,49$$

Le coefficient h_i est donné par

$$\frac{h_i}{\phi_t} = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{c \mu}{\lambda} \right)^{0,33}$$

avec $\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{0,25}$

$$\left. \begin{array}{l} \mu_t 42^\circ\text{C} \text{ pour l'eau} = 2,308 \\ \mu_t 30^\circ\text{C} \text{ pour l'eau} = 2,79 \end{array} \right\} \phi_t = \left(\frac{2,79}{2,308} \right)^{0,25} = (1,21)^{0,25} = 1,048$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 4,49 \cdot \frac{0,528}{0,2118} \left(\frac{2,79}{0,528} \right)^{0,33} = 112 (5,29)^{0,33} = 112 \cdot 1,73$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 194$$

$$h_i = 194 \cdot 1,048 = 203$$

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o} = 203 \frac{21,18}{25,4} = 169$$

.../...

b) Calcul du coefficient de film externe ho.

Méthode de Kern.

Kern tient compte de la géométrie du faisceau et définit un diamètre équivalent fonction de la disposition des tubes.

Diamètre équivalent pour un pas carré:

$$De = \frac{4(P^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} = \frac{4P^2}{\pi d_o} - d_o$$

$$De = \frac{4 \cdot (3,2)^2}{3,14 \cdot 2,54} - 2,54 = \frac{4 \cdot 10,2}{3,14 \cdot 2,54} - 2,54$$

$$De = 5,12 - 2,54 = 2,58 \text{ cm}$$

Calcul de la vitesse massique transversale.

Cette vitesse est calculée pour l'aire de passage maximale c'est à dire dans la section équatoriale de l'échangeur.

$$G_{CT} = \frac{M}{a_{CT}}$$

Soit B la distance entre deux chicanes, P le pas des tubes et Dc le diamètre intérieur de la calandre; Kern donne pour un pas carré

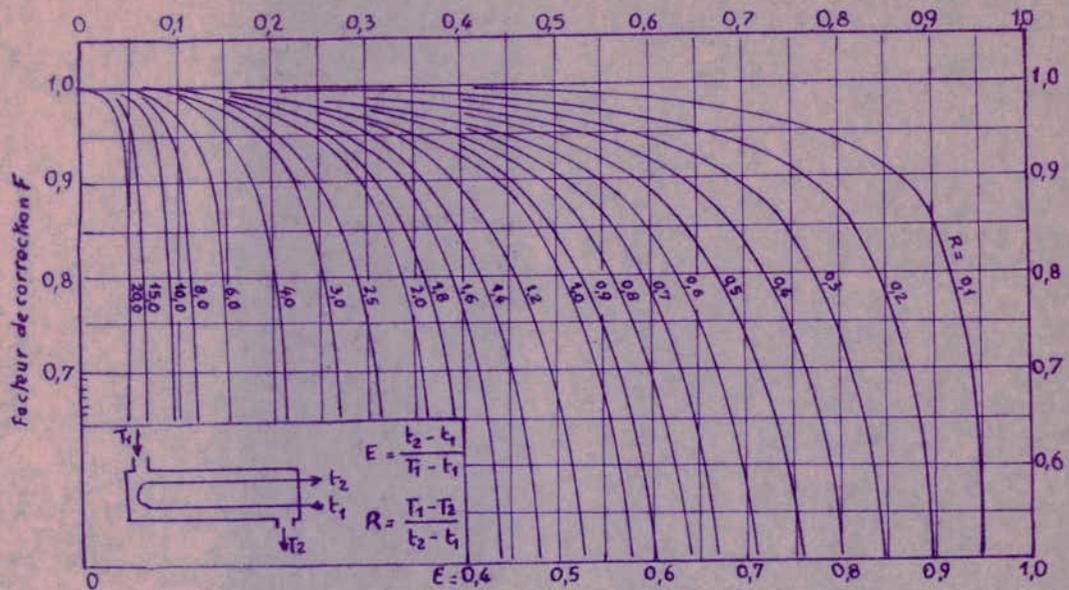
$$a_{CT} = \frac{Dc}{P} (P - d_o) B$$

On adopte une distance entre chicanes B = 10 cm.

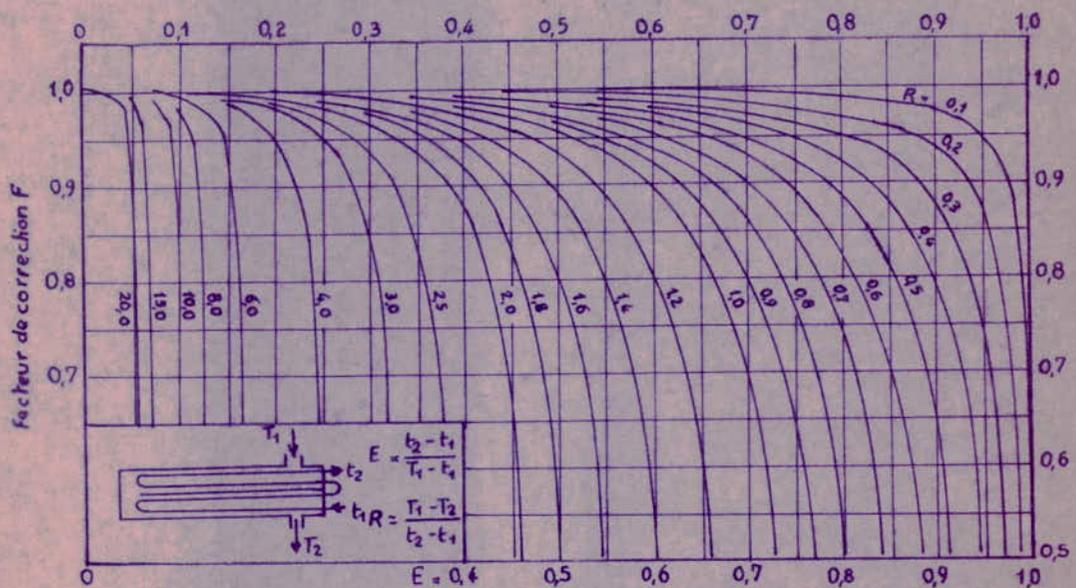
$$a_{CT} = \frac{25,4}{3,2} (3,2 - 2,54) 10 = 52,5 \text{ cm}^2$$

on a M = 520 cm³/s d'où

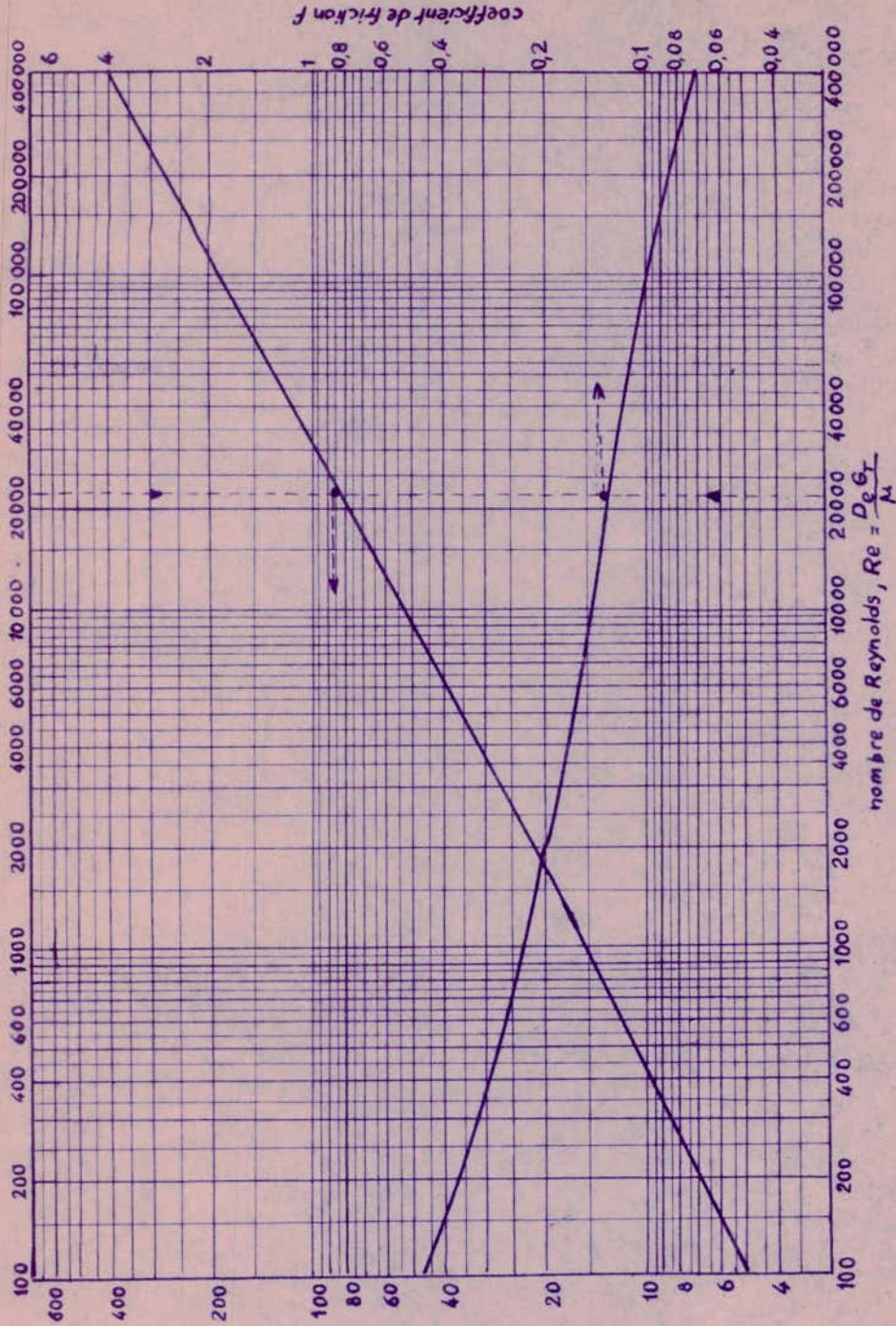
$$G_{CT} = \frac{520}{52,5} = 9,9 \text{ cm/s} = 0,099 \text{ m/s} \dots/\dots$$



a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.



b. deux passes côté calandre, quatre passes (ou plus) côté tubes.



$$h_f = \frac{\lambda}{4} \frac{L}{D} \left(\frac{U}{C} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{-1} \quad (14)$$

Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds modifié, à l'extérieur des tubes.

