

38/83
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

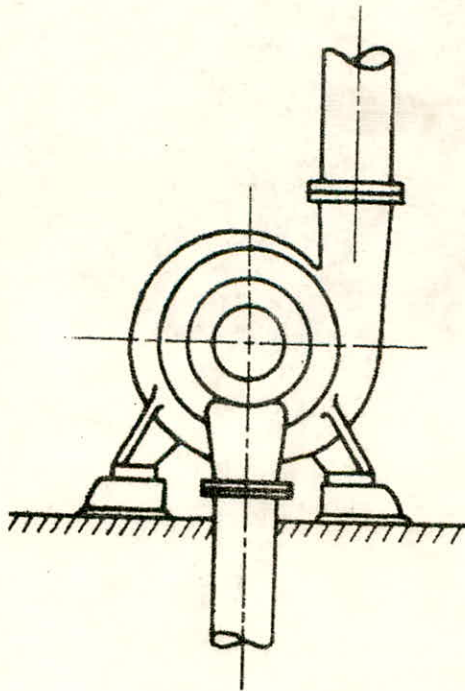
UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
الميكانيكية
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

ÉTUDE D'UNE STATION DE POMPAGE D'EAU D'INCENDIE



PROPOSE PAR:
M^r BARAKA
INGÉNIEUR A U.R.P.T.D
S.N.S

DIRIGE PAR:
M^r BOUAZIZ
MAÎTRE ASSISTANT

ÉTUDE PAR:
M. OURARI

PROMOTION JANVIER 1983

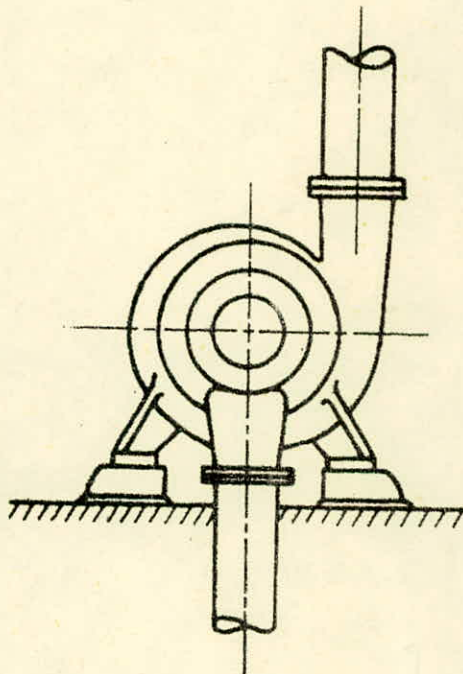
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UNE STATION DE
POMPAGE D'EAU D'INCENDIE



PROPOSE PAR:
M^r BARAKA
INGENIEUR A U.R.P.T.D
S.N.S

DIRIGE PAR:
M^r BOUAZIZ
MAITRE ASSISTANT

ETUDIE PAR:
M. OURARI

PROMOTION JANVIER 1983

REMERCIEMENTS

J'exprime mes vifs remerciements à mon Promoteur M^r Bouaziz M^d pour sa Contribution à l'étude de ce projet.

Je remercie vivement M^r Baraka T^k, Ingénieur à la SNS pour avoir proposé le sujet et pour la riche documentation qu'il a mise à ma disposition.

J'exprime également ma profonde et éternelle reconnaissance à mon oncle Ourari M^d qui m'a prêté main forte dans la réalisation de ce polycopié.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mon père qui m'a "conduit" à l'école.
- Ma mère qui a souffert pour moi.
- Mes frères et soeurs.
- Mes proches parents et amis qui m'ont aidé durant toutes mes études.

Ourari Mahmoud.

SOMMAIRE

	Page
Chapitre 0 .	
- Introduction	1
- Description et fonctionnement de la station	2
- Type de pompes utilisées	3
- Description des équipements de lutte contre l'incendie	5
Chapitre I. ÉTUDES PRÉLIMINAIRES .	
A. Circuit d'aspiration	6
- Schéma de l'installation	7
- Calcul du diamètre de la tuyauterie	7
- Hauteur énergétique d'aspiration	8
- Calcul du NPSH _d	10
- Calcul de l'épaisseur de la tuyauterie .	12
B. Circuit de refoulement.	13
- Calcul des pertes de charge .	13
- Hauteur énergétique de refoulement.	15
- Hauteur énergétique totale d'élévation	15
- Choix de la pompe .	16
- Vérification à la cavitation	16
- épaisseur de la tuyauterie .	18
- protection des canalisations	19
C. Choix du réservoir hydrofort.	20
- Description et fonctionnement.	20
- choix et calcul du réservoir .	21

Chapitre II. CONSTRUCTION DE LA POMPE .

A - Dimensions principales de la roue .	23
- diamètre extérieur de la roue .	24
- Vitesses méridiennes d'entrée et de Sortie .	24
- diamètre intérieur de la roue .	25
- Triangle des vitesses d'entrée .	25
- Triangle des vitesses de sortie .	26
- Calcul du nombre d'aubes .	27
- Calcul des pas , des largeurs de la roue .	27
- diamètre du moyeu et épaisseur des aubes .	28
- Tracé du profil de l'aube .	29
B - Calcul de la volute .	32
- Rôle et dimensions de la volute .	32
- Tracé de la volute .	34

Chapitre III. Caractéristiques de Fonctionnement de la pompe .

- Hauteurs d'Euler H_{thz} et $H_{th\infty}$.	35
- Tracé des courbes $H_{thz}(Q)$, $H_{th\infty}(Q)$.	36
- Rendement hydraulique	41
- Caractéristique $H(Q)$ de la pompe .	42
- Caractéristique $H_i(Q)$ de l'installation .	43
- Graphes .	44
- Rendements volumétrique et mécanique .	45
- Rendement global .	46
- Graphes	49
- Adaptation de la pompe au régime désiré .	50

Chapitre IV. CALCULS MECANIQUES -

- Epaisseur du corps de la volute. 51
- Calcul de l'arbre de la pompe. 52
- Calcul de la clavette de la roue. 53
- Calcul des roulements. 54
- Calcul des masses des organes mobiles. 56
- Vérification de l'arbre à la résistance. 58

Chapitre V. Choix des moteurs. 61.

