UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

2 esc

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

POMPE CENTRIFUGE VERTICALE IMMERGEE

2 PLANS

Promoteur: Mr. TUDOR. Ioan. étudié Par: H. ALLIA

Promotion janvier 1978

POMPE CENTRIFUGE VERTICALE IMMERGEE

Promoteur: Mr. TUDOR. Ioan.   étudié Par: H. ALLIA

Promotion janvier 1978

R E M E R C I E M E N T S

-=oO§Oo=-

Je tiens à remercier Mr. T U D O R pour m'avoir aidé dans la réalisation de ce projet, ainsi tous mes professeurs qui ont contribué à ma formation d'ingénieur.

Mes remerciements vont aussi au secrétaire du Dépt de Génie Mécanique pour son soutien moral et matériel ainsi que tous mes amis.

-o-

MA M E R E

MON P E R E

CONSIDERATIONS GENERALES

Bien qu'il existe une bibliographie très riche sur la théorie et la construction des turbomachines, malgré l'ensemble des recherches effectuées afin d'établir des lois définitives qui régisseur le fonctionnement des turbomachines, il n'y a jusqu'à present aucune méthode de calcul unique où il est possible de calculer une pompe (ou un compresseur) avec une très grande précision.

Le procédé qui a été adopté depuis longtemps et qui continue à être appliqué consiste à effectuer des essais sur modèles, plusieurs modèles quelquefois et ainsi à corriger au fur et à mesure les erreures préalables, à passer ensuite à l'exécution finale dés qu'on aura obtenu des résultats jugés plus ou moins acceptables.

Quelquefois, des pompes de même type peuvent donner des résultats differents en l'occurence sur le débit refoulé. Ceci découle justement de la finition des surfaces des roues entre-autre.

Il y a aussi une autre raison à cela, c'est que les turbo-machines ne peuvent se régler elles mêmes sur la puissance que ce soit pour le cas des pompes, des ventilateurs ou des compresseurs.

Puisque la roue a une forme invariable (surtout pour le cas d'une pompe centrifuge), la puissance qui est évidemment fournie par la roue, se caractérire justement par une courbe Débit-Pression et ainsi une courbe pour chaque roue différente.

Les turbo-machines contrairement aux turbines (à vapeur ou hydraulique) ne peuvent être calculées avec une grande précision.) Ainsi les calculs faits ne seront que des résultats, par conséquent, le débit demandé ne peut pas être trouvé d'une façon exacte.

La détermination des dimensions principales d'une roue et de ses aubes est beaucoup plus un choix qu'un calcul exacte parce-qu'il est fort possible, avec des tracés différents, d'avoir un même débit et une même pression.

Le choix se basera surtout sur l'obtention d'un meilleur rendement global et aussi sur les prix de production.

Dans l'étude de cette pompe, après qu'on ait posé les dimensions principales, il a fallu déterminer, d'une façon la plus exacte qui soit, la valeur et les dimentionnements, de la roue, des aubes et tracé de la volute.

CALCUL DE LA ROUE

<u>Introduction</u> : La roue est l'un des éléments les plus essentiels qui composent une turbo-machine que ce soit une pompe, un ventilateur ou un compresseur.

Grace à la grande vitesse à laquelle ellè tourne, la roue transmet au liquide (pour notre cas c'est l'eau) une énergie suffisante pour l'envoyer dans la volute avec une vitessé de sortie supérieure à la vitesse à laquelle il est rentré.

Par l'intermédiaire des aubes de la roue, en contact avec le liquide, se produit une interaction qui transforme l'energie mécanique en energie hydraulique.
A sa sortie, le liquide a un moment cinétique de même sens que W (vitesse à laquelle la roue tourne).
La vitesse à laquelle est entrainé le liquide (vitesse absolue C) peut-être considérée comme la résultante de la vitesse d'entrainement de la roue U et de la vitesse relative du liquide par rapport à la roue W

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

W : vitesse tangente à l'aube
U : vitesse tangente à la circonférence correspondante
α : Angle formée par U et C
β : Angle formé par U et W

L'angle α dépend du régime de la pompe et varie avec celui-ci
détermune l'inclinaison des aubes, il est indépendant du régime de la pompe.

Au contact des aubes, C est radiale, étant donné qu'à l'entrée de la roue, le moment cinétique de celle ci est nul.

Détermination des dimensions principales

Etant donné que les caractéristiques principales sont fixées des le début Q : Débit en m^3/h à la sortie de la volute

H : hauteur en mètre de refoulement

N : vitesse en tr/mn de rotation de la roue.

Nous avons à déterminer les dimensions principales à savoir :

D_1 : Diamètre au bec des aubes

D_2 : Diamètre extérieur de la roue

b_1 : largeur à l'entrée des aubes

b_2 : largeur à la sortie des aubes

D_2 étant déterminé en fonction de la vitesse périphérique U_2 qui est elle même fonction de H.

Ainsi on définit la relation entre U_2 et H par :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{\psi}}$$

On pourra avoir la valeur de ψ en fonction de la vitesse spécifique N_{Sq} (Kovats)

1) Calcul de la vitesse spécifique

$$N_{sq} = N \;.\; Q^{\frac{1}{2}} \;.\; H^{-3/4} \;.\; 3,65$$

$$\left.\begin{array}{l} N = 1500 \text{ tr/mn} \\ Q = 0,0277 \text{ m}^3/\text{s} \\ H = 30 \text{ m} \end{array}\right\} \quad N_{sq} = 3,65 \;.\; 1500 \; \frac{\sqrt{0,0277}}{30^{\;3/4}}$$

$$N_{sq} = 71 \text{ tr /mn}$$

2) Calcul de la vitesse d'entrainement à la sortie de la roue

$$U_2 = \sqrt{\frac{2\; g\; H}{\psi}}$$

Pour les pompes centrifuges à haute pression

si $40 < N_{sq} < 80 \Longrightarrow 1 < \psi < 1,1$ (Kovats)

On prendra $\psi = 1,1$

On aura :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2\; g \times 30}{1,1}} \qquad U_2 = 23 \text{ m/s}$$

3) Calcul du diamètre extérieur de la roue D_2

On a : $U_2 = \dfrac{\pi \; D_2 \; N}{60} \Longrightarrow D_2 = \dfrac{60 \;.\; U_2}{\pi \;.\; N}$

$$D_2 = \frac{60 \times 23}{3,14 \times 1500} \;=\!=\!=\; D_2 = 0,29 \text{ m}$$

4) Calcul du diamètre intérieur de la roue

Puisqu'on doit faire un choix on prendra $\frac{D_1}{D_2} = 0,5$

on prendra aussi $D_0 = D_1$

$$D_1 = D_2 \times 0,5 \implies D_1 = 0,29 \times 0,5$$

$$D_1 = 0,145 \text{ m}$$

5) Calcul de la vitesse d'entrainement à l'entrée de la roue

$$U_o = U_1 = \frac{D_1}{D_2} \cdot U_2$$

$$U_1 = 0,5 \times 23 \implies U_1 = 11,5 \text{ m/s}$$

6) Calcul du diamètre intérieur de la roue

$$S = \frac{Qt}{Co} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2)$$

$$\implies Di = \sqrt{D_o^2 - \frac{4 \cdot Qt}{Co \cdot \pi}}$$

on prendra Co = 4m/s

Débit total = Qt = Qu + fuites

Roue à **haute** pression et grand diamètre

$$1,04\ Q < Qt < 1,08\ Q$$

on prendra $Qt = 1,04\ Q_u$

$$\implies Di = \sqrt{0,021 - \frac{0,0277 \times 1,04}{3,14}}$$

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

7) Calcul de la vitesse d'entrainement correspondant au diamètre Di

$$Ui = \frac{Di}{D_2} \cdot U_2$$

$$\Longrightarrow \quad Ui = \frac{0{,}1}{0{,}29} \times 23 \qquad Ui = 7{,}85 \text{ m/s}$$

8) Calcul du coefficient Kd

$$Kd = \frac{Q}{U_2 \cdot D_2^2} = \frac{0{,}0277}{23 \times 0{,}29^2}$$

$$Kd = 0{,}014$$

9) Calcul du diamètre optimum de l'ouie

$$Dop = 1{,}86\ Kd^{1/3} \frac{D_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{Di}{Do}\right)^2}^{\,2}}$$

$$= 1{,}86 \times 0{,}014^{1/3} \frac{0{,}29}{\sqrt{1 - \left(\frac{0{,}1}{0{,}145}\right)^2}} \quad ==== \quad Dop = 0{,}18 \text{ m}$$

10) Calcyl de la vitesse correspondante au diamètre Dop

$$Uop = \frac{\pi \cdot N}{60} \cdot Dop$$

$$= \frac{3{,}14 \times 1500}{60} \times 0{,}18 \quad ===== \quad Uop = 14 \text{m/s}$$

11) Calcul de la distance entre Do et Di

$$a = \frac{Do - Di}{2} = \frac{0,145 - 0,1}{2}$$

$$a = 0,0225 \text{ m}$$

12) Calcul de la largeur b_1

si on prend $b_1 = 0,8$ a

$$b_1 = 0,8 \times 0,022 \Longrightarrow b_1 = 0,018 \text{ m}$$

13) Calcul de la vitesse absolue à l'entrée de la roue

$$1,08 < \frac{t_1 + t_1}{t_1} < 1,5 \Longrightarrow \frac{t_1 + t_1}{t_1} = 1,08$$

$$1,02 < \frac{t_2 + t_2}{t_2} < 1,04 \Longrightarrow \frac{t_1 + t_2}{t_2} = 1,02$$

$$C_1 = \frac{Q_t}{\pi . D_1 . b_1} . \frac{t_1 + t_1}{t_1}$$

$$= \frac{1,04 \times 0,0277}{3,14 \times 0,145 \times 0,018} . 1,08$$

$$\Longrightarrow C_1 = 3,79 \text{ m/s}$$

14) Calcul de $\beta 1$

$$tg \beta 1 = \frac{C_1}{U_1} = \frac{3,8}{11,5} = 0,33$$

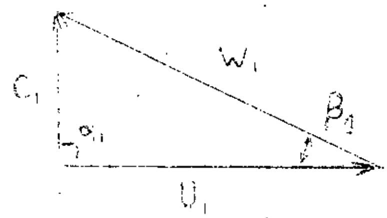
$$\beta 1 = 18,3°$$

15) Calcul de la vitesse relative à l'entrée de la roue

Pour les roues à écoulement radial, les triangles de vitesses sont définis à l'entrée et à la sortie du canal de la roue.