Calcul du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{G_{CT} D_e}{\nu} \quad \text{avec} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

pour l'huile à $T_c = 55^\circ\text{C}$

- Chaleur spécifique de 0 à 100°C $C_p = 0,540 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
- Viscosité à 55°C $\mu = 8,05 \text{ cP}$
- Coefficient de transmission de chaleur $\lambda_{55^\circ\text{C}} = 0,121$

$$\nu = \frac{8,05 \cdot 10^{-3} \text{ Pp}}{0,915 \cdot 10^3} = 8,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{0,099 \cdot 0,0258}{8,8 \cdot 10^{-6}} = 290$$

Calcul de j'_h

En régime laminaire $j'_h = 0,36 (Re)^{0,55} = 0,36 (290)^{0,55} = 0,36 \cdot 22,5$

$$j'_h = 8,1$$

Le coefficient de transfert du film externe est donné par:

$$\frac{h_o}{\Phi_c} = j'_h \frac{\lambda'}{D_e} \left(\frac{c' \mu'}{\lambda'} \right)^{0,33}$$

$$\Phi_c = \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{0,25}$$

$$\left. \begin{array}{l} \mu_{42^\circ} = 14,15 \\ \mu_{55^\circ} = 8,05 \end{array} \right\} \Phi_c = \left(\frac{14,15}{8,05} \right)^{0,25} = (1,76)^{0,25} = 1,0144$$

.../...

$$\frac{h_o}{\bar{\phi}_c} = 8,1 \frac{0,121}{0,0258} \left(\frac{0,54 \cdot 28,5}{0,121} \right)^{0,33} = 190 \rightarrow h_o = 190 \cdot 1,0144 = 193$$

Coefficient de transfert propre Up

$$U_p = \frac{h_o \cdot h_{io}}{h_o + h_{io}} = \frac{193 \cdot 169}{193 + 169} = \frac{32600}{362} = 90$$

Température du tube :

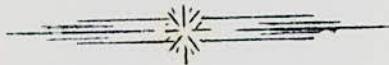
$$t_t = T_c - \frac{h_{io} / \bar{\phi}_t}{\frac{h_o}{\bar{\phi}_c} + \frac{h_{io}}{\bar{\phi}_c}} (T_c - t_2)$$

$$t_t = 55 - \frac{169 / 1,048}{\frac{193 + 169}{1,014}} (55 - 30)$$

$$t_t = 55 - \frac{161 \cdot 25}{357} = 55 - 11,3 = 43,7^\circ \text{C}$$

Résistance d'encrassement.

$$R_s = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} = \frac{90 - 281,5}{90 \cdot 281,5} = \frac{181,5}{25300} = 0,0072 \frac{\text{h m}^2 \text{C}}{\text{kcal}}$$



C O N C L U S I O N

J'ai essayé dans ce qui précède de présenter une étude qui n'aura pas la prétention d'être un projet complet de construction d'un groupe de secours, œuvre de grandes entreprises avec des équipes d'Ingénieurs et de bureaux d'étude. Mais j'ai fait de mon mieux pour m'acquitter de ma tâche; et présenter un projet aussi satisfaisant que possible où je n'ai approfondi que les détails d'organes principaux.

Les difficultés que j'ai rencontrées dans l'étude du groupe sont surtout d'ordre littéraire, en particulier pour l'installation de pompage j'aurai préféré adopter des tuyauteries en P.V.C, mais je ne dispose pas de documentation des constructeurs de ces matériaux, donnant des dimensions convenant à mon installation.

En ce qui concerne le traçage de l'impulseur, je sais que plusieurs méthodes existent; mais je n'ai pu être renseigné sur ces méthodes, vu qu'elles sont plutôt du domaine du secret de constructeurs.

Dans l'étude de la turbine, ce sont surtout les détails de fabrication qui m'ont posé des problèmes, les mêmes que précédemment. Je me suis contenté de documents courants pour le calcul et la représentation de quelques organes (garnitures d'étanchéité, déflecteur d'huile, paliers etc..).

Je voudrai renouveler mes remerciements à mon directeur de projet, dont l'aide autant efficace que précieuse m'a permis de résoudre tous les problèmes cruciaux que j'ai pu rencontrer.

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

- | | |
|--|--|
| Cours de Turbines à vapeur | Par A. BOISRAYON |
| La Turbine à vapeur moderne | Par E. A. KRAFT |
| Turbines marines | Par A. MICHELON |
| Turbines à vapeur et à gaz | Par L. VIVIER |
| Technique de l'Ingénieur "Mécanique et Chaleur" Tome I et II | |
| Technique de l'Ingénieur " CHIMIE " | Tome I |
| Technique de l'Ingénieur " Généralités " | |
| Manuel de base de l'Ingénieur HUTTE | Tome II |
| | |
| Pompes centrifuges et pompes hélices | Par A. J. STEPANOF |
| Pompes, Ventilateurs, Compresseurs | Par A. de KOVATS et DESMUR |
| Turbo-machines Hydrauliques et Thermiques | Par M. SEDILLE T I |
| | |
| Construction Mécanique | Par L. GEMINARD et
F. GROS LA FAIGE |
| Elements de construction | Par G. LEMASSON |
| | |
| Transmission de chaleur | Par W. H. Mc ADAMS |
| Raffinage et Génie chimique | Par P. WUTHIER |