Chapitre 0. - INTRODUCTION -

Vu l'importance de l'eau dans la vie, l'homme ne cesse d'utiliser tous les moyens lui permettant de la capter, de la stocker et de l'utiliser au moment et au lieu voulu.

En plus de la quantité de ce liquide indispensable à la consommation domestique, il faut également satisfaire l'industrie qui absorbe des quantités énormes d'eau par jour utilisées dans plusieurs domaines.

Dans ce secteur où le feu peut facilement se déclarer par accident ou par autre cause, l'homme utilise l'eau comme un moyen de lutte contre ce danger pouvant ravager tout l'environnement et anéantir tous les biens.

Ainsi, lors de l'étude d'un projet de réalisation d'une unité industrielle on prévoit un système d'équipements de sécurité destiné à combattre un incendie pouvant se déclarer éventuellement dans l'unité.

Parmi ces équipements on trouve ceux utilisant de l'eau sous pression fournie par une centrale qu'on désigne par STATION DE Pompage. d'eau pour incendie, C'est le thème de l'étude qui suit.

Description et Fonctionnement de la station.

La station de pompage comprend:

- une pompe principale entraînée par un moteur électrique, c'est elle qu'on met en marche en cas d'incendie.
- une pompe de secours identique à la précédente, entraînée par un moteur Diesel et destinée à fonctionner en cas de coupure du réseau électrique ou défaillance de la pompe principale.
- une petite pompe électrique servant à maintenir le circuit de refoulement sous une pression de 4 bars. Cette pompe refoule dans un réservoir hydrofort lequel provoque l'enclenchement ou le déclenchement de la pompe suivant la pression régnant à l'intérieur. Dès que la pompe principale est enclenchée, la petite pompe doit être mise hors service par un dispositif automatique de déclenchement.
- un réservoir en béton semi-enterré et d'une capacité environ 240 m^3 d'eau. Ce réservoir est alimenté directement par le réseau d'eau de ville.

Notre étude sera limitée et portera sur les caractéristiques de l'installation et l'étude constructive de la pompe principale.

- TYPE DE POMPE UTILISÉE -

En fonction de la nature du fluide à pomper, du débit et de la hauteur d'élevation, on choisit le nombre de pompes à utiliser, on détermine les caractéristiques de l'installation.

Choix du type de pompe :

Dans la gamme des pompes, on distingue :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes volumétriques.
- Les pompes à piston.

Ces trois catégories de pompes diffèrent par leur principe de fonctionnement et par leur construction.

Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

La roue, organe mobile des pompes centrifuges, munie d'aubes est animée d'un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un moteur électrique. Elle fournit au fluide une énergie cinétique dont une partie est transformée en énergie de pression dans un organe fixe appelé volute.

Le développement des pompes centrifuges a été très rapide grâce aux progrès réalisés dans l'emploi de la force motrice électrique. Ces pompes présentent les avantages suivants : - Facilité d'accouplement aux moteurs électriques et thermiques.

- Groupes légers, donc peu coûteux et peu encombrants.

-4-

- Entretien facile .

- Usure Faible car un seul organe mobile, La roue.

Nous adoptons donc des POMPES CENTRIFUGES .

Ces pompes sont destinées pour le pompage d'eau incendie, donc elles ne fonctionnent pas en régime continu, leur mise en marche est exceptionnelle, c'est à dire juste en cas d'incendie ou pour vérification.

Pour ces raisons, les pompes à choisir doivent être de construction simple et par conséquent leur prix à bon marché.

Description des équipements de lutte contre l'incendie.

Les équipements utilisés sont :

1. Les robinets d'incendie armés (RIA).

Ils sont placés dans des armoires murales teintées en rouge au niveau de chaque atelier présentant le risque d'incendie.

Ces robinets doivent être bien visibles et bien accessibles.

Le débit moyen d'un RIA est d'environ $10 \text{ m}^3/\text{h}$ sous une pression de 5 bars environ.

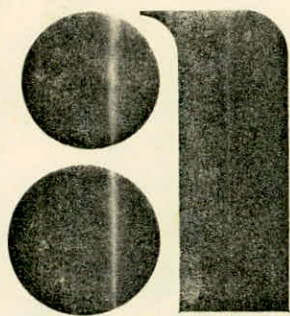
2. Les poteaux d'incendie (PI).

Ils sont placés à l'extérieur des locaux et aux alentours de l'unité.

Le PI débite environ $60 \text{ m}^3/\text{h}$ sous une pression de 3,15 bars.