A l'entrée, les vitesses U_1 , C_1 ; W_1 sont connues on prendra comme c'est généralement le cas $Cu_1' = o$

$\alpha_1 = 90°$



$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2$$

$$\Longrightarrow \quad W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2}$$

$$= \sqrt{3{,}8^2 + 11{,}5^2} \Longrightarrow W_1 = 12{,}11 \text{ m/s}$$

16) Calcul de la projection de la vitesse absolue à la sortie de la roue

ηh = Rendement hydraulique

$0{,}86 < \eta h < 0{,}9$ (Roues radiales à haute pression)

on prendra $\eta h = 0{,}86$

$$Cu_2 = \frac{g.H}{U_2 \quad h} = \frac{9{,}81 \times 30}{23 \times 0{,}86}$$

$$Cu_2 = 14{,}1 \text{ m/s}$$

17) Calcul de la longueur b2 à la sortie de la roue

$b_1 = 0,5$ à $0,8a$

$b_2 = 0,5$ à $0,6\ b_1$

on fait ún choix

$b_1 = 0,8\ a$

$b_2 = 0,55\ b_1$

$$b_2 = 0,55\ b_1 = 0,55 \times 0,018$$

$$\Longrightarrow \quad b_2 = 0,01\ \mathrm{m}$$

18) Calcul de la composante radiale de la vitesse $C_2\ r$

$$\frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = 1,02$$

$$C_2\ r = \frac{Q_t}{\pi . D_2 . b_2} \cdot \frac{t_2 + \tau_2}{t_2}$$

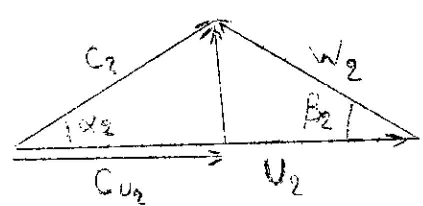
$$= \frac{0,0277 \times 1,04}{\pi\ .\ 0,29 \times 0,01} \times 1,02$$

$$C_{2r} = 3,16\ \mathrm{m/s}$$

19) Calcul de β_2 à la sortie de la roue

$$\mathrm{tg}\ \beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{u2}}$$

$$= \frac{3,16}{23 - 14,23} = 0,36$$



$$\beta_2 = 19,81\ °$$

20) Calcul de α_2

$$tg\ \alpha_2 = \frac{C_{2r}}{Cu_2} = \frac{3,16}{14,23} = 0,22$$

$$\alpha_2 = 12,52°$$

21) Calcul de la vitesse relative W_2 à la sortie de la roue

$$W_2 = \sqrt{C_{2r}^{\ 2} + (U_2 - Cu_2)^2}$$

$$= \sqrt{3,16^2 + 8,77^2} \qquad W_2 = 9,32\ m/s$$

22) Calcul de la vitesse absolue C_2) à la sortie de la roue

$$C_2^2 = C_u^2 + C_{2r}^{\ 2} \Longrightarrow C_2 = \sqrt{Cu^2 + C_{2r}^{\ 2}}$$

$$C_2 = \sqrt{14,23^2 + 3,16^2} \Longrightarrow C_2 = 14,5\ m/s$$

23) Calcul de β_∞

$$tg = \frac{2\ C_{2r}}{(U_2 - Cu_2) + U_1} = \frac{2 \times 3.16}{23 - 14,23 + 11,5} = 0,31$$

$$\beta_\infty = 17,31°$$

24) Calcul de W_{∞}.

$$W_{\infty} = \frac{(U_2 - Cu_2) + U_1}{2 \cos \beta_2} = \frac{23 - 14,25 + 11,5}{2 \cos 19,8}$$

$$W_{\infty} = 10,77 \text{ m/s}$$

CALCUL DES AUBES

Introduction :

Les aubes d'une roue ont le même rôle composée de ces ailes et transforme la vitesse en pression.
On peut déterminer le tracé des aubes en utilisant la représentation conforme et en calculant avec les valeurs moyennes.

Détermination de la surface nécessaire des aubes

Si on prend une roue avec U_2 : connue

H : constante

On peut faire varier la surface S en modifiant le nombre Z des aubes.
Si on suppose Z infini, on aura $\frac{t}{l} = 0$, ce qui revient à dire qu'il n'y a pas de débit.

Si on diminue le nombre Z des aubes, la hauteur H augmenterait rapidement. Si $\frac{t}{l}$ est très petit, le frottement ne permet pas d'obtenir H, mais on peut trouver un résultat avec une certaine valeur de t/l : limite supérieure S max.
Si on diminue S, on arrive à une valeur de la surface pour laquelle il est impossible d'obtenir la portence nécessaire, on aurait des décollements et H serait impossible à atteindre : on obtient S mini.

La roue ne peut fournir là pression demandée que si

$$S\ mini < S < S\ maxi$$

S opt implique la plus grande valeur du rendement hydraulique
ρ h augmenterait si la surface et les pertes par frottement diminuent.

SI on essaye de déterminer approximativement la longueur des ailes ;

on aurait : $l = \dfrac{D_2 - D_1}{2 \sin \beta m}$

$$\beta m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + 3 \text{ à } 10°$$

$$\beta m = \frac{18,3 + 19,81}{2} + 4° \Longrightarrow \beta m = 23°$$

$$l = \frac{0,29 - 0,145}{2 \sin 23°} \Longrightarrow l = 0,185 \ \ m$$

Pour le cas des roues centrifuges, on a généralement

$$5 < Z < 9$$

La hauteur d'élévation théorique $H_{th} = H + hp$

(hp = pertes hydrauliques)

Puisque $Cu_1 = o$ à l'entrée

$$H_{th} = \frac{U_2^2 + Cu_2^2 - Wu_2^2}{2g}$$ Equation d'**Euler**.

$$W_2^2 = C_{2r}^2 + W_{u2}^2 \Longrightarrow W_{u2}^2 = W_2^2 - C_{2r}^2$$

$$W_{u2} = \sqrt{9{,}32^2 - 3{,}16^2} \qquad Wu_2 = 8{,}76 \text{ m/s}$$

$$Hth = \frac{23^2 + 14{,}23^2 - 8{,}76^2}{2 \times 9{,}81} \qquad Hth = 33{,}3 \text{ m}$$

1) Calcul du moyen

Après plusieurs essais, on trouve Z = 9 aubes (valeur convenable)

$$t = \frac{\pi}{Z} \quad \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{0{,}145 + 0{,}29}{2} \cdot \frac{\pi}{9}.$$

$$t = 0{,}075$$

2) Calcul de t/l

$$\frac{t}{l} = \frac{0{,}075}{0{,}185} \qquad t/l = 0{,}4$$

3) Calcul de l'angle moyen de la grille β_c

$$\beta_c = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$\beta_2 = \beta_\infty + 5 \text{ à } 10° \quad , \quad \beta_2 = 17{,}3° + 7° = 24{,}3°$$

$$\beta_c = \frac{18{,}3 + 24{,}3}{2} \Longrightarrow \beta_c = 21{,}3°$$

4). Calcul du coefficient d'intéraction

$$\left\{\begin{array}{ll} t/l & = 0,4 \\ \beta c & = 21,3^\circ \end{array}\right. \Longrightarrow \frac{\xi'_p}{\xi_p} = 1,28 \qquad \text{(Kovats)}$$

5) Calcul de l'angle d'attaque δ o qui est mesuré depuis la ligne d'incidence.

$$\sin \delta_o = \frac{D_2 \cdot C_{u2} - D_1 \cdot C_{u1}}{Z \cdot l \cdot W_\infty \cdot \xi'_p / \xi_p}$$

Puisque on a considéré au début $Cu_1 = o$

on aura donc :

$$\sin \delta_o = \frac{D_2 \cdot C_{u2}}{Z \cdot l \cdot W_\infty \cdot \xi'_p / \xi_p}$$

$$= \frac{0,29 \times 14,23}{9 \cdot 0,185 \cdot 10,77 \cdot 1,28} = 0,18$$

$$\delta_o = 10,3^\circ$$

6) Calcul de la surface des aubes

$S = Z \times l = 9 \times 0{,}185$

$$S = 1{,}66\ m^2$$

7) Calcul de la surface minimum

$$S_{mini} = Z \,.\, l_{mini} = \frac{2 \times D_2 \times \pi \times C_{u2}}{1{,}5 \,.\, W_\infty\ \xi'_p / \xi_p}$$

$$= \frac{2 \times 0{,}29 \times 3{,}14 \times 14{,}23}{1{,}5 \times 10{,}77 \times 1{,}28}$$

$$S_{mini} = 1{,}25\ m^2$$

$S > S_{mini}$ $\qquad$ $1{,}66 > 1{,}25$

Passage à un nombre fini d'aubes

Pour tous les calculs précédents, on a considéré un nombre infini d'aubes : c'est à dire un fonctionnement idéal de la pompe et un rendement égale à un (1)

On essayera de calculer maintenant avec un nombre fini d'aubes et un rendement toujours égal à l'unité

1) Calcul de la hauteur théorique pour un nombre infini d'aubes

$$H_{th} = \frac{U_2\ C_{u2}}{g} = \frac{23 \times 14{,}23}{9{,}81} \qquad H_{th} = 33{,}4\ m$$

2) Calcul du coefficient d'influence du nombre d'aubes fini

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{2\,\psi}{Z\left[1 - \left(\dfrac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}}$$

$$\psi = 0{,}55 + 0{,}6 \quad \sin\beta_2 = 0{,}55 + 0{,}6 \sin 24{,}3$$

$$\psi = 0{,}8$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{2 \times 0{,}8}{9\left[1 - 0{,}5^2\right]}} \qquad \mu = 0{,}73$$

3) Calcul de la hauteur théorique pour un nombre d'aubes fini

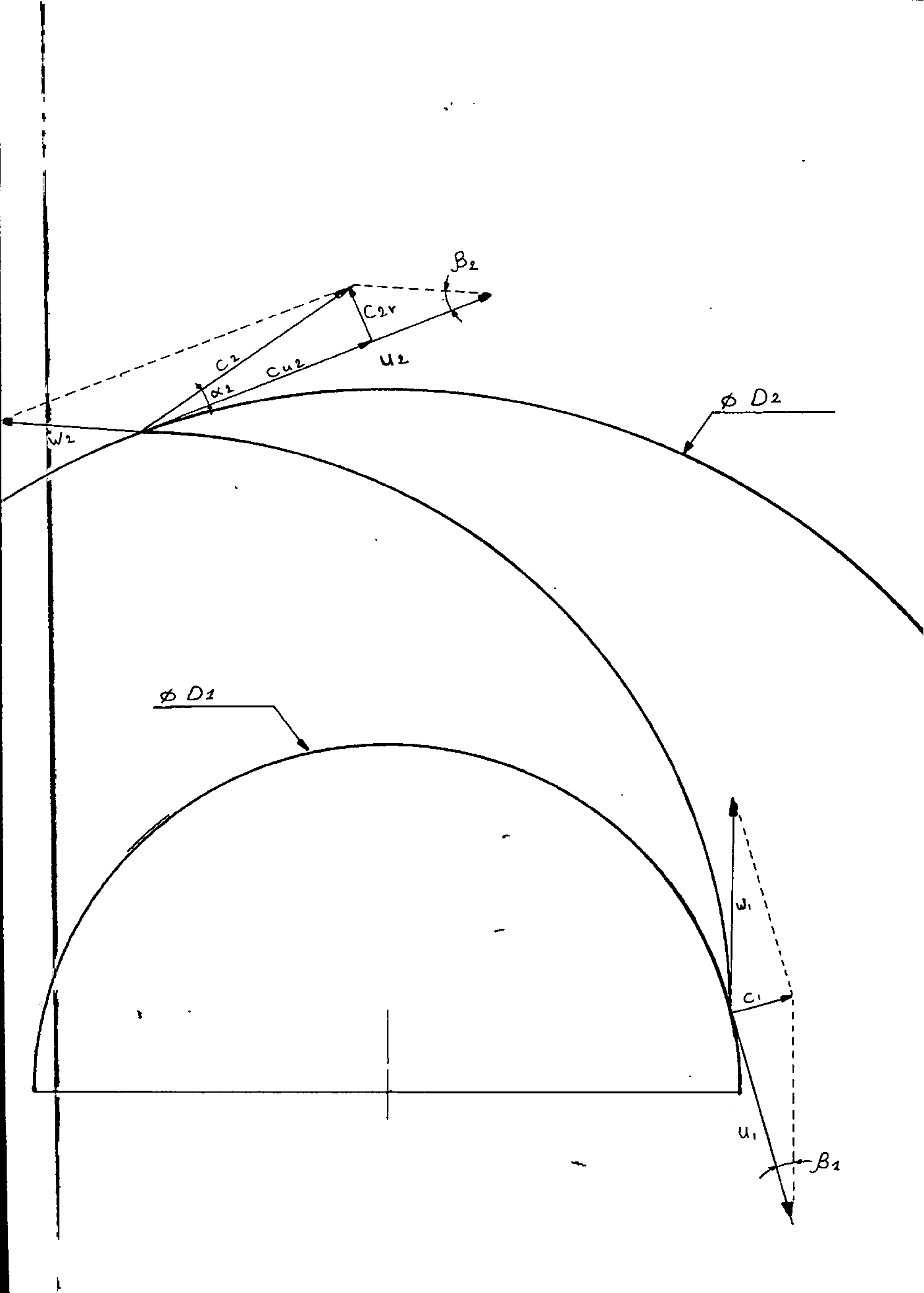
$$H_{thZ} = \mu \cdot H_{th\infty} = 0{,}73 \times 32{,}82$$