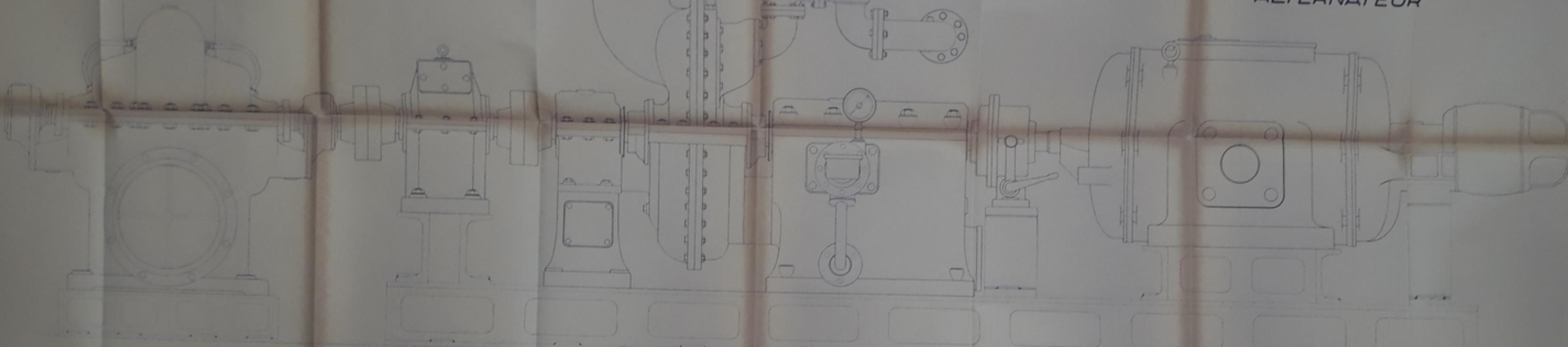
Commencé le 17 - 2 - 1968

Terminé le 28 - 5 - 1968

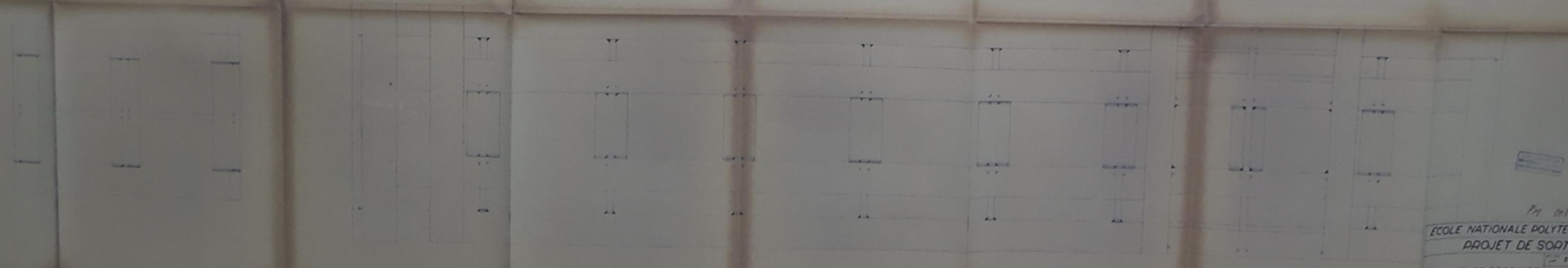
POMPE

TURBINE

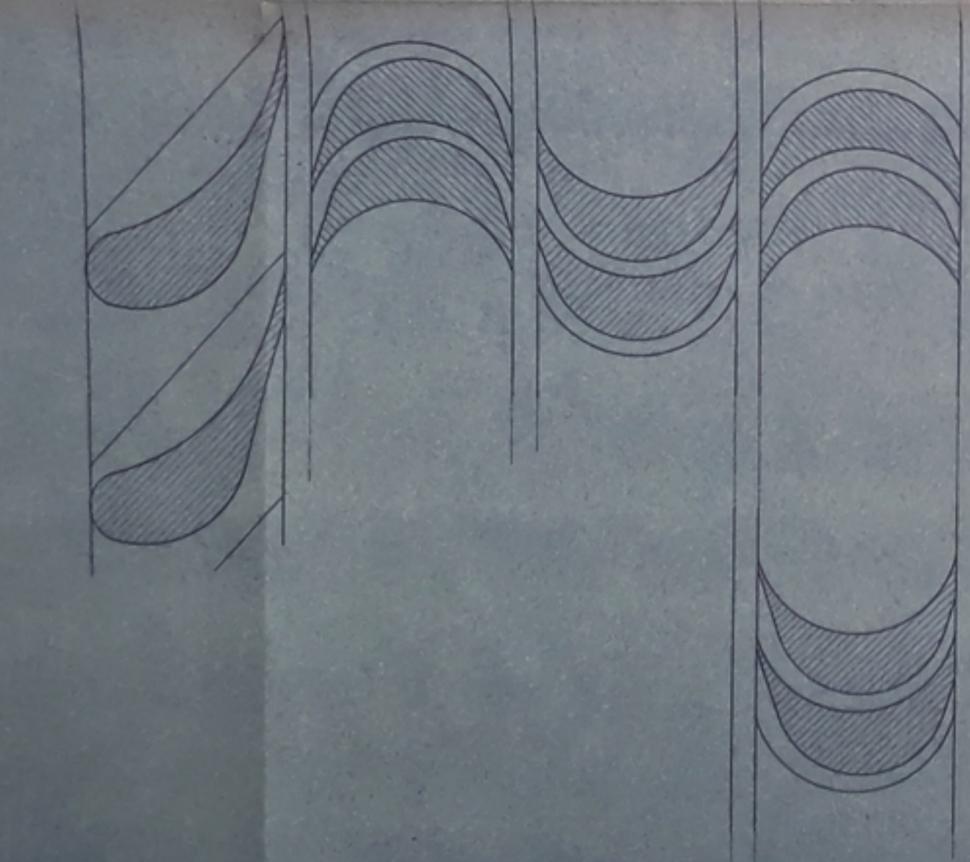
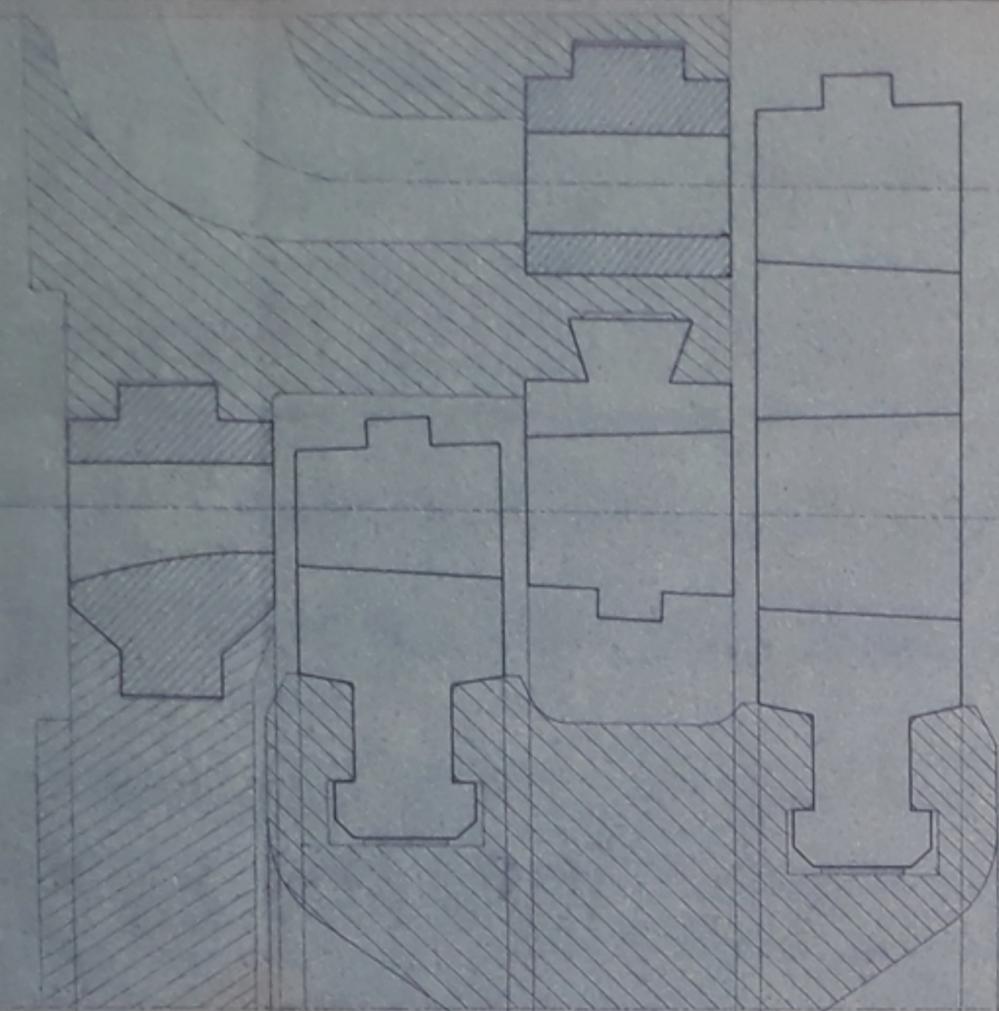
ALTERNATEUR



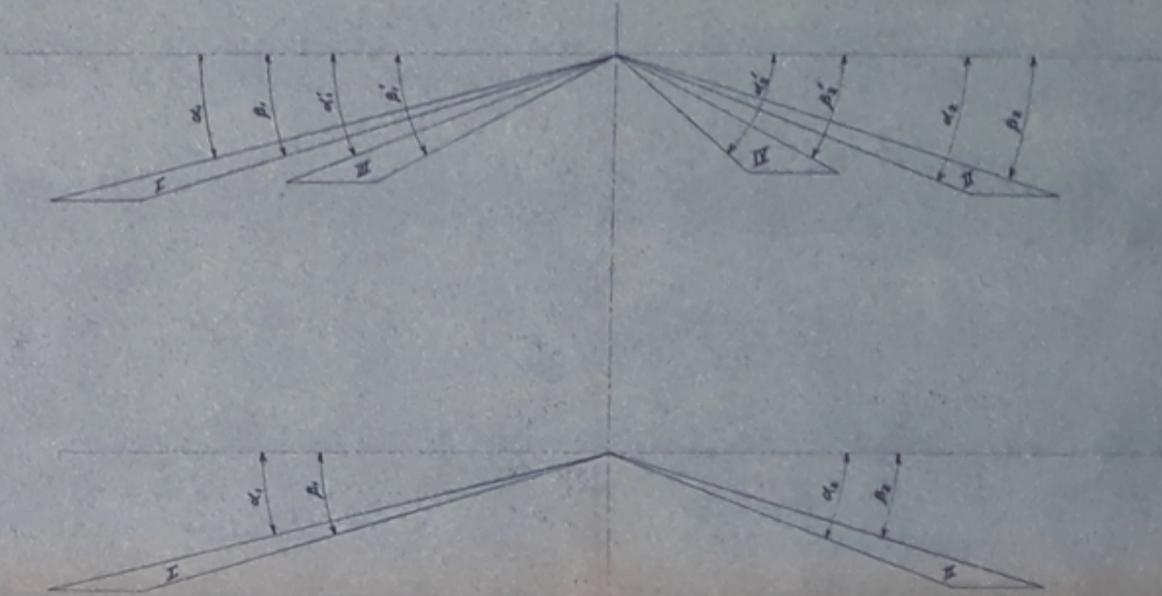
6m 18



171 013 63
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
PROJET DE SORTIE
GROUPE DE SECOURS
S. DJEBALI
S. BOUSSAYON
S. DJEBALI
01
ALGER 1968



TRIANGLES DES VITESSES								
Triangles	1 ^{er} Régime U. 110 m/s				Surcharge U. 116 m/s			
	I	$V_1 = 725$	$W_1 = 618$	$\alpha_1 = 14^\circ 10'$	$\beta_1 = 17^\circ 5'$	$V_1 = 724$	$W_1 = 610$	$\alpha_1 = 14^\circ 5'$
II	$V_2 = 475$	$W_2 = 578$	$\alpha_2 = 21^\circ 10'$	$\beta_2 = 17^\circ 5'$	$V_2 = 460$	$W_2 = 570$	$\alpha_2 = 21^\circ 30'$	$\beta_2 = 17^\circ$
III	$V_3 = 440$	$W_3 = 340$	$\alpha_3 = 21^\circ 10'$	$\beta_3 = 28^\circ$	Le redresseur sert à devier la vitesse absolue de V_4 en V_4'			
IV	$V_4 = 220$	$W_4 = 310$	$\alpha_4 = 41^\circ$	$\beta_4 = 28^\circ$				



- Triangle I Entrée de la 1^{ère} couronne mobile
- IV Sortie de la 2^{ème} couronne mobile
- III Entrée de la 2^{ème} couronne mobile
- II Sortie de la 1^{ère} couronne mobile

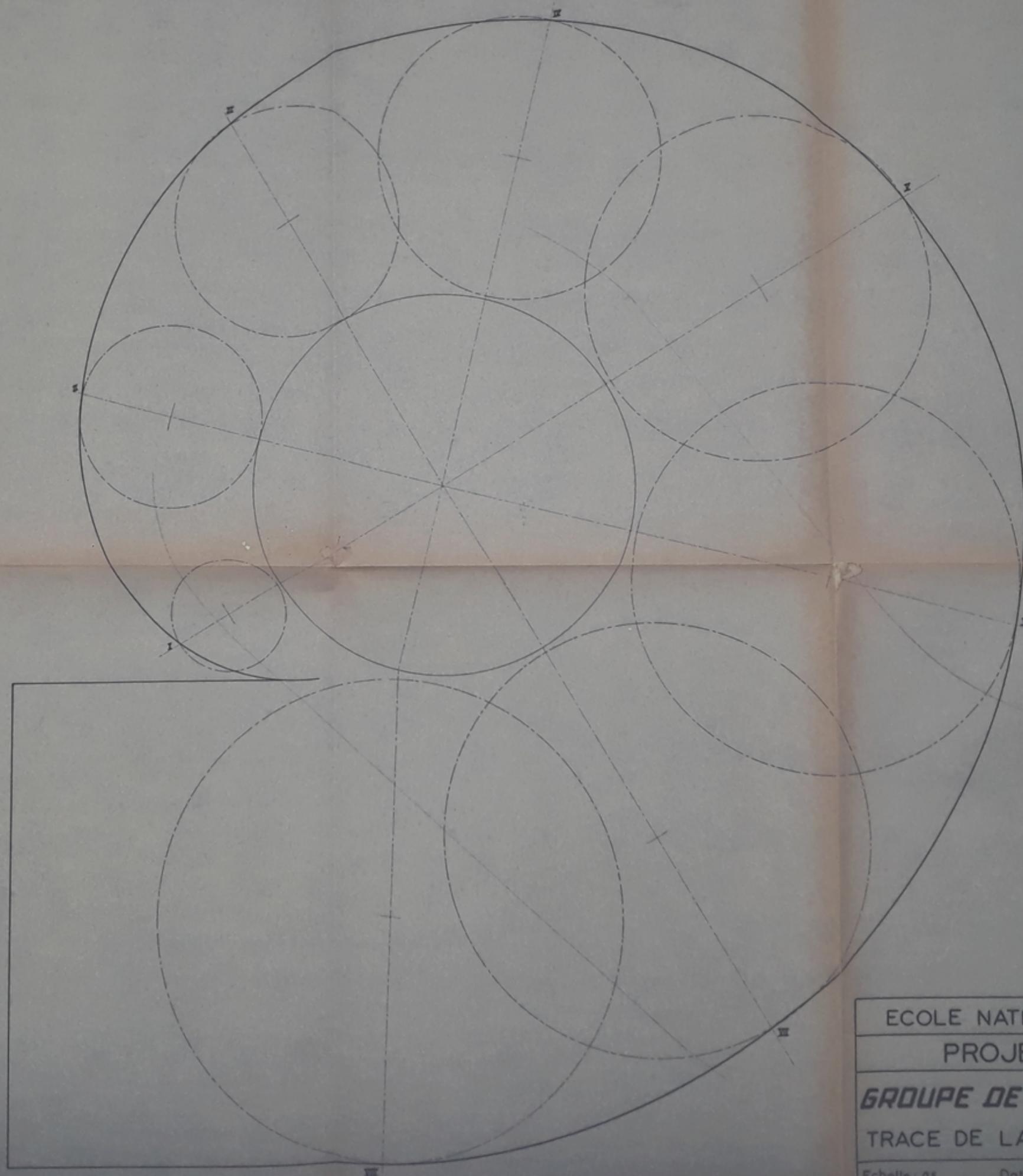
Stamp: [Illegible]