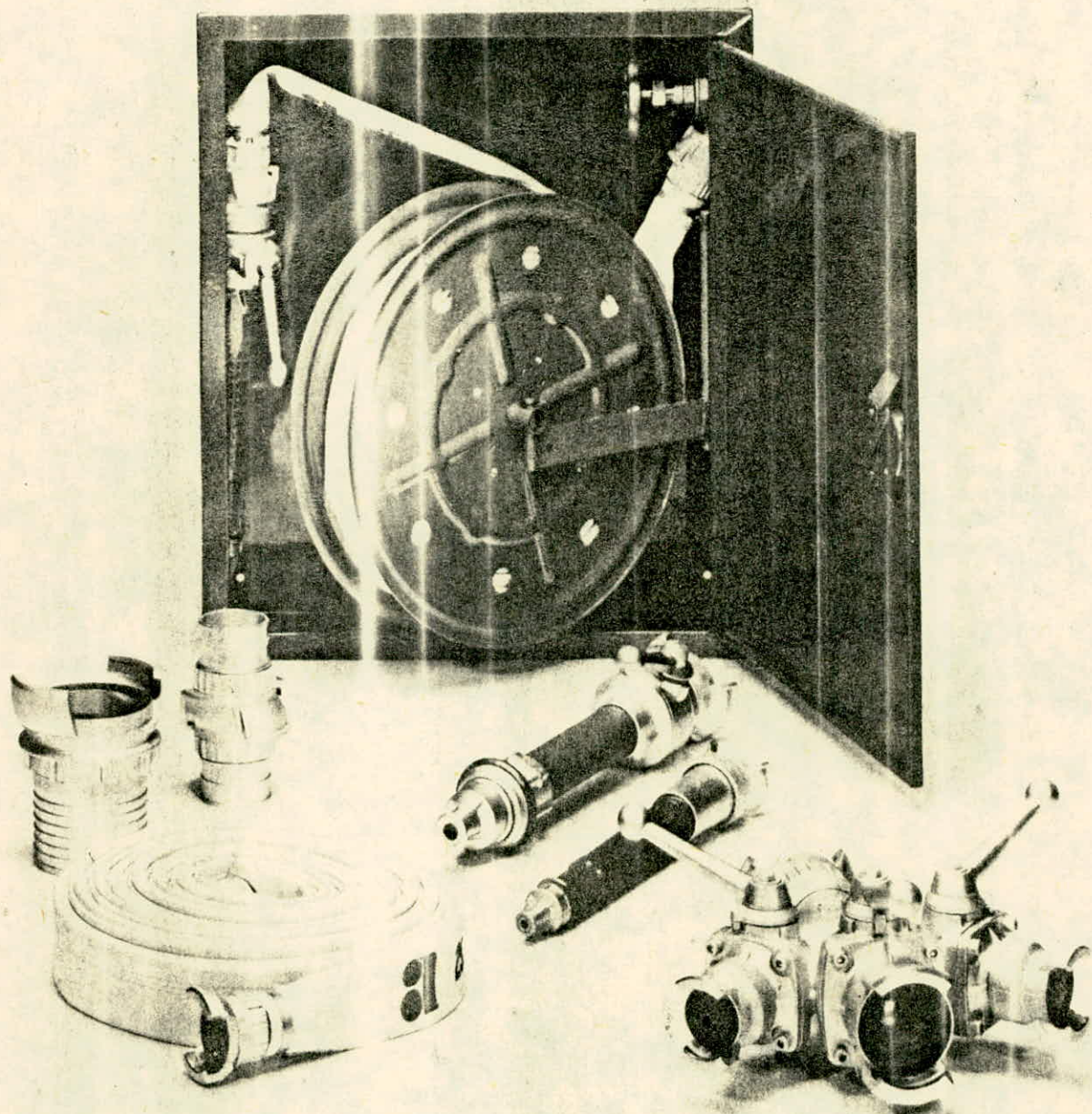
NOTA : L'eau n'est pas utilisée pour combattre les feux électriques et les feux des gaz inflammables.

Pour cette catégorie de feux, on utilise des extincteurs contenant des produits spéciaux tels que le dioxyde de carbone CO_2 et les produits hallogénés.



ANSUL

matériel incendie



Chap. I. ÉTUDES PRÉLIMINAIRES

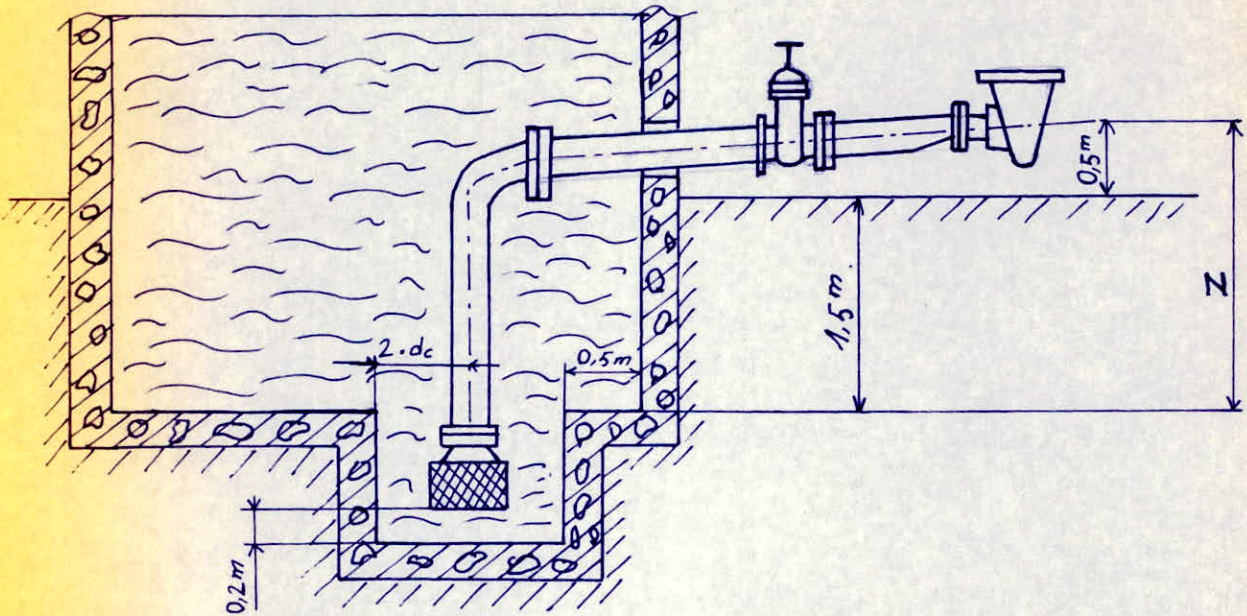
- Liquide à pomper : eau claire
- Température : 15 à 20°C
- Débit : 120 m³/h

A. Circuit d'aspiration.

La tuyauterie d'aspiration doit, autant que possible, répondre aux conditions suivantes :

- Petite longueur
- Faible différence d'altitude entre le niveau de l'eau à pomper et l'axe de la pompe.
- La tuyauterie d'aspiration doit être installée en pente montante du réservoir vers la pompe de 2% au minimum.
- Éviter, si possible, l'emploi des accessoires tels que Vannes, Coudes et d'autres car ils sont les sièges des pertes de charges.
- Assurer une bonne étanchéité au niveau des joints pour empêcher l'air de pénétrer dans la tuyauterie, cause du désamorçage de la pompe.
- Si l'orifice d'aspiration de la pompe à axe horizontal est d'un diamètre inférieur à celui de la tuyauterie d'aspiration, prévoir un convergent spécial dont la génératrice supérieure soit horizontale, cela pour éviter la présence d'un point haut où l'air s'accumulerait et provoque le désamorçage.
- Emplacement de la Crépine, voir SCHÉMA.