$$H_{thZ} = 24{,}4 \text{ m}$$

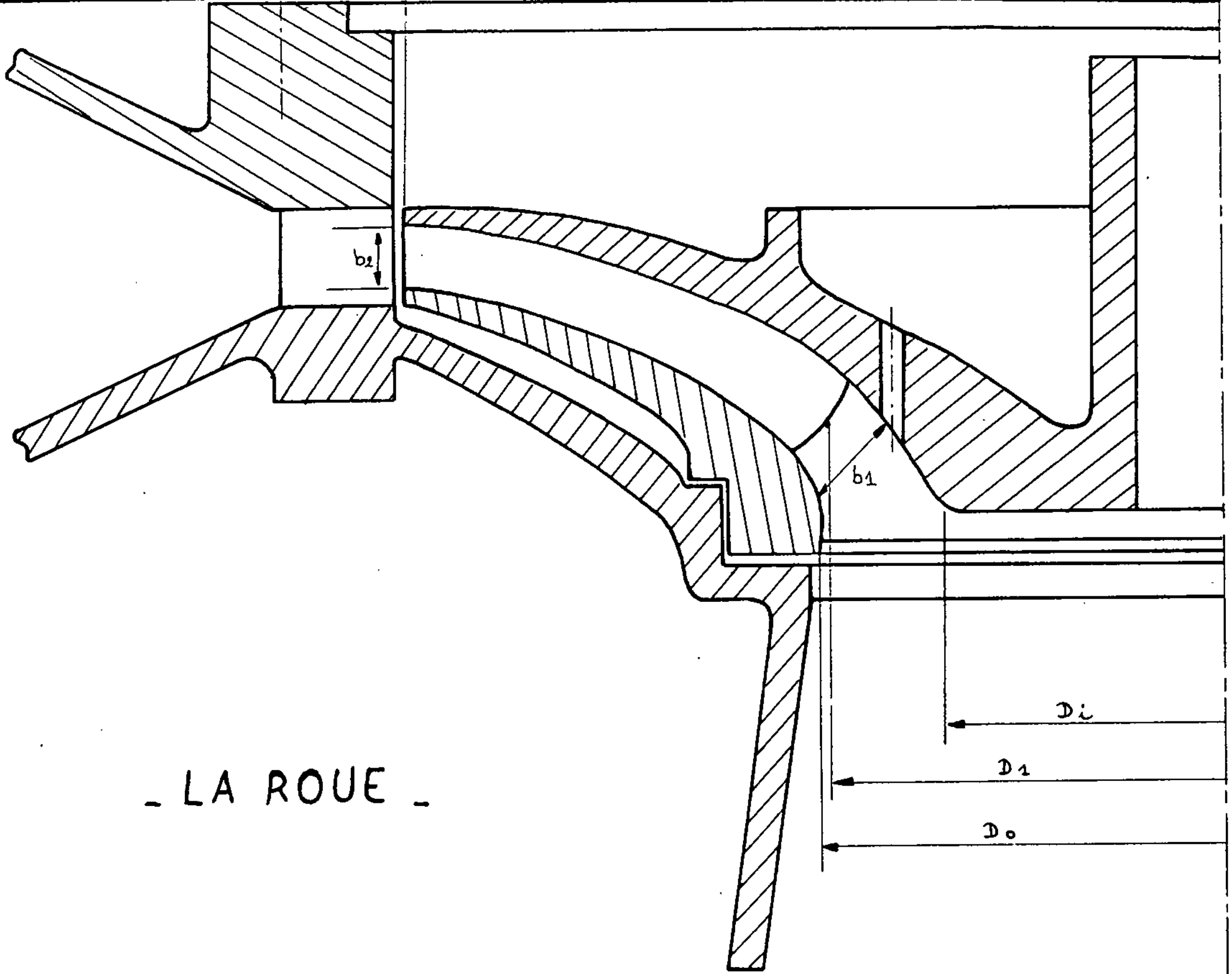
4) Calcul de la projection de la vitesse absolue à la sortie de la roue

$$C'_{2u} = \mu \cdot C_{u2} = 0{,}73 \times 14{,}23$$

$$C'_{2u} = 10{,}38 \text{ m/s}$$



β2
C2r
C2
Cu2
U2
α2
W2
⌀ D2
⌀ D1
W1
C1
U1
β1



_ LA ROUE _

5) Calcul de l'angle α'_2

$$tg\,\alpha'_2 = \frac{C_{2r}}{C'_{2u}} = \frac{3,16}{10,38} = 0,3$$

$$\alpha'_2 = 16,9°$$

6) Calcul de l'angle β'_2

$$tg\,\beta'_2 = \frac{C_{2r}}{u_2 - C'_{2u}} = \frac{3,16}{23 - 10,38} = 0,25$$

$$\beta'_2 = 14°$$

7) Calcul de la vitesse absolue à la sortie de la roue

$$C'_2 = \sqrt{C'^2_{2u} + C^2_{2r}} = \sqrt{10,38^2 + 3,16^2}$$

$$C'_2 = 10,84 \text{ m/s}$$

8) Calcul de la vitesse relative à la sortie de la roue

$$W'_2 = \sqrt{C^2_{2r} + (u_2 - C'_{2u})^2} = \sqrt{3,16^2 + 12,62^2}$$

$$W'_2 = 13 \text{ m/s}$$

9) Calcul de la variation $\Delta\ c'_{2u}$

$$\Delta C'_{2u} = C_{2u} - C'_{2u} = 14,23 - 10,38$$

$$\Delta c'_{2u} = 3,85 \text{ m/s}$$

Remarque

Ce qu'on a considéré au début sur le cas d'une pompe idéale à un nombre infini d'aubes n'est plus le même avec ce qu'on vient de considérer maintenant.

L'écoulement est différent, la répartition du courant n'est plus régulière.

Puisque la répartition des vitesses relatives et absolues n'est plus régulière et étant donné le nombre infini d'aubes, on est obligé de tenir compte des vitesses moyennes :

C'_{2u} : Valeur moyenne importante

$C_{2u} > C'_{2u}$, $Z = o$ $\Longrightarrow$ $C'_{2u} = o$

Le liquide sort suivant une direction radiale.

Traçage des aubes

On essaye de faire la représentation la plus simple c'est à dire le traçage des aubes au moyen d'un seul arc de cercle avec comme rayon :

$$\rho = \frac{1}{4} \cdot \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_2 \cos\beta'_2 - D_1 \cos\beta_1} = \frac{1}{4} \quad \frac{0,29^2 - 0,145^2}{0,29 \cos 24,3 - 0,145 \cos 183}$$

$$\rho = 0,12 \text{ m}$$

CALCUL DE LA VOLUTE

Introduction :

La volute est un diffuseur à aile unique qui a pour but d'effectuer la transformation de l'énergie cinétique contenue dans le fluide sortant de la roue en energie de pression.
Malgré que dans la plupart des pompes centrifuges, on utilise les diffuseurs à aubes, rien ne s'oppose à l'emploi des diffuseurs (sans aube) ou volute.
Il existe un certain nombre tout de même de modèles qui en comportent.
La volute se prolonge d'un cône divergent qui permet de ralentir de façon sensible la vitesse de sortie de la roue.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

Si la vitesse absolue C_2 à la sortie de la roue n'est pas très importante, le ralentissement dûe à la divergence suffira pour se passer d'un diffuseur et on mettra directement la volute à la sortie de la roue.
La suppression du diffuseur constitué évidemment un grand avantage de simplicité qui se traduit par une diminution du prix.

L'expérience montre qu'à la sortie de la roue, l'eau sort sous un angle à peu près constant sur toute la périphérie. L'angle moyen est égal approximativement à l'angle α'_2 du triangle réel des vitesses.

$$tg\,\alpha'_2 = \frac{C_{2r}}{Cu_2} = \frac{3,16}{14,23} = 0,22$$

$$\alpha'_2 = 12,5°$$

En fait le frottement modifie l'écoulement idéal (sans perte d'énergie) et la vitesse tangentielle varie en fonction de la longueur du chemin parcouru.

Le calcul théorique et les résultats des essais permettent de connaitre avec une assez grande précision le ralentissement global. Il nous sera alors facile de calculer les diverses sections d'une volute récupérant l'énergie cinétique avec le rendement optimal.

Tracé de la volute

Si on suppose dés le début que la volute est divisée en 8 sections. La vitesse tangentielle Cu_2 à la sortie de la roue varie en fonction de l'éloignement du centre d'après la relation

$$R \cdot Cu = Cte.$$

L'inclinaison des parois latérales de la volute ne doit pas être supérieure à 30 ou 35° si on veut éviter les décollements.
On prendra : $\alpha = 33°$

Les éléments caractéristiques de la volute

D_3 : Diamètre du cercle de base

b_3 : largeur de ce diamètre

α_v : l'angle au bec de la volute

Si $N_{sq} = 71$ tr/mn

On a : $$100 \frac{D_3 - D_2}{D_2} = 7,8 \qquad \text{(Stepanoff)}$$

$$D_3 = 0,312 \text{ m}$$

Coefficients K

$$100\, K = 35 \Longrightarrow K = 0,35$$

$$\alpha_v = \quad °$$

on a $b_3 = 1,6$ à $1,75\ b_2$

on prendra :

$$b_3 = 1,7\ b_2$$

$$b_3 = 0,017 \text{ m}$$

d'après Steponoff , les sections de volute peuvent être calculées en admettant une vitesse moyenne constante de la volute

$$C_{3\,m} = K . \sqrt{2 \times g \times H} = 0, \sqrt{2 \times 9,81 \times 30}$$

$$C_{3m} = 7,035 \text{ m/s}$$

on prendra $C \leqslant 8$ m/s

1) Calcul de la section d. sortie de la volute

$$S = \frac{Q}{C_{3m}} = \frac{0,0277}{7,035} \Longrightarrow S = 0,00\,3937 \text{ m}^2$$

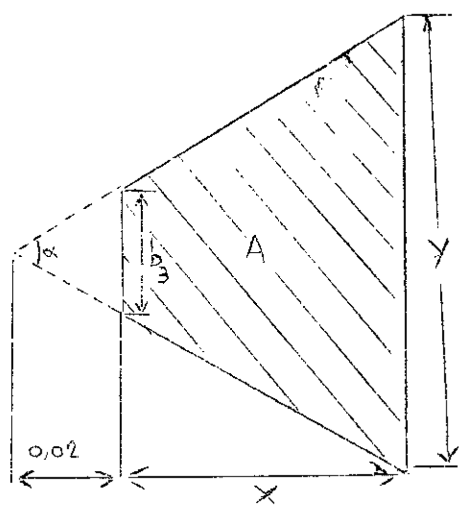
2) Calcul des hauteurs aux différentes sections