PM 003 68

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
PROJET DE SORTIE	
GROUPE DE SECOURS	Étudié par S. DJEBALI
TRACE DES AUBAGES	Dirigé par M. BOISRAYON
Echelle : 2	Dessiné par S. DJEBALI
Date: ALGER 30.4.68	Planche T001

Section	R_x mm	D_x mm	d_x mm
1	226	452	108
2	244	488	160
3	265	530	204
4	292	584	246
5	322	644	289
6	360	720	336
7	371	742	384
8	382	764	396

CONSTANTE $\times 0,027$



PM 003 68

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
PROJET DE SORTIE

GROUPE DE SECOURS

TRACE DE LA VOLUTE

Echelle: 01

Date: ALEER 29.4.68

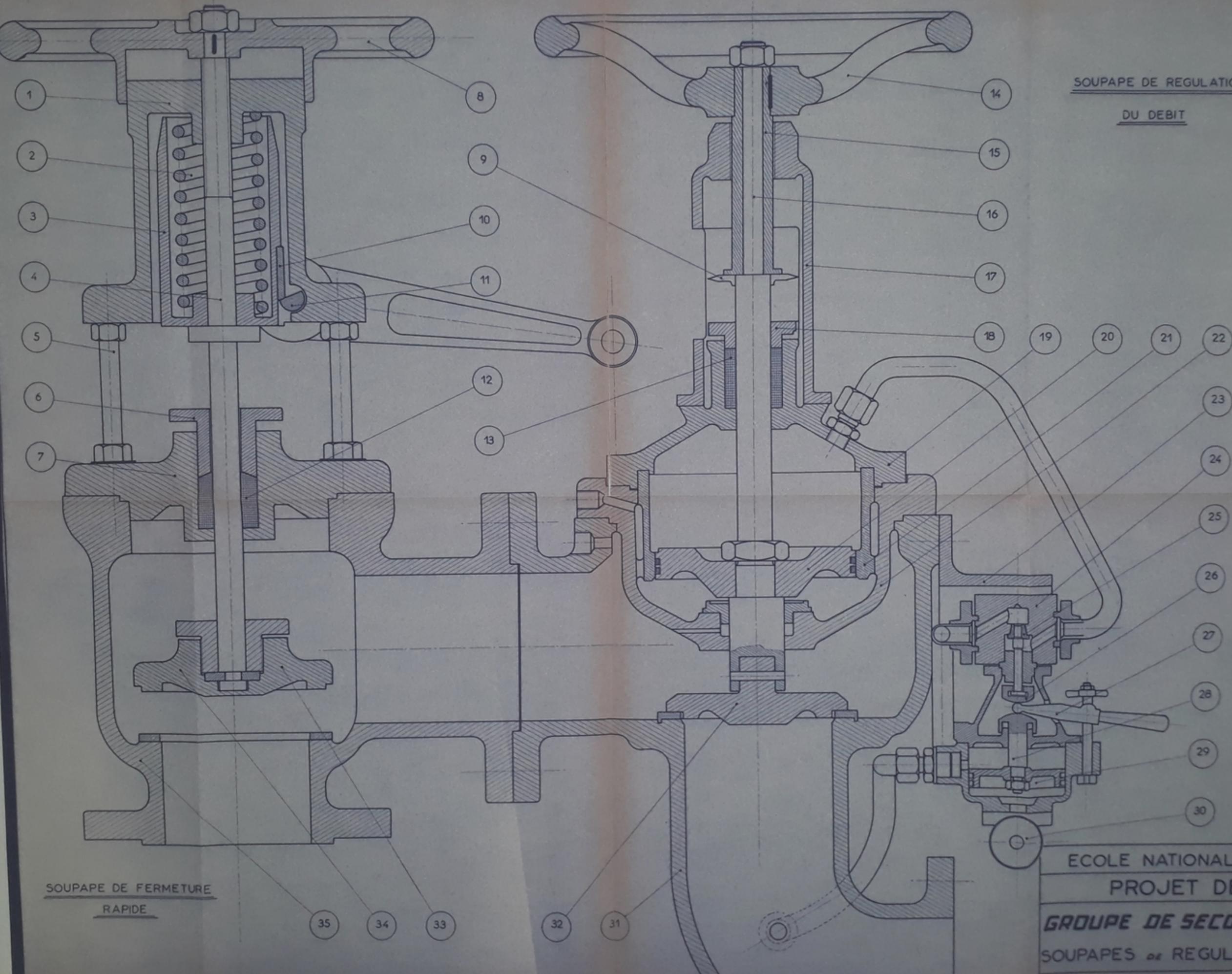
Etudié par S. DJEBALI

Dirigé par M. BOISRAYON

Dessiné par S. DJEBALI

Planche P002

SOUPAPE DE REGULATION
DU DEBIT

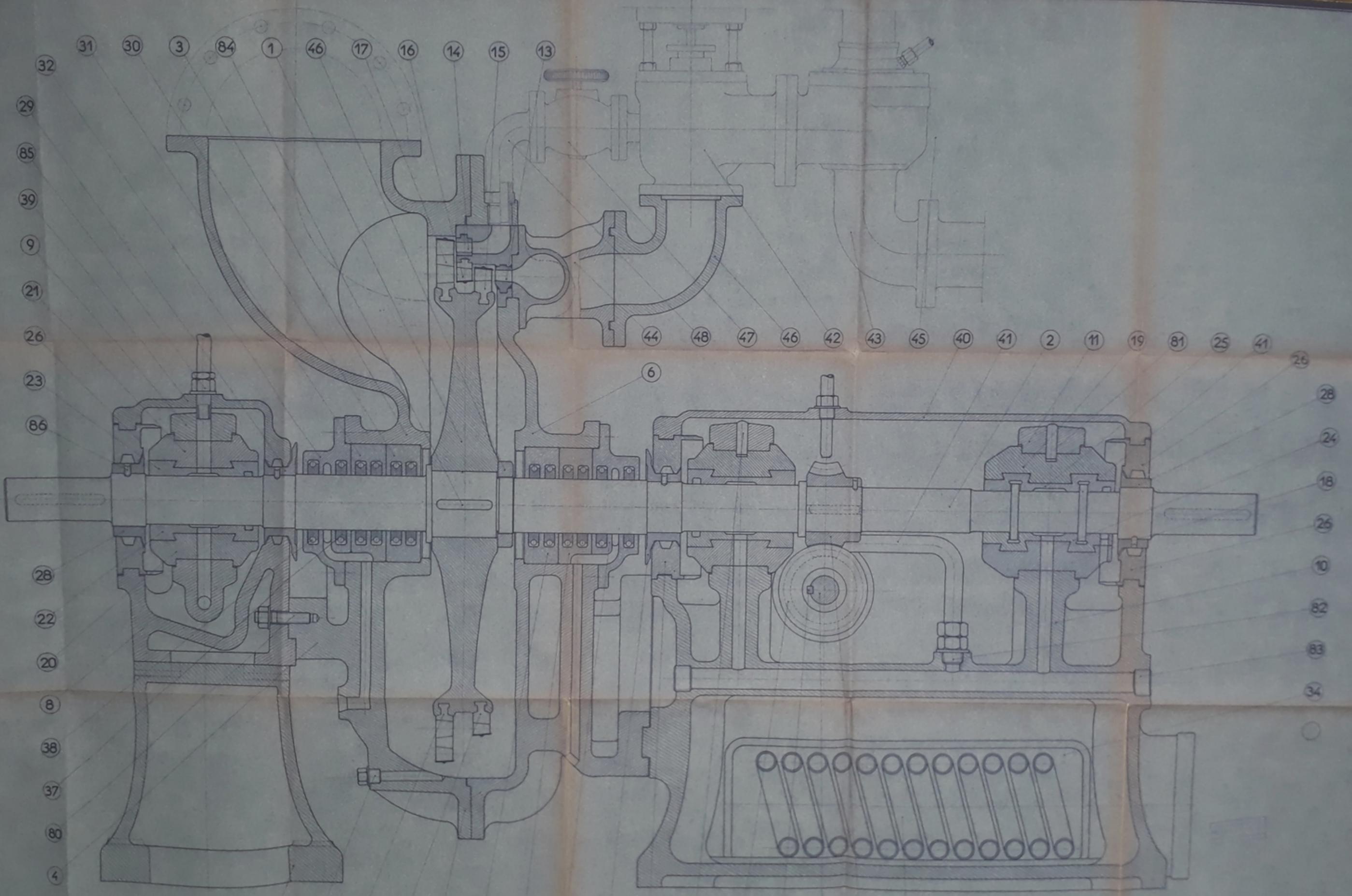


SOUPAPE DE FERMETURE
RAPIDE

PM 003 68

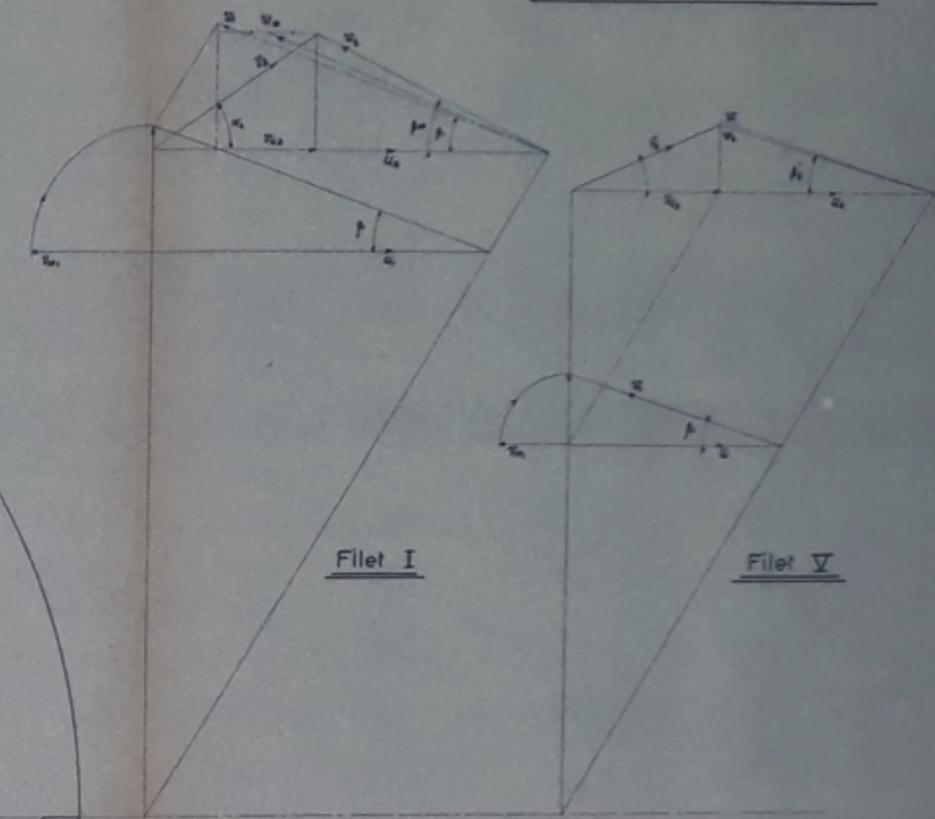
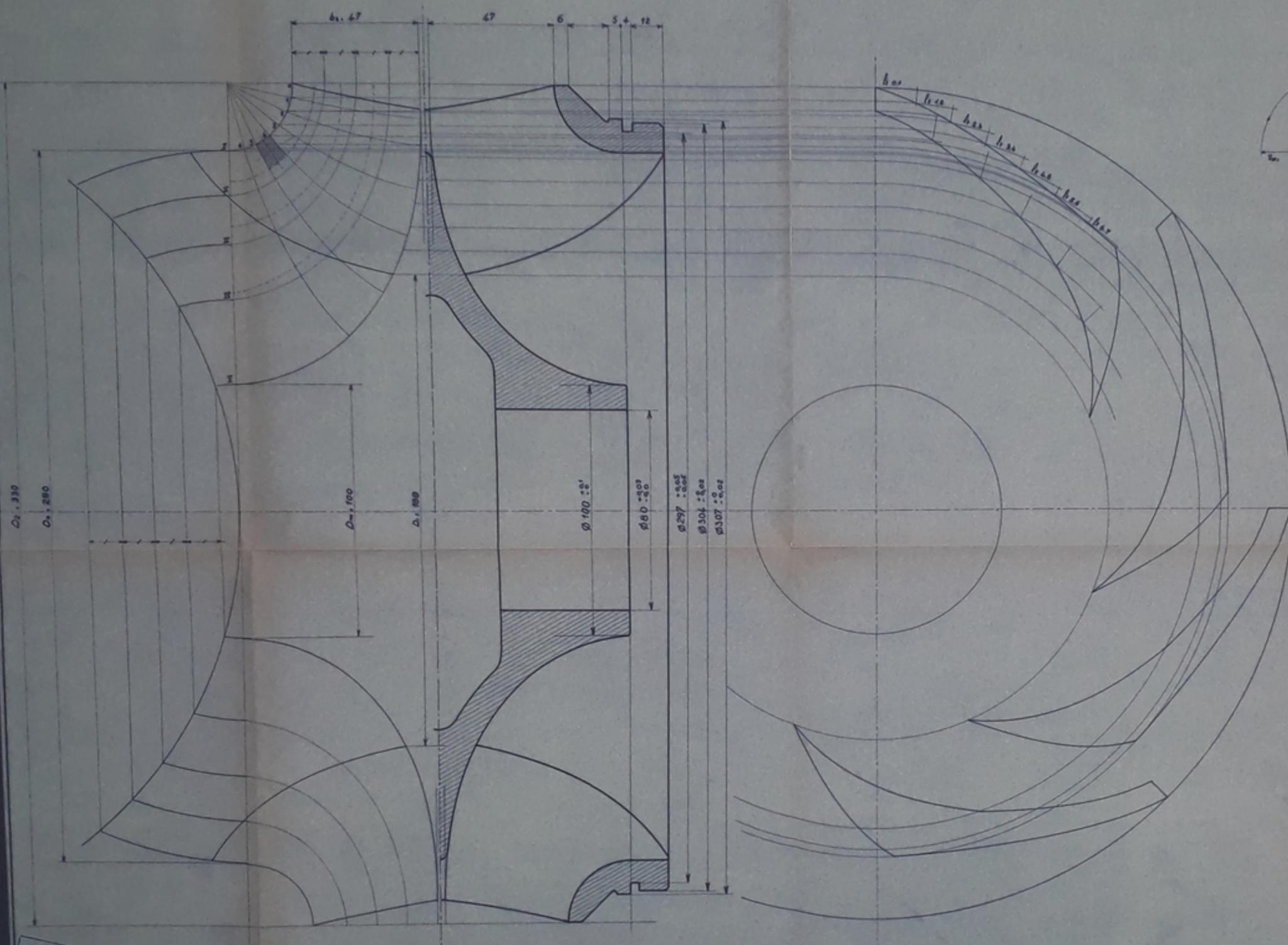
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
PROJET DE SORTIE

GROUPE DE SECOURS	Étudié par	S. DJEBALI
	Dirigé par	M. BOISRAYON
SOUPAPES de REGULATION	Dessiné par	S. DJEBALI
	Echelle: 1	Date: ALGER 88.4.88
		Planche T004

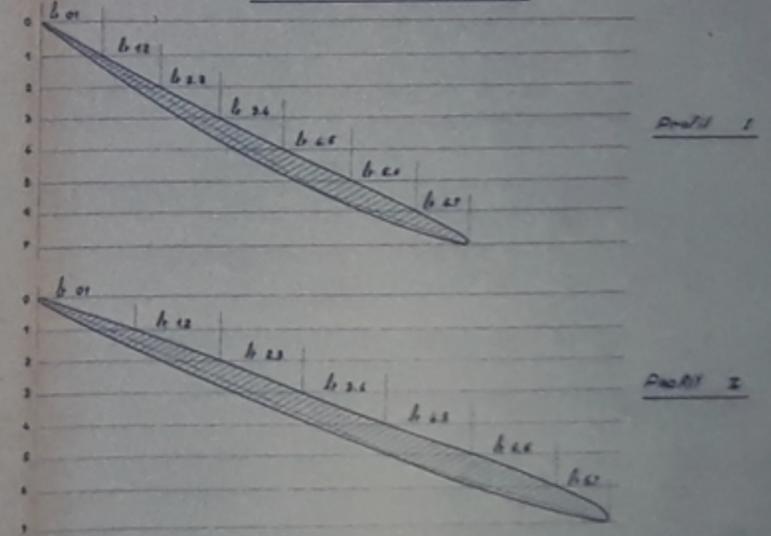


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 PROJET DE SORTIE
 GROUPE DE SECOURS
 TURBINE