1°) Schéma de l'installation.



2°) Diamètre de la tuyauterie :

Les vitesses de 0,5 à 1 m/s sont les limites dans lesquelles on doit généralement se tenir.

soit $C_a = 0,8$ m/s la vitesse moyenne d'écoulement.

Le diamètre de la tuyauterie est calculé d'après la relation :

$$Q = C_a \cdot S = C_a \cdot \frac{\pi d_a^2}{4}$$

avec $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0333 \text{ m}^3/\text{s}$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0333}{\pi \cdot 0,8}} = 0,230 \text{ m}$$

$$\underline{d_a = 230 \text{ mm}}$$

La crépine doit avoir un diamètre au moins égal à d_a .

soit $d_c = 1,13 d_a = 1,13 \times 230 = 259,9 \text{ mm}$

$$\underline{d_c = 260 \text{ mm}}$$

3°) Hauteur énergétique d'aspiration H_a .

- Calcul des pertes de charges.

a. Pertes de charges linéaires.

On les calcule d'après la formule suivante:

$$\Delta H_L = \frac{C_a^2 \cdot L_a}{2g \cdot d_a} \cdot \lambda$$

C_a est la vitesse moyenne d'écoulement en m/s.

L_a est la longueur développée de la tuyauterie.

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ accélération de la pesanteur.

d_a = diamètre intérieur de la tuyauterie.

λ est le coefficient de pertes de charges linéaires qui ne dépend que du nombre de Reynolds Re .

Re caractérise le régime d'écoulement.

$$Re = \frac{C_a \cdot d_a}{\nu}$$

avec $\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ viscosité cinématique de l'eau à 20°C .

λ est calculé d'après la formule de BLASIUS.

$$\lambda = (100 Re)^{-\frac{1}{4}}$$

Pour $C_a = 0,8 \text{ m/s}$, $d_a = 0,230 \text{ m}$, $\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{0,8 \cdot 0,230}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,84 \cdot 10^5$$

$$\lambda = (100 \cdot 1,84 \cdot 10^5)^{-\frac{1}{4}} = 0,0152$$

d'où

$$\Delta H_L = \frac{0,8^2 \cdot 5 \cdot 0,0152}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,230}$$

$$\underline{\Delta H_L = 0,0107 \text{ m}}$$

b. Pertes de charges singulières.

Elles sont dues aux accessoires placés dans la conduite d'aspiration et sont calculées d'après la formule

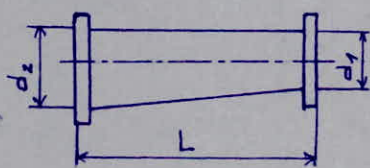
suivante :

$$\Delta H_s = \sum \frac{\xi_i C_a^2}{2g}$$

ξ est un coefficient de pertes de charges qui dépend de l'accessoire utilisé.

Accessoire	ξ_i	ΔH_i
1 Vanne ouverte	4	0,13
1 coude	0,5	0,017
1 crépine	0,254	0,0083

- Perte de charge dans le cône convergent :



$$L = 3,5 (d_2 - d_1) = 3,5 (230 - 125) = 367,5 \text{ mm}$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{230}{125} = 1,84$$

d_1 = diamètre de la bride d'aspiration.

Connaissant le rapport d_2/d_1 et la vitesse d'écoulement C_a , le Catalogue des Constructeurs de pompes et leur installation nous donne une perte de charge de

$$\underline{\Delta H_c = 0,0111 \text{ m}}$$

c. Perte de charge totale à l'aspiration.

$$\Delta H_a = \Delta H_L + \sum \xi_i \frac{C_a^2}{2g} + \Delta H_c$$

$$\Delta H_a = 0,0107 + 0,13 + 0,017 + 0,0083 + 0,0111 = 0,1771 \text{ m}$$

Les calculs précédents sont valables pour les tuyaux neufs dont la rugosité est négligeable. Pour tenir compte de la rugosité des parois internes des tuyaux et des dépôts (croûte, rouille) qui se forment dans presque toutes les conduites pendant le service, on majore la perte de charge par un coefficient de sécurité de 25%.

$$\text{soit } K_s = 25\%$$

la perte de charge à l'aspiration devient:

$$\Delta H_A = \Delta H_a \times 1,25 = 0,1771 \times 1,25 = 0,221 \text{ m}$$

hauteur géométrique d'aspiration: $h_a = 2 \text{ m}$.

C'est l'altitude entre le niveau bas de l'eau dans le réservoir et l'axe horizontal de la pompe.

La hauteur énergétique d'aspiration est la somme $h_a + \Delta H_A$.

d'où :

$$H_a = 2 + 0,221 = 2,221 \text{ m.}$$

$$\underline{H_a = 2,221 \text{ m}}$$

4°/ Calcul du NPSH disponible: NPSH_d.

La hauteur de charge nette absolue est une grandeur qui caractérise l'installation et le fluide véhiculé.

NPSH = Net positive suction Head (en anglais).

En comparant la NPSH_d avec le NPSH_r requis qui est une caractéristique de la pompe on pourra s'assurer

que les conditions d'aspiration sont satisfaisantes.

On doit toujours avoir :

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Dans le cas contraire, il y aura vaporisation partielle du liquide, dégagement de l'air dissous, cavitation, risque de désamorçage, perte de rendement, etc...

$$\begin{aligned} NPSH_d &= Z + \frac{P_o + P_b - P_v}{\rho \cdot g} - \Delta H_A \\ &= -2 + \frac{100.000 - 23369,12}{998 \cdot 9,806} - 0,221 \end{aligned}$$

$$\underline{NPSH_d = 5,609 \text{ m}}$$

avec :

P_o = Pression effective régnant à la surface libre du réservoir, dans notre cas $P_o = 0$.

P_b = 10^5 Pascals, c'est la pression atmosphérique.

P_v = tension de vapeur de l'eau qui dépend de la température
= 23369,12 Pascals à 20°C.

ρ = masse volumique de l'eau à 20°C.
= 998 Kg/m³.

g = 9,806 m/s².

Z = hauteur géométrique d'aspiration (dans notre cas).

le signe (+ ou -) de Z est suivant que la pompe est en charge ou non.