On sésigne par X la hauteur
" " " Y la base

$b_3 = 0,017$ m

3) Surface du trapèse A

$$S = \frac{b_3 + Y}{2} . X$$



On calcule y en fonction de x

$$\frac{0,02}{0,02 + X} = \frac{0,017}{Y} \Longrightarrow Y = 0,017 + 0,85 \, X$$

$$S = \frac{(0,017 + 0,85\,x + 0,017)\,X}{2} = (0,034 + 0,85\,x)\frac{X}{2}$$

On sait que :

$$S \times C_{3m} = n.Q$$

$$7(0,02 + 0,85 \times).\frac{X}{2} = n \cdot 0,0277$$

de l'équation on aura :

$$X^2 + 0,024 \times - \frac{n \cdot 0,0277}{0,42 \times 7} = o$$

Si on décompose la volute en 8 sections

$n = \frac{1}{8} \Longrightarrow \times = 0,0242$

$n = \frac{2}{8} \Longrightarrow \times = 0,0379$

$n = \frac{3}{8} \Longrightarrow \times = 0,0485$

$n = \frac{4}{8} \Longrightarrow \times = 0,0575$

$n = \frac{5}{8} \Longrightarrow \times = 0,0651$

$n = \frac{6}{8} \Longrightarrow \times = 0,0725$

$n = \frac{7}{8} \Longrightarrow \times = 0,0795$

$n = \frac{8}{8} \Longrightarrow \times = 0,0855$

<u>Détermination des Y correspondants</u>

$n = \frac{1}{8} \Longrightarrow Y = 0,0375$

$n = \frac{2}{8} \Longrightarrow Y = 0,0492$

$n = \frac{3}{8} \Longrightarrow Y = 0,0582$

$n = \frac{4}{8} \Longrightarrow Y = 0,0658$

$n = \frac{5}{8} \Longrightarrow Y = 0,0722$

$n = \frac{6}{8} \Longrightarrow Y = 0,0786$

$n = \frac{7}{8} \Longrightarrow Y = 0,0845$

$n = \frac{8}{8} \Longrightarrow Y = 0,0896$

4) Calcul de la hauteur moyenne

$$Xm = \frac{\sum_{1}^{8} x}{8} \Longrightarrow Xm = 0,0588$$

5) calcul de la surface moyenne

$$Sm = \frac{b + Ym}{2} \times Xm = \frac{0,017 + 0,0669}{2} \times 0,0588$$

$Ym = 0,0669$ $\qquad\qquad$ $Sm = 0,002466 \ m^2$

6) Calcul du périmètre moyen

$$Pm = 0,017 + 0,0669 + 2 \times 0,0588$$

$$Pm = 0,2 \ m$$

7) Calcul du centre de gravité de la surface moyenne de la volute

$$OG_2 = \frac{\int x \, Y \, dX}{\int Y \, d \, X}$$

on passe en coordonnées polaires

$$\left.\begin{array}{l} x = R \cdot \cos \theta \\ y = R \cdot \sin \theta \end{array}\right\} \Longrightarrow OG_2 = \frac{\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} R^3 \sin^2 \theta \cos \theta \, d\theta}{\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} R^2 \sin^2 \theta \, d\theta}$$

$$OG_2 = \frac{R \left[\frac{\sin^3 \theta}{3}\right]_{-17\pi/25}^{17\pi/25}}{\left[\frac{\theta}{2} - \frac{\sin 2\theta}{4}\right]_{-17\pi/25}^{17\pi/25}} \Longrightarrow OG_2 = 0,059 \ m$$

$$OG_1 = \frac{2}{3} \times 0,02 = 0,01333$$

	Si	OGi	S × OGi
A1	122.10^{-6}	$13,33.10^{-3}$	1626.10^{-9}
A2	2344.10^{-6}	59.10^{-3}	$140.640.10^{-9}$
$\sum A$	2466.10^{-6}		$142.266.10^{-9}$

8) Centre de gravité de la surface moyenne

$$OG = \frac{\sum OGi \times Si}{\sum Si} = \frac{142.266.10^{-9}}{2466.\ 10^{-9}}$$

$$OG = 0,0577$$

9) Détermination de la hauteur

$$Xm = 0,0577 - 0,02 \Longrightarrow Xm = 0,0377 \text{ m}$$

10) Calcul du rayon moyen sur la volute

$$Rm = \frac{D2}{2} + Xm + 0,002 = \frac{0,29}{2} + 0,0377 + 0,002$$

$$Rm = 0,184 \text{ m}$$

11) Calcul de la longueur moyenne de la volute

$l_m = 2 . \pi \; R_m = 2 \times 3,14 \times 0,184$

$l_m = 1,155 \text{ m}$

$\begin{cases} l_s = 0,21 \text{ m} \\ d_m = 0,10 \text{ m} \end{cases}$

CALCUL DES PERTES HYDRAULIQUES

Les pertes hydrauliques comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformations d'énergie on essayera de déterminer les pertes hydrauliques dans la roue, dans la volute et dans le cône.
La perte de transformation d'énergie hp au point d'adaptation est plus ou moins constante par rapport à la hauteur de refoulement.

1) Calcul des pertes hydrauliques dans la roue

on a : $h'p = 0,05\ H2$ (pour les pompes centrifuges à grand débit)
Kovats

Répartition de la transformation d'énergie dans la roue

$$H_2 = \left(1 - \frac{\Psi}{4}\right) \cdot H = \left(1 - \frac{1,1}{4}\right) 30$$

$$\Longrightarrow H_2 = 21,75 \text{ m}$$

$\Longrightarrow h'p = 0,05 \times 21,75$

$$\Longrightarrow h'p = 1,08 \text{ m}$$

En utilisant les dimensions moyennes :

a) $e = \dfrac{e1 + e2}{2.} = \dfrac{0,024 + 0,033}{2} \Longrightarrow e = 0,028 \text{ m}$

b) $$b = \frac{b1 + b2}{2} = \frac{0,018 + 0,01}{2} \Longrightarrow b = 0,014 \text{ m}$$

c) $$W = \frac{W1 + W2}{2} = \frac{12,11 + 9,32}{2} \Longrightarrow W = 10,9 \text{ m/s}$$

l étant la longueur d'une aile

$$l = 0,185 \text{ m}$$

$$h''pr = \frac{1}{4} \lambda \frac{2e + 2b}{e \cdot b} \cdot l \cdot \frac{W^2}{2g}$$ (Kovats)

température de l'eau = 15° (eau servant à l'irrigation)

$$\nu = 1,1 \cdot 10^{-6} \quad m^2/s^2$$ (Kovats)

$$Re = \frac{b \cdot W}{2 \cdot \nu} = \frac{0,014 \times 10,9}{2 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1} \qquad Re = 0,7 \cdot 10^5$$

$\Longrightarrow \lambda = 0,037$ avec $\frac{\varepsilon}{b} = \frac{1}{100}$, ε : rugosité

Ainsi :

$$h''pr = \frac{1}{4} \lambda \frac{2e + 2b}{e \cdot b} \, l \cdot \frac{W^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{4} \cdot 0,037 \; \frac{2(0,028 + 0,014)}{0,028 \times 0,014} \cdot 0,185 \; \frac{10,9^2}{2 \times 9,81}$$

$$h''pr = 2,22 \text{ m}$$

2) Calcul des pertes hydrauliques dans la volute

$$H_2 = \frac{\Psi . H}{4} = 1,1 . \frac{30}{4}$$

$$H_2 = 8,25 \text{ m}$$

$$h'pv = 0,05 \times 8,25 \Longrightarrow h'pv = 0,41 \text{ m}$$

$$\lambda v = \lambda r \times 0,85 = 0,037 \times 0,85$$

$$\lambda v = 0,031$$

$$hp = \lambda . \frac{l}{d} \quad \frac{C_{3m}^2}{2g}$$

Si on repporte cette formule aux données de la volute on aura :

$$h''pv = \lambda v \sum_{n=o}^{\lambda} \frac{ln}{dn} \quad C_{3m}^2 \quad \frac{1}{2g}$$

Avec les résultats trouvés elle devient

$$h'' pv = \frac{\lambda v}{4} . \frac{Pm}{Sm} . lm . \frac{C_{3m}^2}{2g} = \frac{0,031}{4} . \frac{0,2}{0,00246} 1,15 . \frac{7^2}{2g}$$

$$h'' pv = 1,8m$$

3) Calcul des pertes hydrauliques dans le cône diffuseur

$$E = \lambda v . \frac{ls}{dm} . \frac{C_{3m}^2}{2g} \quad \text{(Kovats)}$$

avec toujours $\lambda v = 0,85 \times \lambda r$

$$= 0,031 . \frac{0,21}{0,1} . \frac{7^2}{2g} \qquad E = 0,162 \text{ m}$$

4) somme des pertes

$$\sum hp = h'pr + h''pr + h'pv + h''pv + E$$

$$= 1,08 + 2,22 + 0,41 + 1,8 + 0,162$$

$$\Longrightarrow \sum hp = 5,67 \text{ m}$$

5) Calcul de la hauteur reelle

$$Hr = H_{thZ} + \sum hp = 24 + 5,67$$

$$Hr = 29,67 \text{ m}$$

6) Calcul du rendement hydraulique

$$\eta h = \frac{H_{thZ}}{Hr} = \frac{24}{29,67}$$

$$\eta h = 0,8$$

Rëmarque :

Malgré le calcul et la détermination des pertes hydrauliques par rapport à la roue, la volute et le diffuseur, il existera, dans la plupart des cas, des pertes supplémentaires qui ne se produisent pas au point normal sauf evidemment quand la machine est mal construite ce qui est fréquemment le cas. Les pertes supplèmentaires sont causées par la turbulure et le retour du courant entre les ailes. Si la divergence des canaux entre les ailes est forte et si le pas t/l est élevé , le décollement se produit des que le débit diffère du débit normal c'est ce qui faut éviter.

CALCUL DES PERTES VOLUMETRIQUES

Entre l'entrée et la sortie de la roue existe une différence de pression non négligeable qui se crée à cause des fuites qui se font surtout par les joints.
Afin de diminuer les fuites, on s'arrange pour multiplier les obstacles au passage du fluide, tout en maintenant un jeu déterminé jugé mécaniquement indispensable.
Le jeu doit être réduit le plus possible jusqu'à une certaine limite qui depend essentiellement de la construction de la pompe.