 S. DJEBALI
 H. BOUFRAYON
 S. DJEBALI
 T002

TRIANGLES DES VITESSES



PROFILS DES AILES



PM 003 68

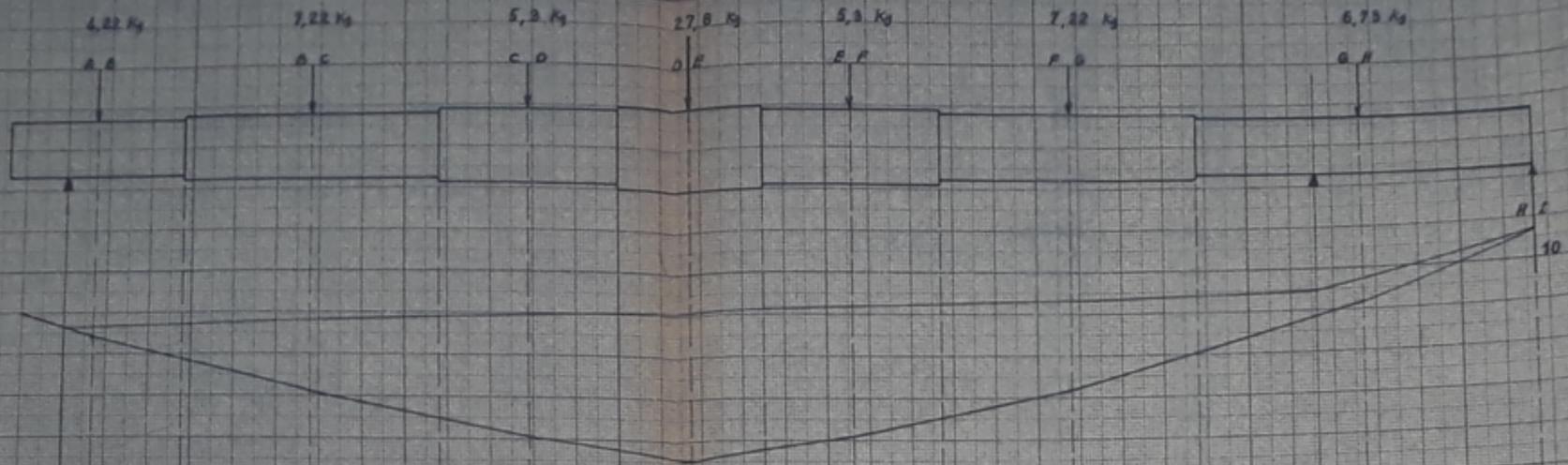
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
PROJET DE SORTIE	
GROUPE DE SECOURS	Elaboré par S_DJEBALI
TRACE DE LA ROUE	Dirigé par MBOISRAYON
	Dessiné par S.DJEBALI
Echelle: 1	Date ALGER 26-4-68
	Plaque P001

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
الوزارة الجزائرية للتعليم العالي والبحث العلمي
الجامعة الوطنية politechnique

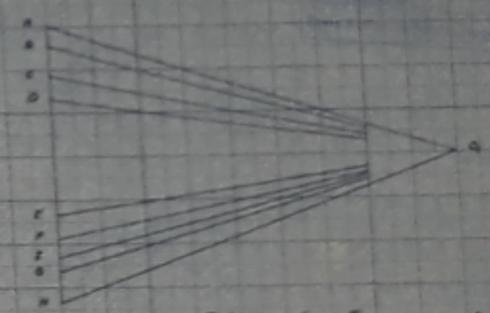
Echelle des vitesses

CALCUL DE LA VITESSE CRITIQUE

PM 0358



Echelle du dessin 1cm = 4cm



Echelle des Forces 1cm = 10 Kg

Echelle des moments 1cm = 4.10.3 = 360 Kg cm

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
M	90	258	812	864	1043	1750	1260	1188	1115	972	755	468	216
M/EI	$0,52 \cdot 10^{-6}$	$1,665 \cdot 10^{-6}$	$2,48 \cdot 10^{-6}$	$3,5 \cdot 10^{-6}$	$3,9 \cdot 10^{-6}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$	$2,9 \cdot 10^{-6}$	$2,82 \cdot 10^{-6}$	$4,15 \cdot 10^{-6}$	$3,63 \cdot 10^{-6}$	$3,06 \cdot 10^{-6}$	$1,9 \cdot 10^{-6}$	$1,25 \cdot 10^{-6}$
M/EI ₂		$1,17 \cdot 10^{-6}$		$3,22 \cdot 10^{-6}$		$2,73 \cdot 10^{-6}$		$4,44 \cdot 10^{-6}$		$3,94 \cdot 10^{-6}$		$2,71 \cdot 10^{-6}$	