$Z > 0$ lorsque la pompe est en charge.

$Z < 0$ dans le cas contraire.

12.

5° épaisseur de la tuyauterie.

L'épaisseur e est calculée d'après la formule:

$$e = \frac{P \cdot D}{2 \sigma_a \cdot \psi} + C$$

avec

P = Pression à l'intérieur du tube.

D = diamètre du tube.

σ_a = résistance admissible du matériau.

ψ = coefficient de résistance, dépendant du mode d'exécution du tube.

C = constante (valeur additionnelle).

Dans notre cas, P est la pression exercée par la colonne d'eau de hauteur égale à la hauteur géométrique d'aspiration.

$$P = \rho g h_a = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2 = 19620 \text{ Pascals.}$$

$$\text{ou } P = 0,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = d_a = 0,230 \text{ m} = 23 \text{ cm}$$

$$\sigma_a = 270 \text{ kg/cm}^2 \text{ pour la fonte.}$$

$$C = 0,6 \text{ cm pour la fonte également.}$$

$$\psi = 1 \text{ pour les tubes coulés.}$$

$$e = \frac{0,2 \cdot 23}{2 \cdot 270 \cdot 1} + 0,6 \approx 6 \text{ mm}$$

Remarquons que la pression P n'intervient presque pas dans la détermination de e , car e est approximativement égale à la constante additive.

on peut même prendre une épaisseur $e < 6 \text{ mm}$.

B- Circuit de refoulement.

Le réseau de refoulement est un circuit fermé, on dit qu'il forme une boucle.

L'avantage de l'installation en boucle est que les robinets d'incendie sont alimentés même quand il y a incident ou réparation dans le réseau.

Les robinets sont distants d'une longueur de 40 m et chacun débite en moyenne $10 \text{ m}^3/\text{h}$.

a. Calcul des pertes de charge.

Pour tenir compte des pertes de charge dues aux divers accessoires tels que (Vannes, coudes, clapets, ...) on majore les longueurs de 10%.

Considérons les 4 robinets d'incendie les plus éloignés de la station de pompage.

Tronçon 1.

$$L_1 = 456 \text{ m} \quad Q_1 = 120 \text{ m}^3/\text{h} \quad d_1 = 150 \text{ mm}$$

. Vitesse moyenne d'écoulement :

$$Q_1 = C_{r1} \cdot S_1 = C_{r1} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$C_{r1} = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \times 120}{\pi \cdot 0,15^2 \cdot 3600} = 1,88 \text{ m/s}$$

. Nombre de Reynolds :

$$Re_1 = \frac{C_{r1} \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,88 \cdot 0,15}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 2,8 \cdot 10^5$$

. Le coefficient de perte de charge :

$$\lambda_1 = (100 Re_1)^{-\frac{1}{4}} = (100 \cdot 2,8 \cdot 10^5)^{-\frac{1}{4}} = 0,0137$$

-14-

La perte de charge dans le tronçon est:

$$\Delta H_1 = \frac{C_{r1}^2 \cdot L_1}{2g \cdot d_1} \lambda_1 = \frac{1,88^2 \cdot 456}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15} \cdot 0,0137$$

$$\underline{\Delta H_1 = 7,5 \text{ m}}$$

Tronçon 2.

$$L_2 = 40 \text{ m} \quad Q_2 = 40 \text{ m}^3/\text{h} \quad d_2 = 80 \text{ mm}$$

$$C_{r2} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 40}{\pi \cdot 0,08^2 \cdot 3600} = 2,21 \text{ m/s}$$

$$Re_2 = \frac{C_{r2} \cdot d_2}{\nu} = \frac{2,21 \cdot 0,08}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,75 \cdot 10^5$$

$$\lambda_2 = (100 Re_2)^{-1/4} = (100 \cdot 1,75 \cdot 10^5)^{-1/4} = 0,0134$$

$$\Delta H_2 = \frac{C_{r2}^2 \cdot L_2}{2g \cdot d_2} \lambda_2 = \frac{2,21^2 \cdot 40}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,08} \cdot 0,0134$$

$$\underline{\Delta H_2 = 1,92 \text{ m}}$$

Le procédé de calcul est le même pour les autres tronçons, donnons simplement les résultats.

Tronçon 3.

$$L_3 = 40 \text{ m} \quad Q_3 = 30 \text{ m}^3/\text{h} \quad d_3 = 80 \text{ mm}$$

$$\underline{\Delta H_3 = 2,048 \text{ m}}$$

Tronçon 4.

$$L_4 = 40 \text{ m} \quad Q_4 = 20 \text{ m}^3/\text{h} \quad d_4 = 80 \text{ mm}$$

$$\Delta H_4 = 1,007 \text{ m}$$

Tronçon 5.

$$L_5 = 40 \text{ m} \quad Q_5 = 10 \text{ m}^3/\text{h} \quad d_5 = 80 \text{ mm}$$

$$\underline{\Delta H_5 = 0,3 \text{ m}}$$

La perte de charge totale est :

$$\begin{aligned}\Delta H_r &= \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + \Delta H_4 + \Delta H_5 \\ &= 7,5 + 1,92 + 2,048 + 1,007 + 0,3\end{aligned}$$

$$\Delta H_r = 12,775 \text{ m}$$

En tenant compte de la rugosité et des dépôts de croûte comme dans la tuyauterie d'aspiration, on majore la perte de charge de 25%. On obtient :

$$\begin{aligned}\Delta H_R &= \Delta H_r \times 1,25 \\ &= 12,775 \times 1,25\end{aligned}$$

$$\underline{\Delta H_R = 15,968 \text{ m.}}$$

b/ La hauteur géométrique de refoulement :

$$h_r = 56 \text{ m}$$

c/ hauteur énergétique de refoulement :

$$\begin{aligned}H_r &= h_r + \Delta H_R \\ &= 56 + 15,968\end{aligned}$$

$$\text{soit } \underline{H_r = 71,968 \text{ m.}}$$

d/ hauteur énergétique totale d'élévation (ou manométrique)

c'est la somme des hauteurs énergétique d'aspiration et de refoulement.

$$\text{soit } H = H_a + H_r$$

$$= 2,221 + 71,968 = 74,189 \text{ m}$$

on prend une valeur un peu supérieure, soit

$$\underline{H = 75 \text{ m.}}$$

Le fait de trop majorer H conduit à un gaspillage d'énergie.

e/ Choix du type de pompe.