1) Calcul des pertes de fuites au niveau des joints

$$q'f = \pi . Do . J . \sqrt{\frac{2g\ H}{\lambda \frac{L}{J} + 1,5}} \quad \text{(Sedille)}$$

j : jeu de labyrinthe $\qquad$ j = 0,00015m

$\lambda = 0,025$ à $0,05$ $\qquad$ on prend $\lambda = 0,04$

$\frac{L}{J} = \frac{1}{30}$ à $\frac{1}{50}$ $\qquad$ on prend $\frac{L}{J} = \frac{1}{40}$

$$q'f = \pi . 0,145 . 15 . 10^{-5} \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 30}{\frac{0,04}{40} + 1,5}}$$

$$\Longrightarrow \quad q'f = 0,0014\ m^3/s$$

2) Calcul des pertes de fuites sur la chicane

$$q'f = \frac{Q}{1000} \cdot \frac{Do}{D_2} \cdot \frac{1}{Kd} \sqrt{0,75 + 0,25 \left(\frac{D1}{D2}\right)^2 - \left(1 - \frac{\Psi}{2}\right)^2}$$

$$= \frac{0,0277}{1000} \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{0,014} \sqrt{0,75 + 0,25 \, (0,5)^2 - \left(1 - \frac{1,1}{2}\right)^2}$$

$$q''f = 0,00088 \quad m^3/s$$

3) somme des fuites

$$q = qf + q'f = 0,00\,14 + 0,000\,88$$

$$q = 0,0022 \ m^3/s$$

4) Calcul du rendement volumétrique

$$\eta \, v = \frac{Q}{Q + q} = \frac{0,0277}{0,0277 + 0,0022}$$

$$\eta \, v = 0,926$$

CALCUL.DES PERTES MECANIQUES

Les pertes mécaniques sont dues surtout au frottement des paliers et des presses - étoupes-

Les pertes d'énergie par frottement du disque de la roue sur le fluide ne constituent pas une perte de transformation d'énergie. Elles doivent être considérées comme des pertes mécanique.

1) Calcul de la puissance absorbée par le frottement de flasque

$$\mathcal{T}_f = C.\ u_2^3\ D_2^2\ \left(1 + 5 \cdot \frac{b2}{D2}\right) \text{ en CV} \quad \text{(Kovats)}$$

C : facteur dépendant du coefficient de frottement du disque sur le fluide

on prendra :

$$C = 8\ 10^{-4} \quad \text{(Eau , surfaces polies)}$$

$$\mathcal{T}_f = 8{,}10^{-4} \cdot 23^3 \cdot 0{,}29^2 \left(1 + 5\ \frac{0{,}017}{0{,}29}\right)$$

$$\mathcal{T}_f = 1{,}05 \text{ Cv}$$

2) Calcul de la puissance utile

$$\mathcal{T}_u = \frac{Q \cdot \overline{W} \cdot Hr}{75} = \frac{0{,}0277 \times 1000 \times 33{,}5}{75}$$

$\overline{W}$ = poids spécifique du fluide véhiculé

$$\mathcal{T}_u = 12{,}4 \text{ Cv}$$

3) Puissance totale

$$\mathcal{T}_t = \frac{\mathcal{T}_u}{\eta_v \cdot \eta_h} = \frac{12,4}{0,926 \times 0,8} \Longrightarrow \mathcal{T}_t = 16,7 \text{ Cv}$$

4) Puissance absorbée par le frottement dans les paliers et dans les presses étoupes

En général, les pertes $\mathcal{T}_p + \mathcal{T}_{pe}$ ne dépassent pas 5% de la puissance totale $\mathcal{T}_t$.
Etant donné que la somme de ces 2 pertes est très petite, nous pourrons la considérer égale en majorant à :

$$\mathcal{T}_p + \mathcal{T}_{pe} = 0,8 \text{ Cv}$$

5) Calcul du rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{1,05 + 0,8}{16,7}} \Longrightarrow \eta_m = 0,89$$

6) Calcul du rendement global

$$\eta = \eta_m \times \eta_v \times \eta_h = 0,89 \times 0,926 \times 0,8$$

$$\eta = 0,7$$

CALCUL DES PUISSANCES

-=-=-=-=-=-o0§0o-=-=-=-=-=-=-

1) Puissance utile

$$P_u = \frac{\overline{W} \cdot Q \cdot H_{th\infty}}{1000} = \frac{1000 \cdot 0{,}0277 \times 33{,}5}{1000}$$

$$Pu = 0{,}93 \text{ KW}$$

2) Puissance effective

$$Pe = \frac{\overline{W} \cdot Q \cdot Hr}{1000 \cdot \eta_v \cdot \eta_h} = \frac{Pu}{\eta_v \cdot \eta_h} = \frac{0{,}93}{0{,}926 \times 0{,}8}$$

$$Pe = 1{,}25 \text{ KW}$$

3) Puissance totale

$$Pt = \frac{Pu}{\eta} = \frac{0{,}93}{0{,}7} \Longrightarrow Pt = 1{,}33 \text{ KW}$$

4) Puissance du moteur

Si nous supposons que l'arbre moteur est relié à l'arbre de la roue par un accouplement.

$$\eta_{tr} = 1$$

$$Pm = \frac{k \cdot Pt}{\eta_{tr}} \qquad 1{,}05 < k < 1{,}5$$

on prend $k = 1{,}1$

$Pm = 1,1\ Pt = 1,1 \times 1{,}33$

$$Pm = 1,46 \quad KW$$

5) Puissance hydraulique

$$Ph = (Q + q)\ \frac{Hr\ .\ \overline{W}}{1000 .\ \eta h} = (0,0277 + 0,0022)\ \frac{33,5 . 1000}{1000 \quad \times 0,8}$$

$$Ph = 1,25 \quad KW$$

C A V I T A T I O N

Le phénomène de cavitation ne se produit pas si la pression absolue en un point quelconque de la pompe atteint la valeur de la tension de vapeur saturante.

Il se produit des choses importantes causées par les collisions entre les molécules du liquide.
Des perforations peuvent se produire au niveau des ailettes et des parois de la roue pouvant causer des ruptures d'ailes.
La cavitation produit aussi des fortes vibrations qui peuvent diminuer sensiblement la longevité de la pompe.

La depression totale (dynamique)

$$ho = \frac{(1 + K)\, C_1^2 + k \cdot u_1^2}{2g} \qquad 0,15 < k < 0,2$$

on prend k = 0,18

$$= \frac{1,18 \cdot 3,79^2 + 0,18 \cdot 11,5^2}{2g}$$

ho = 2 m

$$P\ atm = P_A + \overline{W}\ \frac{V_A}{2g} + \overline{W}\ ha + \overline{W}\ J\,A$$

$ha + J_A = Ha$ (hauteur pratique d'aspiration

$ha = o \Longrightarrow J_A = 0$

$Ha = 0$

$$\Longrightarrow \sigma = \frac{10,33}{30} = 0,34$$

$$\sigma = 0,34$$

σ : C6efficient de cavit ation critique

$\sigma = \frac{ho}{H}$ D'après le tableau donnant hsq = 71 en fonction de la vitesse spécifique (Kovats)

pour Nsq = h tr /mn $\Longrightarrow \sigma = 0,055$

$$\sigma = \frac{ho}{H} = \frac{2}{30} \Longrightarrow \sigma = 0,06$$

On considère que la hauteur d'immersion est toujours constante, Pour cela, la pompe continuera toujours d'aspirer grace à la marge de sécurité de notre coefficient de cavitation tout en maintenant la vitesse de rotation du moteur à 1500 tr/mn

TRACE DES CARACTERISTIQUES

1) Caractéristiques d'une pompe à aubes finies

Théorème d'Euler : $H_{th} = \dfrac{Cu2 \quad U2}{g}$

D'après le triangle des vitesses de sortie

$$Cu_2 = U_2 - \frac{C_{2m}}{tg\,\beta_2}$$

on aura :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot C2m}{g \cdot tg\,\beta_2}$$

l'équation de continuité nous donne $Q = 2.\pi . r2 . b2 . C2m$

$$\Longrightarrow C_{2m} = \frac{Q}{2\pi . r2 . b2}$$

$$\Longrightarrow H_{thZ} = \mu H_{th\infty} = \mu \frac{U_2^2}{g} - \mu \frac{U_2 \cdot Q}{g . 2\pi . r2 . b2 . tg\,\beta_2}$$

$$= \mu . \frac{U_2}{g} \left[U_2 - \frac{Q}{\pi . D_2 . b_2 . tg\,\beta_2} \right]$$

2) Pertes de charge dues au frottement

$$h\,1 = k\,1 . Q_o^2 \Longrightarrow k1 = \frac{hf1}{Q_o^2}$$

$$\sum hp = hf_1 = 5,67 \text{ m}$$

$$Q_o = 0,0277 \ m^3/s$$

$$\Longrightarrow k1 = \frac{5,67}{(0,0277)^2} \Longrightarrow k1 = 7389,64$$

3) Pertes de charge dues aux chocs

$$hf_2 = k_2 \left(1 - \frac{Q}{Q_o}\right)^2$$

avec $$k_2 = \frac{\varphi}{2g} \left[W_1^2 + \frac{U_2^2}{1 + p} \right]$$

on a :
$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{60} = 0,3 + 0,6 \times \frac{19,81}{60} \Longrightarrow$$

$$\varphi = 0,5$$

$$p = \frac{\pi . \sin \beta_2}{Z \left[1 - \left(\frac{D1}{D2}\right)^2 \right]} = \frac{\pi . \sin 19,81}{9 \left[1 - 0,5^2 \right]} \Longrightarrow$$

$$p = 0,157$$

$$\Rightarrow k2 = \frac{0,5}{2 \times 9,81} \left[11,5^2 + \frac{23^2}{1 + 0,157} \right]$$

$$k_2 = 15$$

Remarque :

On essayera de tracer la courbe caractéristique dans un système H = f (Q) On tracera 2 droites à Z = ∞ et à Z = nombre fini