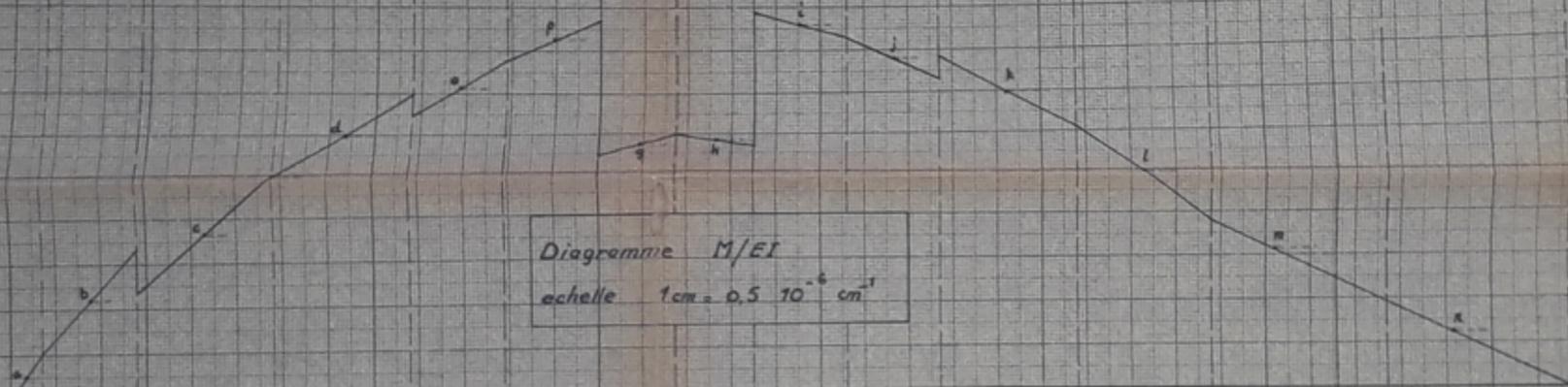


Diagramme M/EI
echelle 1cm = $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2$

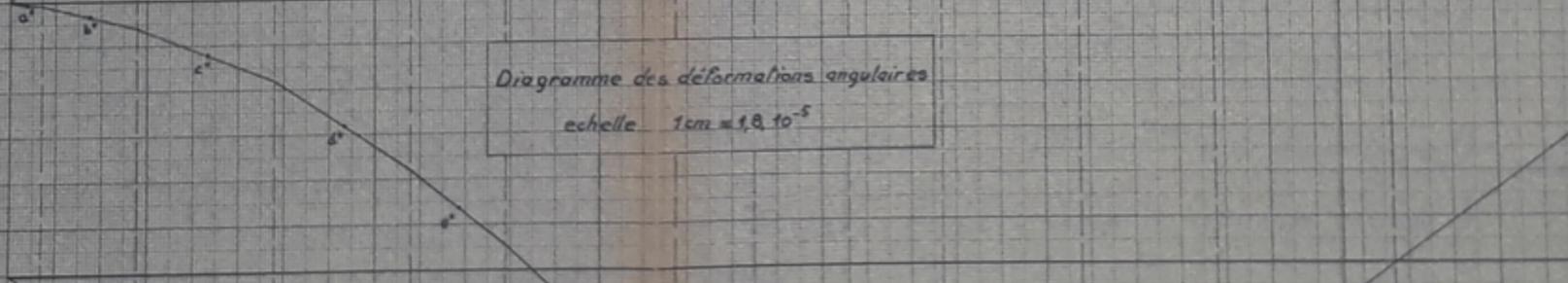
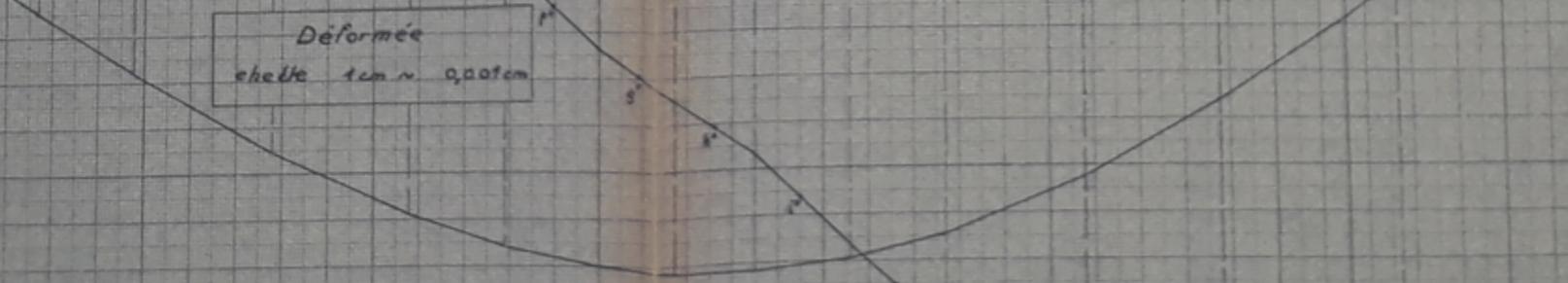
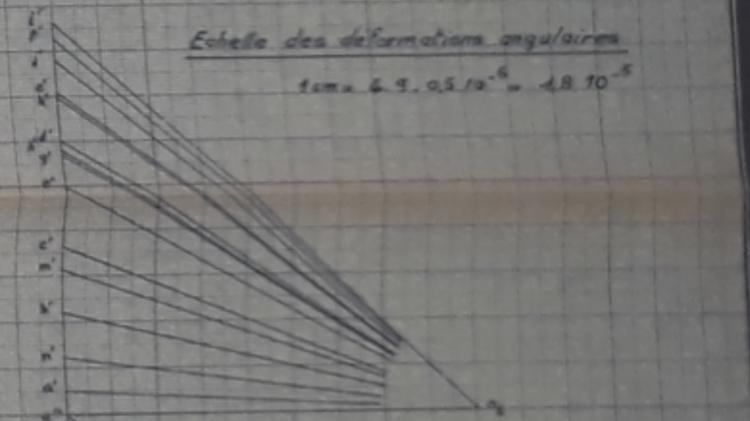


Diagramme des déformations angulaires
echelle 1cm = $1,8 \cdot 10^{-5}$

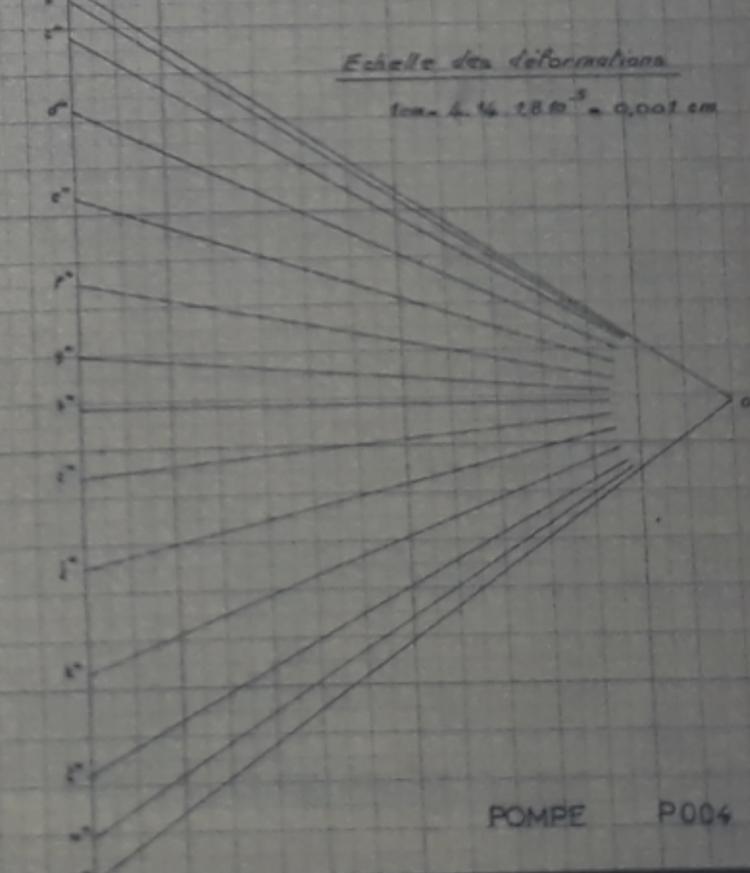


Déformée
echelle 1cm = 0,001cm

Déformation maximale
 $f_{max} = 62/100 \text{ mm}$

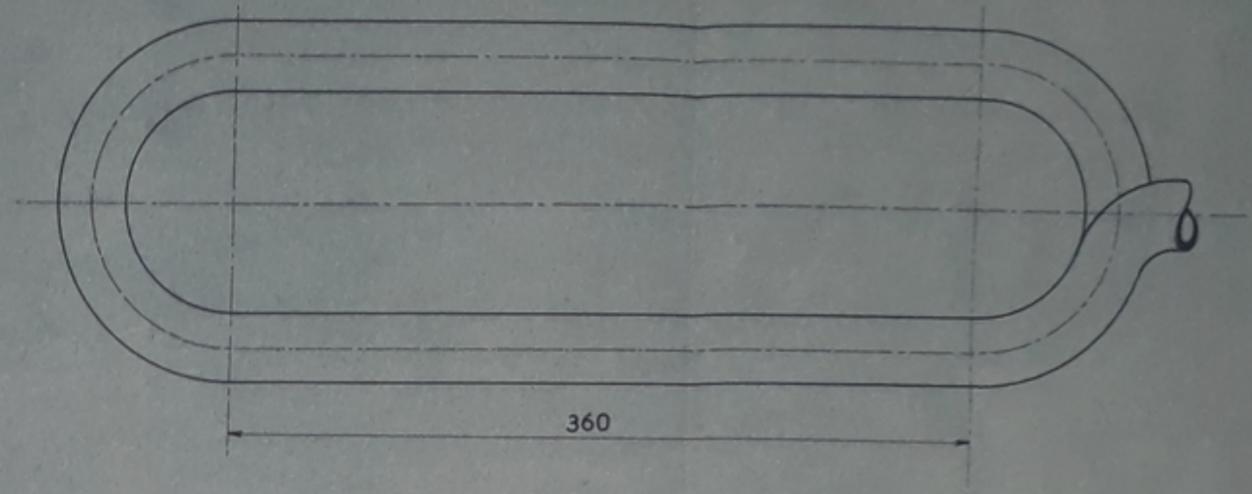
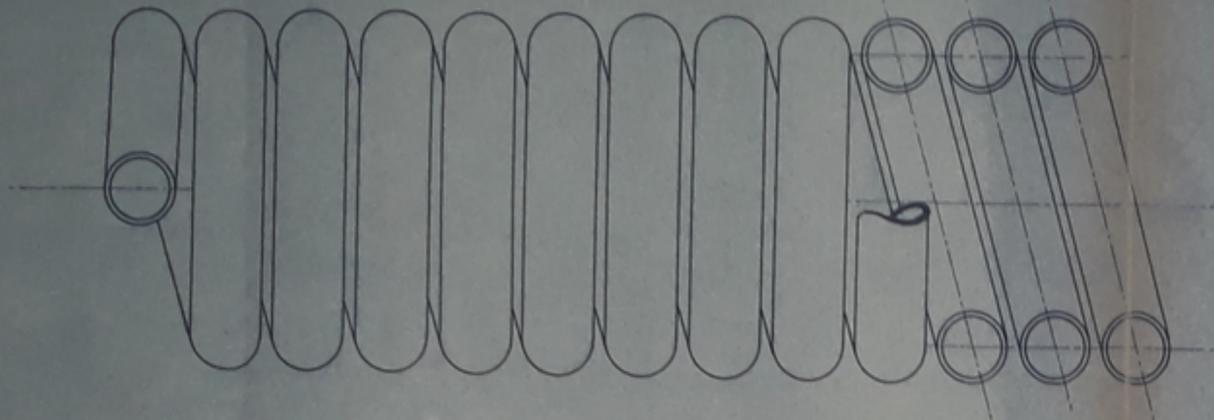