- calcul du nombre de tours spécifique N_s .

$$N_s = N \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$N = 2900 \text{ trs/min}$, vitesse de rotation du moteur du moteur électrique.

$$Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 75 \text{ m}$$

d'où
$$N_s = \frac{2900 \cdot (120/3600)^{1/2}}{75^{3/4}} = 20,77 \text{ trs/min}$$

N_s exprime le nombre de tours par minute d'une pompe homothétique à la pompe étudiée fournissant un débit de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une hauteur de 1 m et correspondant à un rendement optimal.

Pour $N_s = 20,77$, on peut choisir une pompe centrifuge monocellulaire.

Par similitude, N_s nous permet de dimensionner la roue de la pompe.

f. Vérification à la Cavitation :

on détermine le NPSH requis de la pompe choisie à l'aide de la constante σ de THOMA.

$$\sigma = \frac{1,21 N_s^{4/3}}{1000}$$

N_s est le nombre de tours spécifique de la pompe.

soit :
$$\sigma = \frac{1,21 \cdot (20,77)^{4/3}}{1000} = 0,069.$$

Le NPSH requis de la pompe est défini par :

$$\text{NPSH}_r = \sigma H$$

$H = 75 \text{ m}$ est la hauteur manométrique.

d'où $\text{NPSH}_r = 0,069 \cdot 75 = 5,175 \text{ m}.$

Le NPSH_d disponible de l'installation doit être supérieur au NPSH_r requis de la pompe.

$$\text{NPSH}_d = 5,609 \text{ calculé dans la partie aspiration.}$$

on voit bien que :

$$\underline{\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r}.$$

Donc il ne peut y avoir risque de cavitation.

Notons que le NPSH_d est calculé pour le niveau d'eau le plus bas dans le réservoir, niveau qui ne peut être atteint car le réservoir est alimenté automatiquement par une Vanne à flotteur.

g- Épaisseurs des tuyaux.

On utilise le même matériau que pour la tuyauterie d'aspiration, la Fonte.

- Pression de service P_i .

$$P_i = \rho g H = 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 75 \text{ m}$$

$$P_i = 735750 \text{ Pa}$$

soit $P_i = 7,5 \text{ Kg/cm}^2$.

- Tuyau de diamètre $d_1 = 150 \text{ mm} = 15 \text{ cm}$

$$e_1 = \frac{P_i \cdot d_1}{2 \sigma_a \cdot q} + c$$

$$= \frac{7,5 \cdot 15}{2 \cdot 270 \cdot 1} + 0,6 = 0,808 \text{ cm}$$

soit $e_1 = 8 \text{ mm}$ valeur normalisée.

- Tuyau de diamètre $d_2 = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$

$$e_2 = \frac{7,5 \cdot 8}{2 \cdot 270 \cdot 1} + 0,6 = 0,711 \text{ cm}$$

soit $e_2 = 8 \text{ mm}$

On prend donc la même épaisseur pour la tuyauterie de refoulement.

- Diamètres extérieurs des tubes: d_e

$$d_{e1} = d_1 + 2e_1$$

$$= 150 + 2 \cdot 8 = 166 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = d_2 + 2 \cdot e_2$$

$$= 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ mm}$$

h. Protection des canalisations :

- Contre le gel :

Suivant la température, en hiver, régnant à la surface on détermine la profondeur à laquelle les canalisations doivent être enterrées.

- Contre la corrosion externe :

Cette corrosion est caractérisée par une attaque du métal due à des phénomènes extérieurs en liaison, soit avec la nature du sol, soit avec des installations électriques à courant continu situées au voisinage des canalisations.

Pour cela, la tuyauterie est revêtue extérieurement d'un enrobage spécial tenant compte de la nature du sol.

- Les canalisations apparentes, généralement à l'intérieur des locaux, sont revêtues d'une couche de peinture.

C/ - Choix du réservoir hydrofort -

1. Description :

L'hydrofort est constitué d'un réservoir métallique qui contient une vessie interchangeable parfaitement étanche en matière synthétique souple et très résistante dans laquelle se trouve le liquide à acheminer dans les conduites de distribution.

L'agent moteur qui réalise la circulation du liquide est constitué par une réserve d'air ou d'azote sous pression emmagasinée entre la vessie et la paroi métallique du réservoir.

2. Fonctionnement :

La petite pompe électrique appelée POMPE "JOCKEY" refoule l'eau sous pression dans le réservoir.

Lorsque la pression y atteint sa valeur maximale qui est la pression de déclenchement P_d , un contacteur manométrique réglé exactement à la pression P_d intervient pour couper le circuit d'alimentation du moteur et grâce à un contacteur disjoncteur la pompe se met à l'arrêt. un clapet de retenue empêche l'eau de refluer vers la pompe. $P_d = 4 \text{ bars}$.

Du fait de la présence de l'air ou de l'azote comprimé entre la paroi métallique du réservoir et la vessie, cette dernière contenant l'eau est soumise à la pression du gaz

et tend à chasser l'eau pour la refouler dans le réseau de distribution.

A mesure que le volume d'eau baisse, la pression dans le réservoir diminue jusqu'à sa valeur minimale qui est la pression d'enclenchement P_e où le manomètre intervient à nouveau pour mettre en marche la pompe en question. $P_e = 2 \text{ bars}$.

Le même cycle se renouvelle automatiquement autant de fois que les pressions minimales et maximales sont atteintes.

3. Choix et calcul du réservoir:

Les hydroforts utilisés dans les installations industrielles, d'arrosage ou d'incendie nécessitent un calcul particulier dont les constructeurs ne donnent pas la méthode.

Connaissant le débit et la hauteur manométrique de la pompe, on peut choisir dans la gamme des réservoirs hydroforts donnée par les constructeurs celui qui convient. Ainsi pour :

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

$$H = 40 \text{ m}$$

on relève dans la gamme les caractéristiques de l'hydrofort, à savoir le volume, la pression maximum de service, l'encombrement et le poids.