TABLEAU DES VALEURS

$H_{H\infty}$

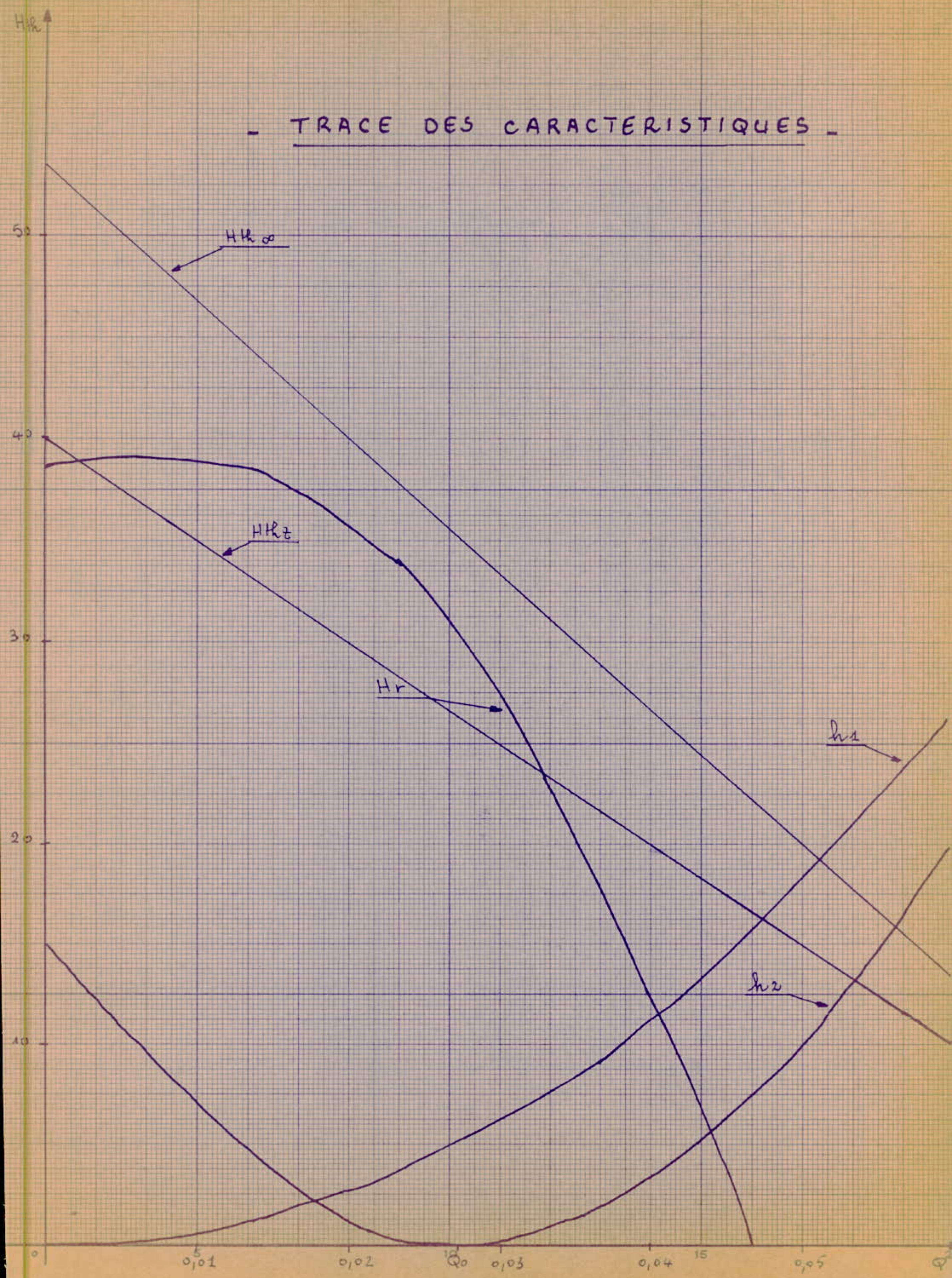
Q	$H_{H\infty}$
0	53,92
0,08	0

H_{Hz}

Q	H_{Hz}
0	40
0,08	0

Q	h_1	h_2	Σh_p
0	0	15	15
0,01	0,74	6,12	6,86
0,02	2,95	1,16	4,11
0,0277	5,67	0	5,67
0,03	6,65	0,1	6,75
0,04	11,82	3	14,82
0,05	18,47	9,72	28,19
0,06	26,6	20,4	47

- TRACE DES CARACTERISTIQUES -



CALCUL DE L'EQUILIBRAGE

La pression statique n'étant pas la même des 2 cotés de la roue, elle crée une poussée résultante axiale pouvant atteindre les valeurs importantes. Pour cela, on doit déterminer les differentes poussées qui agissent sur la rouecentrifuge.

Poussée produite par la pression P2 diminuée par Δ PW par La rotation du fluide extérieur sur la face II

1) Pression à la sortie

$$P2 = \frac{\overline{W}}{2g} \cdot (U_2^2 - U_1^2 - W_2^2 + W_1^2) \qquad \text{(Kovats)}$$

$$= \frac{1000}{2 \times 9,81} (23^2 - 11,5^2 - 9,32^2 + 12,11^2)$$

$$\Longrightarrow P2 = 23269 \ Kg/m^2$$

2) Pression Δ PW II due à la rotation du fluide extérieur sur la face II

$$\Delta PW\ II = \bar{W}\ \frac{U_2^2 - U_o^2}{8g} = 1000\ \frac{23^2 - 11,5^2}{8g}$$

$$\Delta PW\ II = 5055,42\ Kg/m^2$$

3) Pression Δ PWI due à la rotation du fluide extérieur sur la face I

$$\Delta PW\ I = \bar{W}\ \frac{U_2^2 - U_{op}^2}{8g} = 1000 \cdot \frac{23^2 - 14^2}{8g}$$

$$\Delta PWI = 4243,1\ Kg/m^2$$

4) Chutes de pressions aux joints extérieurs et à ouie

q'f = débit de fuite

$$= \mu_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot S_2 \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta P_2}{\bar{W}}}$$

avec μ_2 = coefficient de débit = 0,4

S_2 = Diamètre du jeu = 0,002

$$\Longrightarrow q'f = 0,4 \cdot \pi \cdot 0,29 \cdot 0,002 \sqrt{\frac{2g\ \Delta P_2}{1000}}$$

Puisque q'f = 0,0014 m^3/s

$$\Longrightarrow \Delta P_2 = \frac{0,0014^2 \times 1000}{0,4^2 \times \pi^2 \times 0,29^2 \times 0,002^2 \times 2g}$$

$$\Delta P_2 = 188,24\ Kg/m^2$$

5) Détermination de la poussée axiale résultante

$$Pa = \frac{\pi}{4}\left[(D_2^2 - D_o^2).\Delta P_2 + (D_{op}^2 - D_i^2)(p_2 - \Delta pw_1 - \bar{w}\,\frac{U_{op}^2 - U_o^2}{16g} - \frac{\bar{w}\,Co^2}{g}\right]$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur

$$\Longrightarrow \quad Pa = 123,95 \text{ Kg}$$

Puisqu'il y a une symétrie de révolution de la roue (centrifuge) la réaction du fluide sur la roue ne comporte qu'un seul couple et une résultante axiale.

Cette résultante axiale interviendra plus tard dans la calcul du dimensionnement de la pompe (roulements d'appui)

6) Calcul de la poussée statiqueq

$$Ps = \pi . \frac{(Do^2 - Di^2)}{4} . \quad (p2 - P1) \qquad \text{(Sédille)}$$

$$= \pi \quad \frac{(0,145^2 - 0,1^2)}{4} \quad (23269 - 10330 \ )$$

$$\Longrightarrow \quad Ps = 112 \text{ Kg}$$

Si C1 étant la vitesse d'entrée, la poussée totale dirigée vers l'aspiration.

$$P_{st} = \pi . \frac{(Do^2 - Di^2 \ )}{4} \quad (p2 - p1 \ ) - \quad \rho . \frac{Q\ C1}{g} \quad = Ps \ - \frac{\rho . Q.C1}{g}$$

$$Pst = 99,4 \text{ Kg}$$

On doit tenir compte des variations de pressions le long des flasques de la roue (variations dues à l'entrainement partiel du fluide) en rotation, par le frottement des parois externes de la roue)

5

7) Poussée axiale statique résultante

$$\text{Pax st} = \pi \cdot \frac{(Do^2 - Di^2)}{4} \left(p_B - \overline{w} \cdot \frac{u_1^2 - ui^2}{16g} \right) \qquad \text{(Sédille)}$$

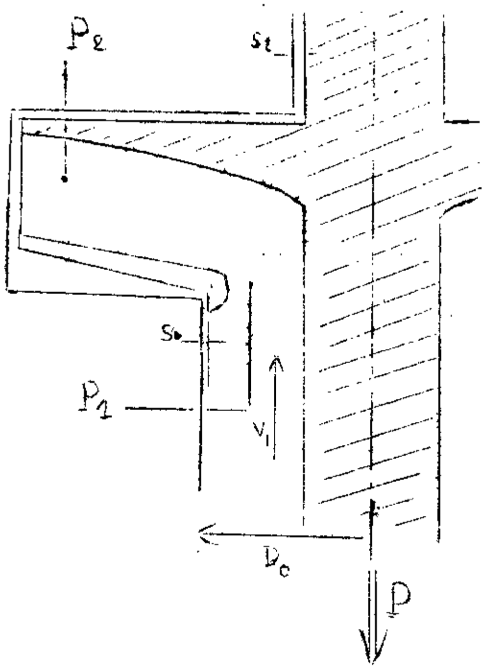
P_B : Pression à la garniture d'ouie

$$P_B = p2 - \frac{\overline{w} \left(u_2^2 - u_1^2 \right)}{2g} = 23269 - \frac{1000(23^2 - II,5^2)}{2g}$$

$$P_B = 2969 \ Kg/m^2$$

$\Longrightarrow$ Pax st = 21,75 Kg

Puisque l'axe de la pompe étant vertical, ,nous devons bien entendu tenir compte du poids du mobile.



Pour réduire la poussée axiale (surtout si elle est importante), on utilise une garniture d'équilibrage. Pour cela, on perce l'ouie de la roue de trous, pour que derrière ce barrage puisse regner la pression d'aspiration p_1 , le diamètre de la garniture peut être celui de la garniture d'ouie.

La pression qui regne derrière la garniture d'équilibrage est différente (en général) de la pression p_1 et ceci pour 2 raisons :

a) le passage de la fuite d'équilibrage arrière par les trous de flasques de la roue correspond à une certaine perte de charge , ce qui remonte cette pression d'une certaine quantité.

b) la fuite d'équilibrage, qui sort du barrage avec une vitesse périphérique égale à la moitié de celle de la roue à cet endroit, à tendance à prendre dans l'espace compris entre la roue et la stator l'allure d'un tourbillon.

CALCUL MECANIQUE

A- Corps

Le corps est généralement en fonte, constitue l'assise de la pompe et sert de fond pour la volute.

1) Epaisseur du corps

Si on prend pression inférieure à 5 Kg/cm^2

$$\Longrightarrow 2e = \sqrt{\left(\frac{\sigma + 0,4\,p}{\sigma - 1,3\,p} - 1\right)} . D \qquad \text{(Kovats)}$$

$$\Longrightarrow \quad e = \sqrt{\frac{\sigma + 0,4\,p}{\sigma - 1,3\,p} - 1}\;) . \frac{D}{2}$$

$250 Kg/cm^2 < \sigma < 300\ Kg/cm^2$

$D = 0,4\ m$, on prendra $\sigma = 260.10^4\ Kg/m^2$

$P = \bar{w}H = 1000 \times 30 = 30.000\ Kg/m^2$

$$\Longrightarrow \quad e = \left(\sqrt{\frac{260\ 10^4 + 0,4\ 30\ 000}{260\ 10^4 - 1,3\ \ 30\ 000} - 1}\right) \cdot \frac{0,4}{2}$$

$$\Longrightarrow e \simeq 4mm$$

2) Epaisseur de la volute

$$e > \sqrt{\frac{P.D^2}{4}} \qquad \text{(Kovats)}$$

$$\Longrightarrow \quad e > \sqrt{\frac{30\ 000 \ .\ 0,29^2}{4.260\ .\ 10^4}} \quad \Longrightarrow \quad e = \quad 30mm$$

La volute est en fonte, elle est boulonnée avec le corps de palier

B - la roue

Les roues de pompes sont faites généralement en fonte pour éviter un prix de revient très excessif.
La roue est coulée en une seule pièce

C Arbre

L'arbre de la pompe sera en acier inoxydable, placée verticalement, soutenu par des paliers de butée.
Le calcul d'un arbre doit tenir compte

- couple résistant , torsion
- tension axiale

Le couple moteur agit dans la section de l'arbre prés de l'accouplement.
La torsion se produit entre les paliers et la roue. Sa tension a lieu pour notre cas (pompe verticale)

1) Calcul du moment de torsion de l'arbre

Pression :

$$p = \frac{H \cdot g \cdot \bar{w}}{10^5} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 1000}{10^5} \Longrightarrow p = 3 \text{ bars}$$

Puissance

$$p = \frac{Q \cdot P}{10 \cdot \eta} = \frac{1 \quad 27,7 \times 3}{10 \cdot 0,5} \Longrightarrow P = 16,62 \text{ KW}$$

Couple

$$C = \frac{60.000 \times 16,62}{2 \times 3,14 \cdot 1500} \Longrightarrow \quad C = 106 \text{ m.N}$$

2) Diamètre minimum (torsion)

$$d \geqslant \sqrt{\frac{360.000 \cdot \mathcal{C}}{N \cdot \tau}} \qquad \text{(Kovats)}$$