Echelle des déformations angulaires
1cm = $4,9 \cdot 0,5 \cdot 10^{-6} = 4,9 \cdot 10^{-6}$

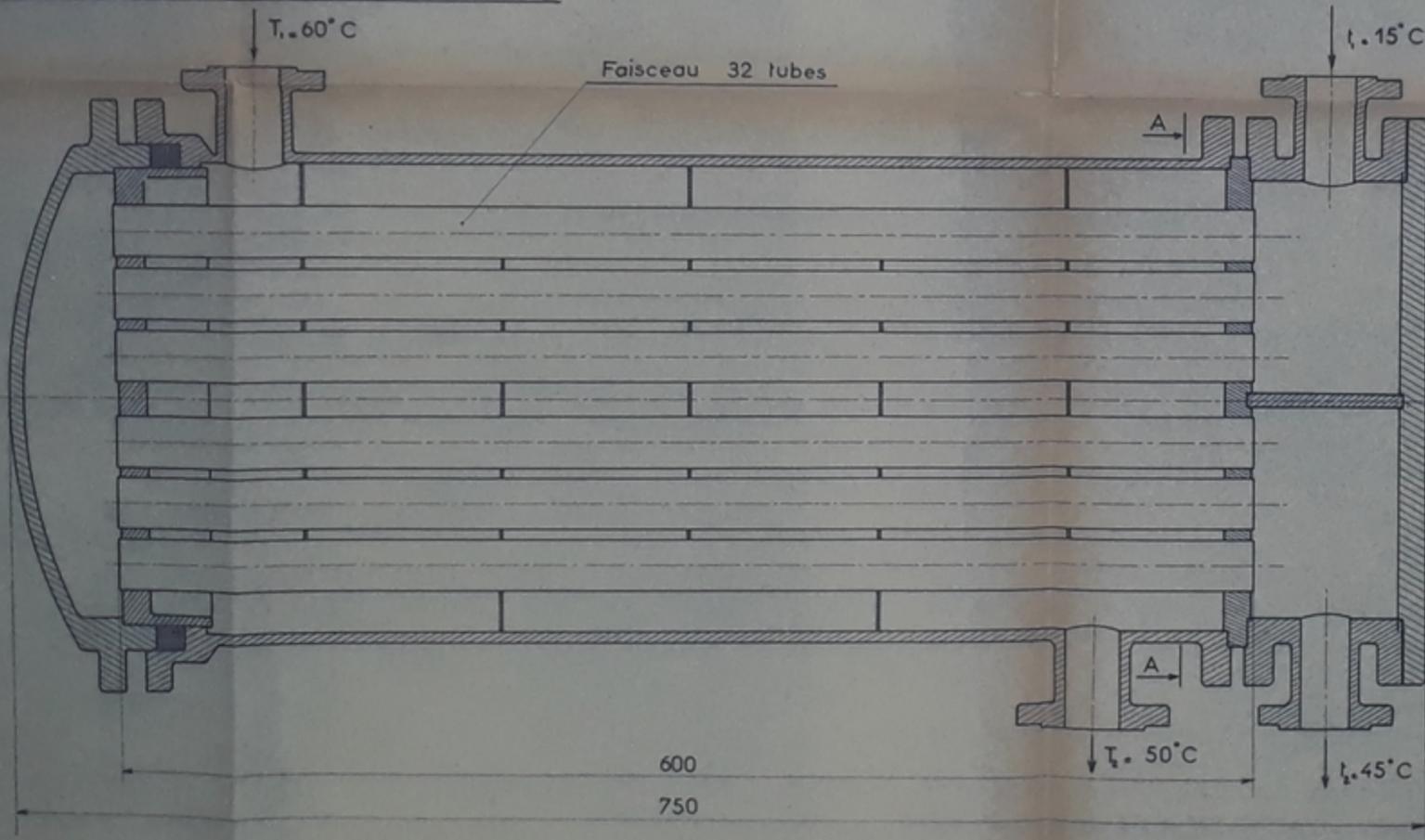


Echelle des déformations
1cm = $4,4 \cdot 1,8 \cdot 10^{-5} = 0,001 \text{ cm}$

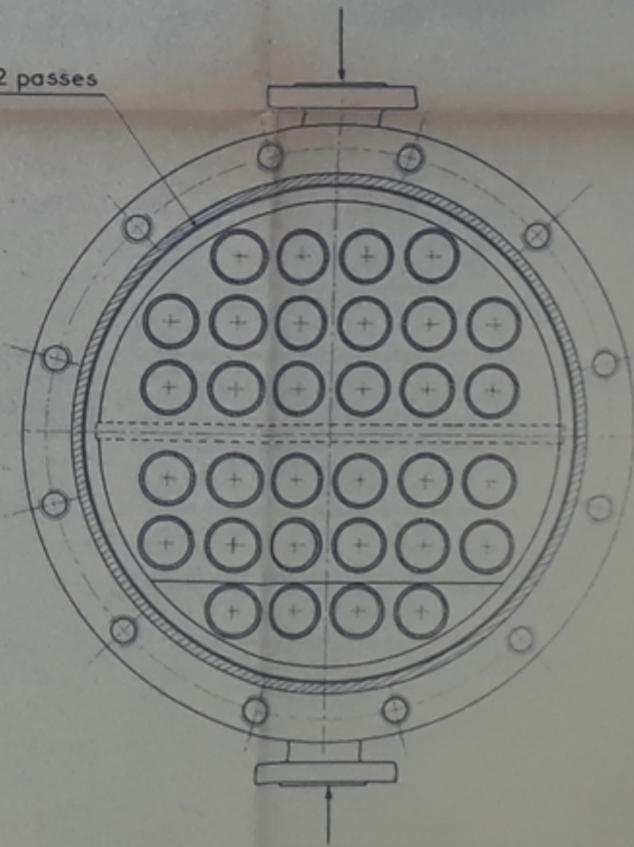
REFRIGERANT A SERPENTIN



REFRIGERANT A FAISCEAU ET CALANDRE



Calandre à 2 passes

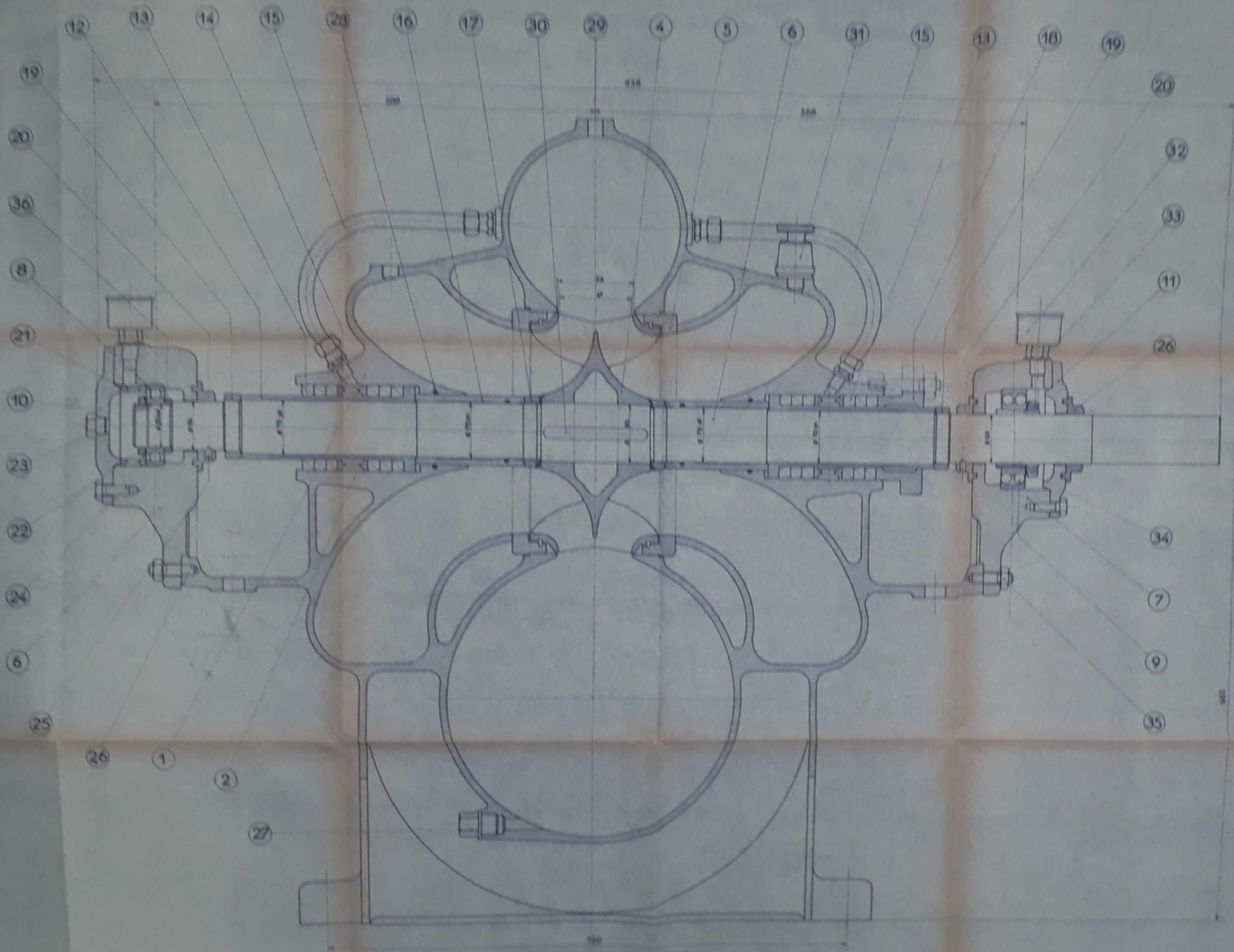


Coupe AA

المركز الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

PM 00368

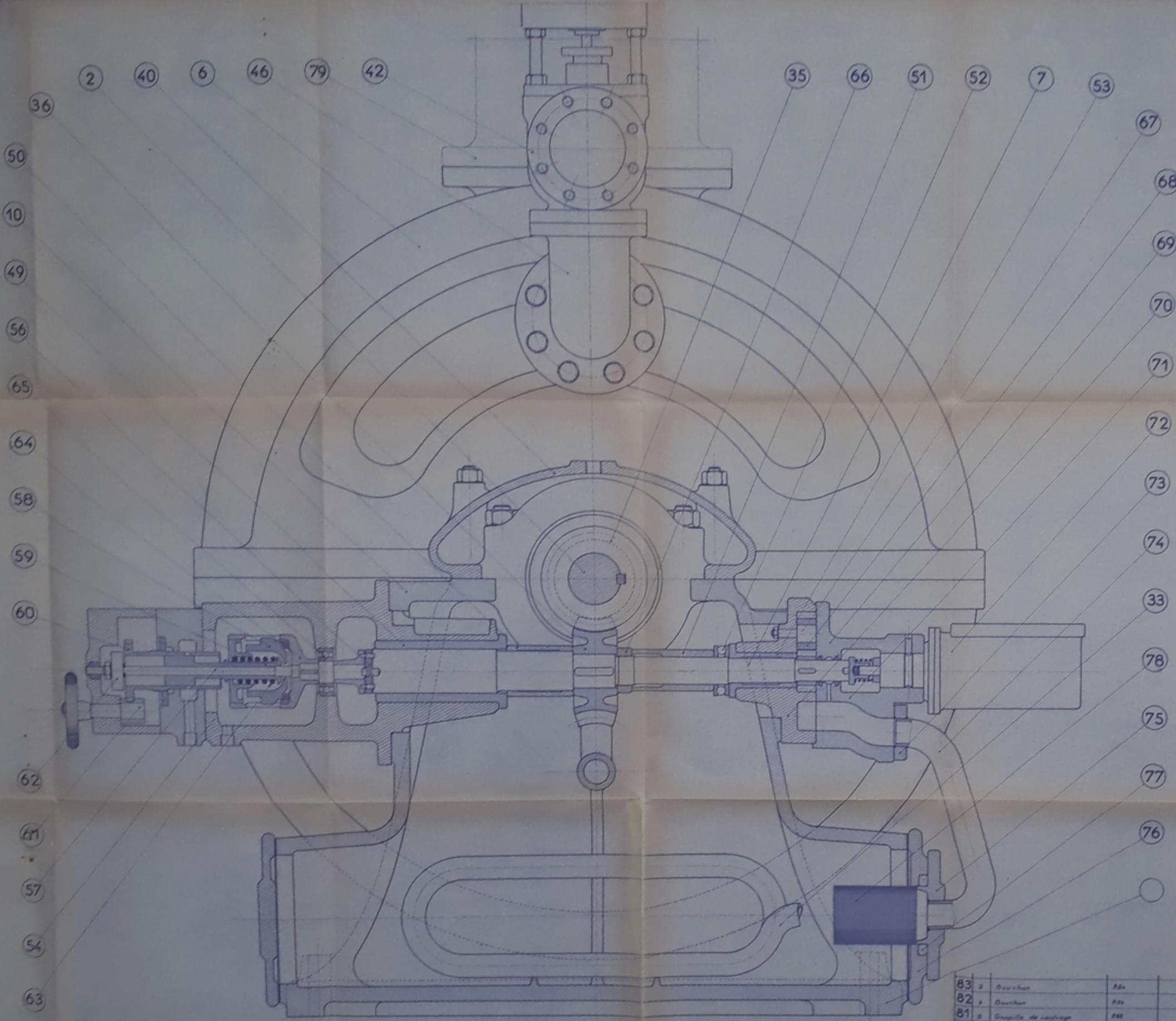
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
PROJET DE SORTIE	
GROUPE DE SECOURS	Étudiant par S. DJEBALI
REFRIGERANT D'HUILE	Corrigé par M ^r BOISRAYON
	Dessiné par S. DJEBALI
Echelle: 0,5	Date: AL 2004 / 1 / 16
	Plancher T005



36		
35	Filet de	
34	Plancher support de roue	100
33	Filet de roulement	100
32	Écrou de joint	100x100
31	Arbres pignon	
30	Coussinets d'arbre	100
29	Arbres	100
28	Manivelle d'entraînement	100x100
27	Arbres	100
26	Support de roue de pignon	
25	Filet de roulement	
24	Filet de roulement de roue	
23	Arbres de roulement	100
22	Épave de roulement	100
21	Arbres de roulement	100
20	Arbres	100
19	Filet	100
18	Arbres	100
17	Arbres	100
16	Arbres	100
15	Arbres d'entraînement	100
14	Arbres	100
13	Arbres	100
12	Arbres d'arbre	100
11	Arbres de roulement	100
10	Arbres de roulement	100
9	Arbres	100
8	Arbres	100
7	Arbres	100
6	Arbres de roulement	100
5	Arbres de roulement	100
4	Arbres	100
3	Arbres	100
2	Arbres de roulement	100
1	Arbres de roulement	100
0	Arbres	100

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 PROJET DE SORTIE
 GROUPE DE SECOURS
 POMPE
 A. DIEZEL
 H. BOBBIAT
 A. DIEZEL
 P003

JN 10.15



- 2
- 40
- 6
- 46
- 79
- 42
- 36
- 50
- 10
- 49
- 56
- 65
- 64
- 58
- 59
- 60
- 62
- 61
- 57
- 54
- 63

- 35
- 66
- 51
- 52
- 7
- 53
- 67
- 68
- 69
- 70
- 71
- 72
- 73
- 74
- 33
- 78
- 75
- 77
- 76

90		
89		
88	Clavette à bout rond	A15
87	Clavette de purge	A2x
86	Yeu de montage	A2x
85	Tuyau d'aération d'huile	A40
84	Clavette à bout rond	A15

83	2	Bouillon	A2x
82	2	Bouillon	A2x
81	2	Goupille de centrage	A60
80	2	Goupille de fixation	A2x
79	1	Conduite de sortie de vapeur	A60
78	1	Filtre d'huile	
77	1	Bague d'alignement	Graphite
76	2	Course de corps de palier	PE24
75	1	Bras de fixation de filtre	A45
74	1	Tuyau d'aération	A45
73	1	Course de palier	A45
72	1	Tachymètre	