Caractéristiques :

Volume : 1000 l

Pression max: 8 bars

Longueur : 1670 mm

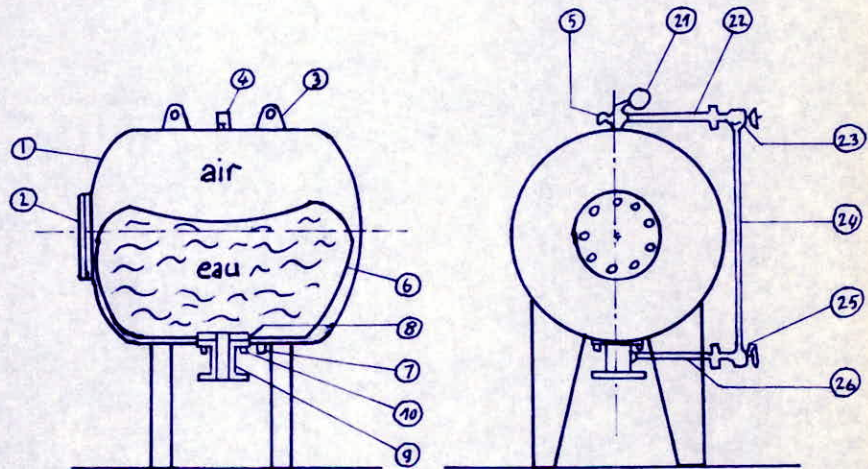
Largeur : 1050 mm

Hauteur : 1720 mm

Poids : 275 kgs

Orifice d'alimentation : $\phi = 75$ mm .

Exemple type de réservoir HYDROFORT.



1. réservoir en tôle d'acier soudée .
2. couvercle d'orifice de visite étanchéité par joint spécial.
3. patte d'élinguage .
4. croix 15/21 femelle sur air ou azote.
5. valve de gonflage protégée.
6. Vessie interchangeable.
7. Purge sur circuit air .
8. Bride et contre brides de serrage de la vessie .
9. orifice d'alimentation à bride
10. écrous borgnes et joints d'étanchéité .

21. manomètre .
22. bras supérieur de niveau.
23. Garniture supérieure de niveau avec vanne de sécurité à bille (sur air).
24. tube de niveau .
25. Garniture inférieure de niveau avec vanne de sécurité à bille (sur eau) et purge.
26. bras inférieur de niveau .

Chap II - CONSTRUCTION DE LA POMPE -

A. Dimensions principales de la roue.

Les dimensions principales de la roue sont :

d_1 = diamètre intérieur.

d_2 = diamètre extérieur.

b_1 = largeur à l'entrée.

b_2 = largeur à la sortie.

Pour tracer le profil de la roue, il faut connaître en plus les vitesses méridiennes à l'entrée et à la sortie, les angles d'entrée et de sortie des aubes.

Pour concevoir une nouvelle roue dont il n'existe aucun

modèle, les constructeurs utilisent les "constantes de tracé"

établies expérimentalement et donnant des relations directes

entre la hauteur d'élevation totale de la roue, son débit,

et plusieurs éléments des triangles des vitesses d'Euler.

Ce sont des rapports de vitesses sans dimensions, indépendants

des dimensions et de la vitesse de la roue, qui sont reliés

entre eux sur la base de la vitesse spécifique pour des

angles de sortie de la roue différents.

Les constantes de tracé sont relevées sur la courbe

de A.J. STEPHANFF en page 83, courbe tracée en

fonction des nombres de tours spécifiques N_s .

Dans notre cas: $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$

$H = 75 \text{ m}$

$N_s = 21$

1- Calcul du diamètre extérieur d_2 .

Pour calculer d_2 , on doit calculer en premier lieu la vitesse périphérique U_2 donnée en fonction de la constante de vitesse K_u .

$$U_2 = K_u \cdot \sqrt{2gH}$$

La courbe $K_u = f(N_s)$ donne $K_u \approx 0,98$ pour $N_s \approx 21$.
d'où :

$$U_2 = 0,98 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 75}$$

$$\underline{U_2 = 37,6 \text{ m/s.}}$$

La fréquence de rotation de la pompe est $N = 2900 \text{ trs/mn.}$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot N}{60}$$

d'où :

$$d_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi \cdot N} = \frac{37,6 \cdot 60}{\pi \cdot 2900} = 0,24762 \text{ m}$$

$$\text{soit } \underline{d_2 \approx 247 \text{ mm.}}$$

2- vitesse méridienne de sortie :

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

La courbe $K_{m2} = f(N_s)$ donne $K_{m2} \approx 0,105$

d'où

$$C_{m2} = 0,105 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 75}$$

$$\underline{C_{m2} = 4,027 \text{ m/s.}}$$

3- Vitesse méridienne d'entrée :

$$C_{m1} = K_{m1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$K_{m1} \approx 0,145$ d'après la courbe $K_{m1} = f(N_s)$.

$$\text{soit } \underline{C_{m1} = 5,56 \text{ m/s.}}$$

4 - Calcul du diamètre d'entrée.

Le diamètre d_1 est déduit du rapport d_1/d_2 qu'on se fixe, Pour les nombres de tours spécifiques N_s faibles, on a généralement $0,3 < d_1/d_2 < 0,5$.

soit $d_1/d_2 = 0,42$.

ou encore:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{U_1}{U_2} = 0,42.$$

d'où on calcule le diamètre d_1 et la vitesse périphérique U_1 .

$$d_1 = 0,42 d_2 = 0,42 \cdot 247,62$$

$$\underline{d_1 = 104 \text{ mm.}}$$

$$U_1 = 0,42 \cdot U_2 = 0,42 \cdot 37,6 = 15,79$$

$$\underline{U_1 \approx 15,8 \text{ m/s.}}$$

5. Caractéristiques du triangle des vitesses à l'entrée.

- vitesse relative W_1 .