τ = 500 Kg/cm^2 (fatigue de glissement)

$\mathcal{C}$ = Puissance en chevaux

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{360.000 \times 22,58}{1500 \cdot 500}}$$

$$d = 3 \text{ cm}$$

3) Fatigue d'extension (pompes verticales)

$$\sigma = \frac{4 \ (Pa + G)}{\pi \cdot D^2}$$

G : poids du mobile
Pa : poussée axiale
D : Diamètre de l'arbre

Détermination du poids G du mobile

a) Poids de la roue

$$V = Z.l.e.b$$

V : volume total des aubes

l = 0,185 m
e = 0,03 dm
Z = 9 aubes
b = 0,014 m

$$V_1 = 0,07 \text{ dm}^3$$

Volume total d'un cylindre

Di = 1dm   l = 0,6 dm

$$V = \frac{\pi . Di^2 . l}{4} = \frac{3,14 \times 1 \times 0,6}{4}$$

$$\Longrightarrow \quad V_2 = 0,471 \ dm^3$$

Les aubes et le cylindre sont en fonte

$\rho = 7,2$ Kg /dm^3

Vtotal = $V_1 + V_2 \Longrightarrow$ Vtotal $= 0,541 \ dm^3$

Volume de la demi-sphère

demi-sphère en Acier ! $\rho = 7,8$ Kg /dm^3

$$V = \frac{2}{3} . \pi . R^3$$

Si on a   R = 0,3 dm

$$V = \frac{2}{3} . \pi . 0,3^3 \Longrightarrow V = 0,056 \ dm^3$$

Détermination des poids

a) $Vt = 0,541 \ dm^3$

$\rho = 7,2$ Kg/dm^3

$\Longrightarrow \quad m_1 = \rho . Vt = 7,2 \times 0,541 \Longrightarrow m_1 = 3,9$ Kg

b) $V = 0,056 \ dm^3$

$\rho = 7,8$ Kg/dm^3

$\Longrightarrow \quad m_2 = \rho . V = 7,8 \times 0,056 \Longrightarrow m_2 = 0,436$ Kg

Poids total

$$Mt = m_1 + m_2 = 3,9 + 0,436 \Longrightarrow Mt = 4,336 \quad Kg$$

Détermination du poids de l'arbre

$$\left.\begin{array}{l} d = 0,3 \text{ dm} \\ l = 10 \text{ dm} \end{array}\right\} \quad S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \Longrightarrow S = 0,07 \text{ dm}^3$$

volume de l'arbre

$$V = S \times l = 10 \times 0,07 \Longrightarrow V = 0,7 \text{ dm}^3$$

L'arbre en Acier : $\rho = 7,8 \text{ Kg/dm}^3$

$$\Longrightarrow Ma = V \times \rho = 0,7 \times 7,8 \Longrightarrow Ma = 5,5 \text{ Kg}$$

Détermination de la fatigue d'extension

$$\sigma = \frac{4 (Pa + G)}{\pi \cdot D^2}$$

$$G = Mt + Ma = 4,336 + 5,5 \Longrightarrow G = 9,836 \text{ Kg}$$

$$\Longrightarrow \sigma = \frac{4 (123,95 + 9,83)}{\pi \cdot 3^2}$$

$$\Longrightarrow \sigma = 19 \text{ Kg /cm}^2$$

4) Détermination du diamètre de l'arbre par la torsion

$$Mt \leqslant Rpg \cdot \frac{Io}{v} \qquad \frac{Io}{v} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Mt = 106 m.N

$$Mt \leqslant Rpg \cdot \frac{d^3}{16} \Longrightarrow d^3 \geqslant \frac{Mt \times 16}{Rpg \times \pi}$$

On prend Rpg = 5 da N/mm^2

$$\Longrightarrow d \geqslant \sqrt[3]{\frac{106 \times 10^2 \times 16}{3,14 \times 5}} \Longrightarrow d \geqslant 22,1 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

5) Détermination des dimensions de la presse étoupe

Pour éviter les fuites et bien assurer l'étanchéité (pompes immergées) on utilise souvent des presses étoupes.

$e = 0,6$ à $0,8 \sqrt{d}$ on prendra $e = 0,8 \sqrt{d}$

d = diamètre de l'arbre

$$\Longrightarrow e = 0,8 \sqrt{30} = 4,38 \text{ mm}$$

on prend e = 5 mm

6) Calcul de la longueur où on met les tresses

l = 3 à 4e on prend l = 4 e

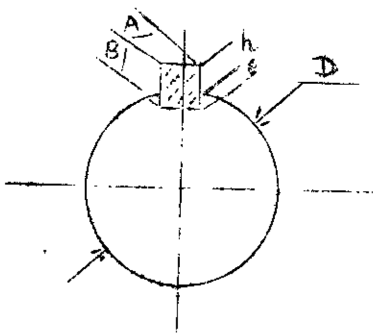
$$l = 4 \times 5 \Longrightarrow l = 20 \text{ mm}$$

7) Détermination des dimensions de la clavette

clavette qui lie la roue à l'arbre de rotation

couple à transmettre C = 106 m.N

$$T = \frac{C \times 2}{D_2} = \frac{106 \times 2}{0,29} \Longrightarrow T = 731 \ N$$



pour D = 30 mm

$$\begin{cases} A = 8 \text{ mm} \\ B = 7 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\begin{cases} e = 4 \text{ mm} \\ h = 3,3 \text{ mm} \end{cases}$$

Longueur de la clavette

$$\frac{T}{S} \leqslant Rp \qquad S = A \times l \Longrightarrow \quad l \geqslant \frac{T}{Rp \cdot A}$$

$$Rp = 100 \ N/mm^2 \Longrightarrow l \geqslant \frac{731}{100 \times 8} \Longrightarrow l \geqslant 0,9 \text{ mm}$$

infiniment petit

Condition de non - matage

$$\frac{T}{S} \leqslant Rp \Longrightarrow \frac{T}{l \times \frac{B}{2}} < Rp$$

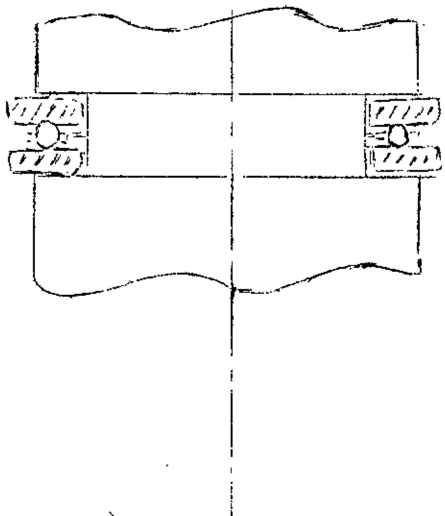
$$\Longrightarrow l > \frac{T}{\frac{B}{2} \cdot Rp} \Longrightarrow l > \frac{7310}{3,5 \cdot 100}$$

$$\Longrightarrow l > 22 \text{ mm}$$

on prendra longueur de clavette = 30 mm

8) Détermination des roullements

on aura 2 sortes de roullements
D'abord un roullement butées de billes qui jouera le rôle d'appui sur l'arbre de la roue.
Ensuite deux roullements à billes pour guidage



$P = Fa \qquad (Fr = o)$

charge axiale minimale

$$Fa \geqslant \frac{Co}{1000} \quad / \quad Fa > ka \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2$$

$Fa = 133,63\ Kg \quad = 1311\ N$

On supposera que la durée de vie des roullements sera de :

$H = 50.000$ heures

$P = Y.Fa$ avec $Y = 1$

$P = 1311\ N$

$N = 1500$ tr/mn

$$\frac{C}{p} = 16$$

$\Longrightarrow e = 20976\ N = 20,976\ KN$

D'après le catalogue S K F

pour D = 30 mm

$\Longrightarrow$ Roulements S K F. 51206.x.NF.12

Roulements de guidage

D = 30 mm

Serie NF 18 . Ref . SKF . 61806

2 Roulements pour guider l'arbre de transmission

C O N C L U S I O N

--=oO§Oo=--

Nous venons de faire l'étude d'une pompe centrifuge immergée qui servira à l'irrigation. C'est une pompe montée verticalement de telle sorte que la roue soit immergée et ainsi elle pourra être démarrée sans que nous soyons obligé de procéder à l'évacuation de l'air.

Comme l'accés aux parties immergées et le relevage de la pompe seraient difficiles, on construit souvent ces pompes avec une partie intérieure amovible pouvant être retirée par le haut.

Les calculs et les résultats sont, à quelques exceptions près, les mêmes pour toutes les pompes centrifuges immergées ou non.

Notre pompe comporte aussi bien des avantages que des inconvénients. Sa qualité première étant son auto-amorçage du fait que la hauteur d'aspiration est nulle. On ne sera pas obligé de manœuvrer manuellement de l'arbre de la roue pour faire échapper l'air qui aurait pu se trouver dans la roue ou dans la volute contrairement aux pompes non immergées.

Les quelques inconvenients qu'elle a, qui ne sont pas négligeables, nous pose des problèmes supplèmentaires de construction et d'élaboration.

Nous savons que tout appareil travaillant en continu sous l'eau, risque à la longue de s'abimer.

L'arbre en acier inoxydable ou en Cr Ni , le problème de L'étanchéité qui est doit être étudié severement, nous imposent un prix de revient très élevé.

Au niveau de l'étude proprement dite, ous les résultats que nous avons trouvé ne sont qu'approximatifs. Toute étude de pompe doit passer par l'essai pratique d'une pompe de même genre pour pouvoir corriger au préalable et de la sorte améliorer le rendement global.

T A B L E   DES   M A T I E R E S

Pages

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

I - A de K O V A T S — POMPES , VENTILATEURS , COMPRESSEURS CENTRIFUGES ET AXIAUX
G DESMUR
(Edition Dunod)