71	1	Dem corps de pompe côté rotor	PE24

70	1	Dem corps de pompe	PE 24
69	1	Dem corps sup de pompe	PE 24
68	2	Pignon de pompe à huile	AC 187
67	1	Arbre de pompe à huile	AC 187
66	1	Ecrou de montage	A2x
65	1	Roulement SKF	Serie 63 d'63
64	1	Tendeur de régulateur	A75
63	1	Manivelle de rappel	A45
62	1	Châssis de surface	
61	1	Pignon de réglage de la vitesse	A45
60	1	Châssis	A60
59	1	Pignon du régulateur	A45
58	2	Manivelle	A45
57	1	Arbre de régulateur	AC 187
56	1	Accouplement du régulateur	A65
55			
54	1	Corps de régulateur de vitesse	PE 24
53	1	Disque de guidage de l'arbre	E-U 15
52	1	Bulbe à billes SKF	Série 5185
51	1	Entraineur	E-U 10
50	1	Entraineur	E-U 10
49	1	Disque de guidage	A45
48	1	Corde d'acier de surcharge	10 MCD 12
47	1	Tuyau de surcharge	
46	1	Corde d'acier	36 MCD 12
45	1	Tuyau d'acier	
44	1	Tuyau d'acier	60 MCD 12
43	1	Soufflet de régulateur	
42	1	Soufflet d'arrêt	
41	1	Conduite d'huile au régulateur	A2x
40	1	Couvercle de palier côté filtre	PE24
39	1	Couvercle de palier côté pompe	PE24
38	1	Flamme	
37	1	Disque de carbone	
36	1	Bois de montage	18 x 50
35	1	Vis sans fin de commande de l'arbre	18 x 50
34	1	Bois d'huile	
33	1	Adaptateur d'huile	Cu 100
32	2	1 ^{er} Goulotte de sortie d'arbre	U-E 12P
31	2	2 ^{ème} Goulotte de sortie d'arbre	U-E 12P
30	2	3 ^{ème} Goulotte de sortie d'arbre	U-E 12P
29	2	Collecteur	A2x
28	2	Collecteur de rayons d'huile	U-E 10
27	2	Goulotte d'arrêt d'huile	U-E 10
26	2	Goulotte d'arrêt d'huile	U-E 10
25	1	Dem couvercle sup côté rotor	F
24	1	Dem couvercle inf côté rotor	F
23	2	Dem couvercle sup	
22	2	Dem couvercle inf	
21	2	Corps sup de palier	PE24
20	1	Corps inf de palier côté pompe	PE24
19	1	Corps sup de palier côté rotor	PE24
18	1	Dem corps inf de palier côté rotor	PE24
17	80	Billets d'acier (1 ^{er} étage)	E-U 10
16	80	Billets d'acier (2 ^{ème} étage)	E-U 10
15	80	Billets (roue d'acier)	E-U 10
14	1	Distributeur (horizontal)	PE24
13	14	Distributeur (vertical)	PE24
12	1	Support de palier côté pompe	PE24
11	1	Chapeau de palier	PE24
10	1	Corps de palier côté rotor	PE24
9	1	Chapeau de palier	PE24
8	1	Corps de palier côté pompe	PE24
7	1	Arbre secondaire de l'arbre	18 x 50
6	1	Corps sup de l'arbre	E-U 10
5			

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 PROJET DE SORTIE
GRUPE DE SECOURS
TURBINE
 Echelle: 0,3 Date: ALGER 30-4-68 Dessinateur: T003

PM 00368