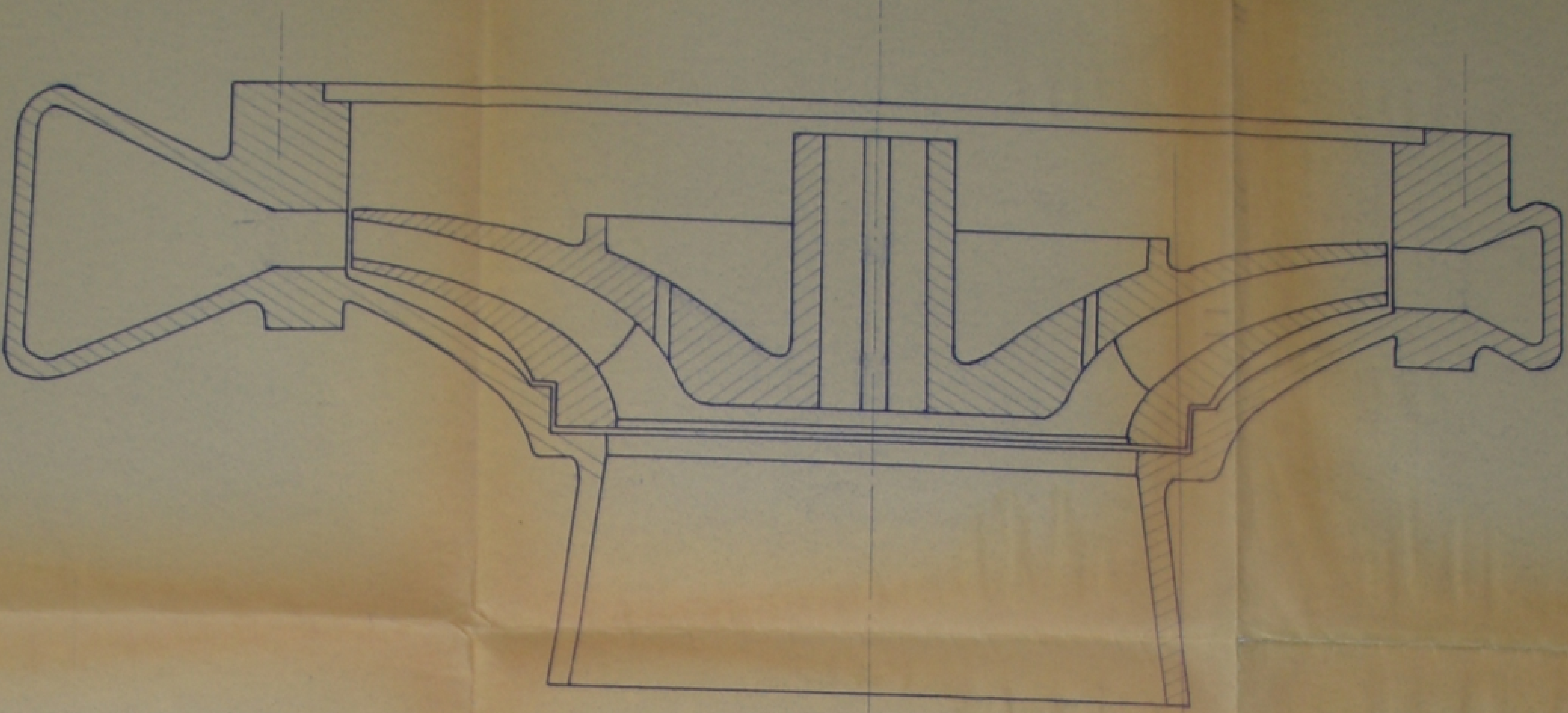
II - M. SEDILLE — TURBO-MACHINES HYDRAULIQUES ET THERMIQUES
Tome II Pompes centrifuges et axiales
Turbines hydrauliques
(Edition : MASSON et Cie)

III - F. BERNARD — ELEMENTS DE CONSTRUCTION
A.L. TOURANCHEAU
L. VIVIER — ORGANES POUR FLUIDES

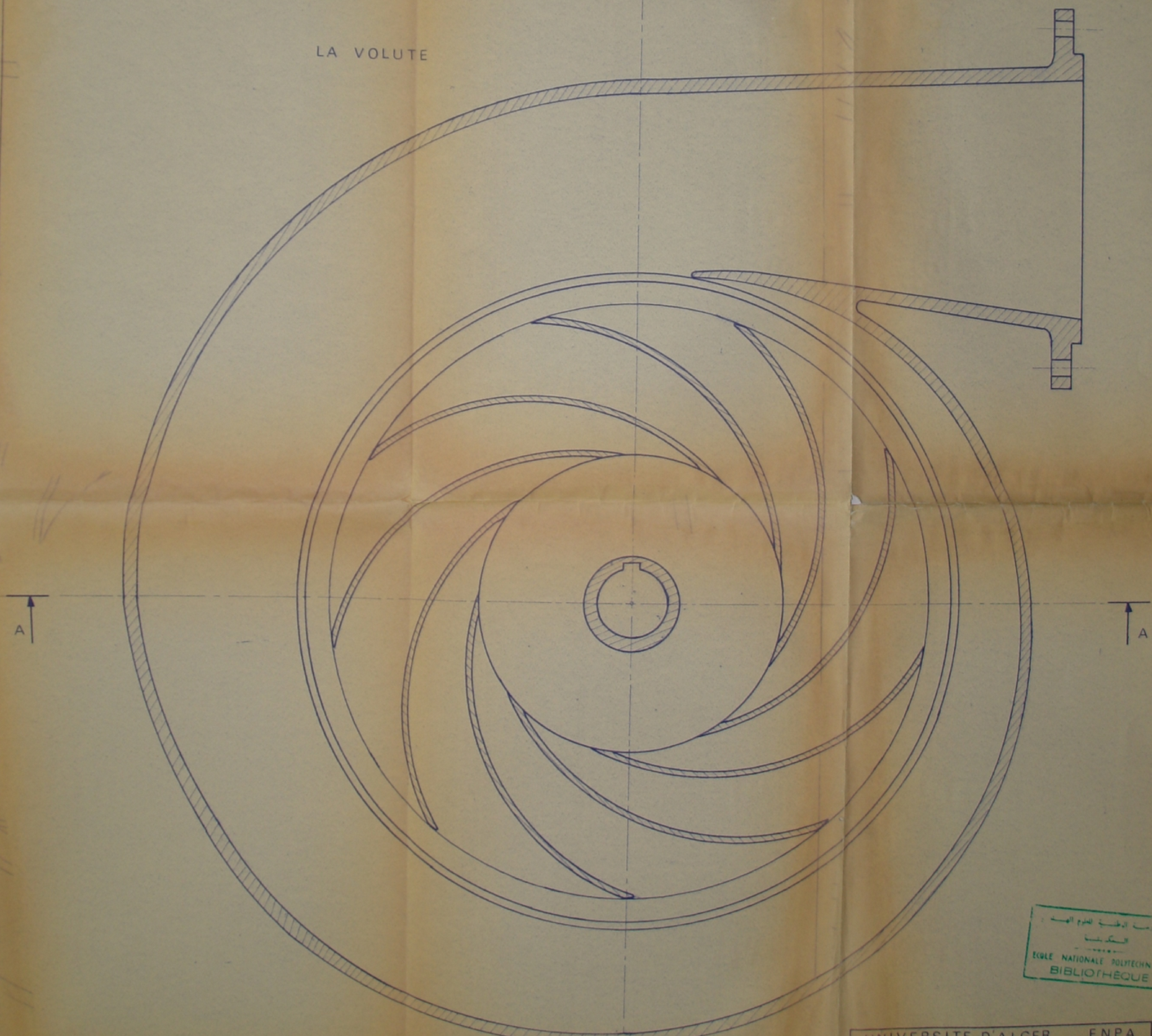
IV A.J. STEPANOFF — Pompes centrifuges et Pompes hélices

(Edition : Dunod)

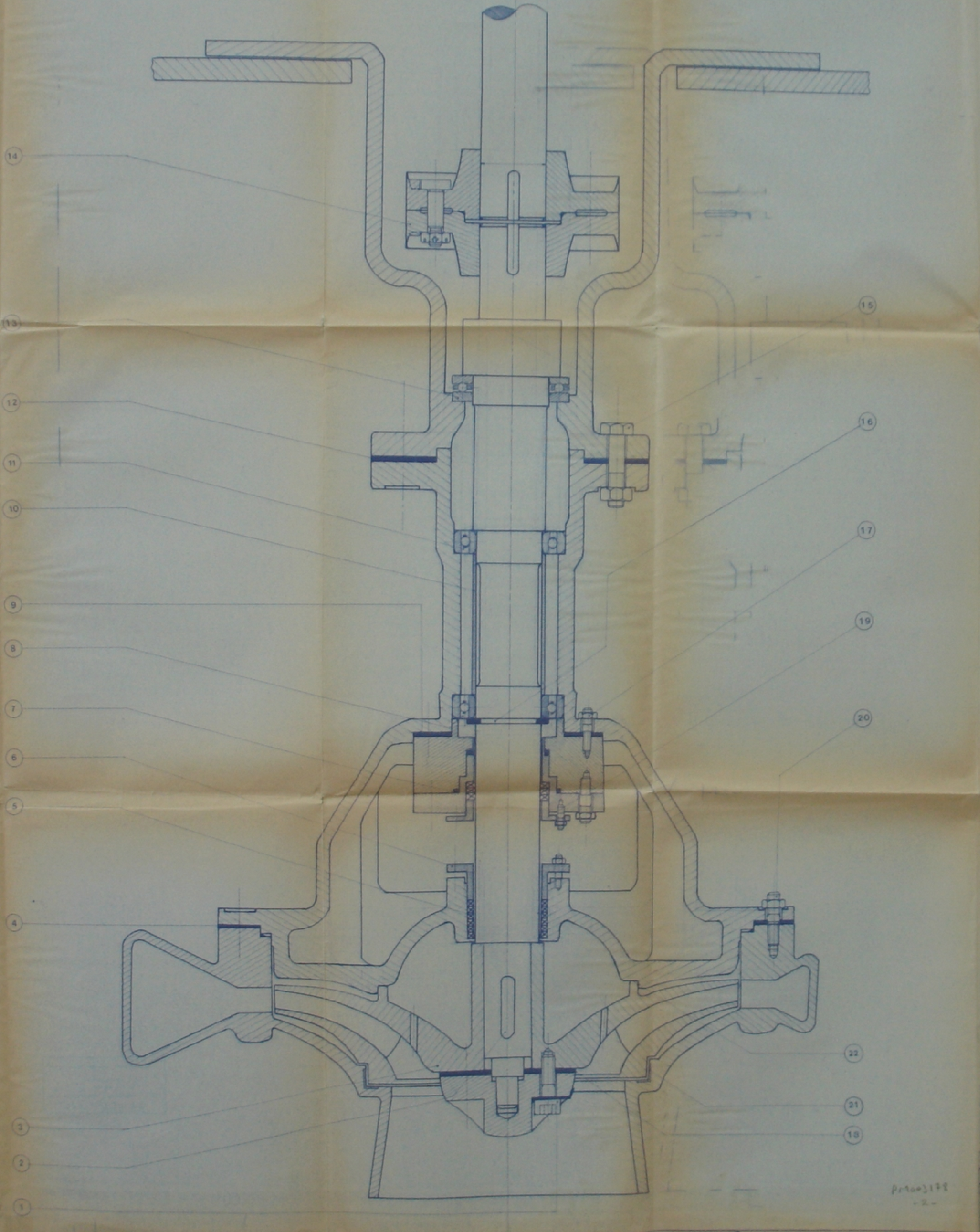
LA ROUE COUPE A A



LA VOLUTE



UNIVERSITE D'ALGER ..... ENPA	Echelle:1
VOLUTE ET ROUE	ALLIA H.
	Janv 1978



Rp	Nb	DESIGNATION	MATIERE
22	1	Axe	
21	1	Bague d'usure	BRONZE
20	6	Goujon M 7, 50	ACIER DOUX
19	1	Presse étoupe	ACIER MI DUR
18	1	Joint plat	CAOUTCHOUC
17	6	Goujon M6, 25	ACIER DOUX
16	1	Circlips	
15	6	Boulon à écrou M 10, 5	ACIER DOUX
14	1	Accouplement	
13	1	Roulement d'appui SKF NF12.5008	
12	1	Joint plat	CAOUTCHOUC
11	1	Roulement de guidage SKF NF10.6006	
10	1	Entre toise	BRONZE
9	1	Joint plat	CAOUTCHOUC
8	1	Roulement de guidage SKF NF10.6006	
7	1	Joint torique	CAOUTCHOUC
6	1	Presse Etoupe	ACIER MI DUR
5	5	Garniture	
4	1	Joint Plat	CAOUTCHOUC
3	1	Roue	FONTE
2	1	Clavette à bout rond	ACIER DOUX
1	4	Vis CHc M 12, 25 à Plaquette Arrêtoir	ACIER MI DUR

UNIVERSITE D'ALGER – ENP

POMPE CENTRIFUGE IMMERGEE

ECHELLE 1

ALLIA H

Janvier 1970

PROJET

Pr?003178

-2-