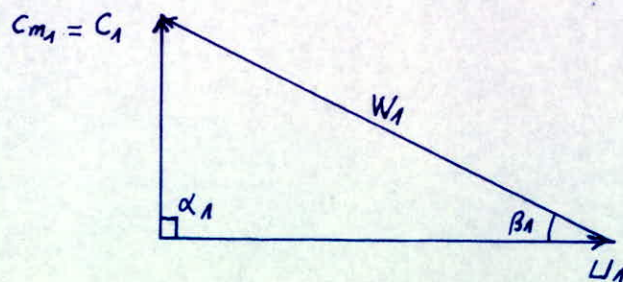
$$W_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + U_1^2} = \sqrt{5,56^2 + 15,79^2} = 16,74 \text{ m/s.}$$

- angles α_1 et β_1 .

$\alpha_1 = 90^\circ$ car l'écoulement est radial.

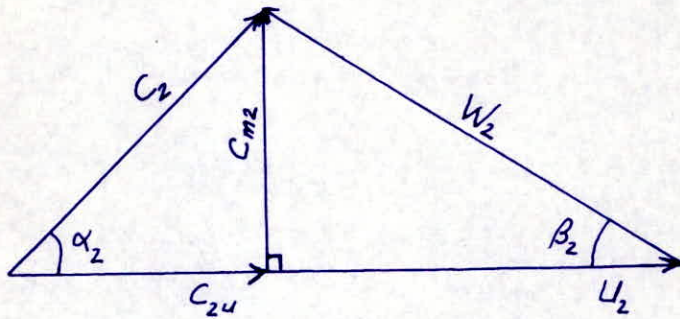
$$\text{tg } \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} = \frac{5,56}{15,79} = 0,35212 \quad \text{d'où } \beta_1 = 19,4^\circ.$$

généralement $16^\circ < \beta_1 < 30^\circ$.



6 - Caractéristiques du triangle des vitesses de sortie.

- on choisit $\beta_2 = 22,5^\circ$, c'est la valeur qualifiée de normale pour toutes les vitesses spécifiques.



- Calcul de C_{2u} .

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} = 37,6 - \frac{4,027}{\operatorname{tg} 22,5} = 27,87 \text{ m/s.}$$

- vitesse absolue C_2 .

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{m2}^2} = \sqrt{27,87^2 + 4,027^2} = 28,16 \text{ m/s.}$$

- Vitesse relative W_2 .

$$W_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + (U_2 - C_{2u})^2} = \sqrt{4,027^2 + (37,6 - 27,87)^2}$$

$$W_2 = 10,53 \text{ m/s.}$$

- Angle α_2

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{2u}} = \frac{4,027}{27,87} = 0,1444$$

soit $\alpha_2 = 8,22^\circ$.

7- Calcul du nombre d'aubes .

$$Z = K_s \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$K_s = 5 \div 6,5$ pour les aubes coulées en Fonte .

d'où :

$$Z = 6,5 \frac{247,62 + 104}{247,62 - 104} \sin \frac{19,4 + 22,5}{2} = 5,69$$

on prend : $Z = 6$

8- Calcul des pas .

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z} = \frac{\pi \cdot 104}{6} = 54,454 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z} = \frac{\pi \cdot 247,62}{6} = 129,65 \text{ mm}$$

9- Calcul des largeurs .

Pour déterminer les largeurs b_1 et b_2 respectivement à l'entrée et à la sortie de la roue, on doit estimer le débit des fuites.

soit $Q_t = Q + Q_f$ le débit total.

Q = débit nominal.

Q_f = débit de fuites.

$$Q_t = 1,09 Q = 1,09 \cdot 0,03333 = 0,03633 \text{ m}^3/\text{s}.$$

on se fixe les rapports suivants également :

$$1,08 < \frac{t_1 + \sigma_1}{t_1} < 1,50$$

$t_1, t_2 = \text{pas}$.

$$1,02 < \frac{t_2 + \sigma_2}{t_2} < 1,04$$

σ_1, σ_2 sont les épaisseurs des ailes mesurées suivant les tangentes aux cercles de diamètres d_1 et d_2 .

- calcul de la largeur b_1 .

Preons $\frac{t_1 + \sigma_1}{t_1} = 1,09$

$$b_1 = \frac{Q_t (t_1 + \sigma_1)}{\pi d_1 c_{m1} t_1} = \frac{0,03633 \cdot 1,09}{\pi \cdot 0,104 \cdot 5,56} = 0,022 \text{ m}$$

$$\underline{b_1 = 22 \text{ mm.}}$$

- Calcul de la largeur b_2 .

on prend $\frac{t_2 + \sigma_2}{t_2} = 1,035$

$$b_2 = \frac{Q_t (t_2 + \sigma_2)}{\pi d_2 \cdot c_{m2} \cdot t_2} = \frac{0,03633 \cdot 1,035}{\pi \cdot 0,24762 \cdot 4,027} = 0,01184$$

soit $\underline{b_2 = 12 \text{ mm.}}$

10- diamètre du moyeu: d_{my} .

il est donné par la relation suivante:

$$C_0 = \frac{4 \cdot Q_t}{\pi (D_0^2 - D_{my}^2)}$$

C_0 est la vitesse à l'ouïe, elle est sensiblement égale à la vitesse méridienne c_{m1} .

D_0 = diamètre de l'ouïe égal à d_1 .

d'où on tire:

$$D_{my} = d_1^2 - \frac{4 Q_t}{\pi \cdot c_{m1}} = 0,104^2 - \frac{4 \times 0,03633}{\pi \cdot 5,56}$$

$$\underline{D_{my} = 50 \text{ mm.}}$$

11- Epaisseur des aubes.

Vu l'absence de méthode de calcul de l'épaisseur, dont les constructeurs de pompes n'apportent pas de précision.

on adopte une épaisseur de valeur permise par les Techniques de la Fonderie.

soit une épaisseur de $e = 7 \text{ mm}$, valeur qu'on peut adopter également pour les flasques.

D'après KOVÁTS, les flasques de roues de pompes de vitesse périphérique moyenne n'exigent pas de calculs spéciaux, les fatigues n'excèdent pas celles qui sont permises par l'épaisseur exigée par la fonderie.

12. Tracé du profil de l'aube.

Il y a 2 méthodes simples de tracé de l'aube.

1- L'aube en spirale logarithmique :

2- L'aube en arc de cercle.

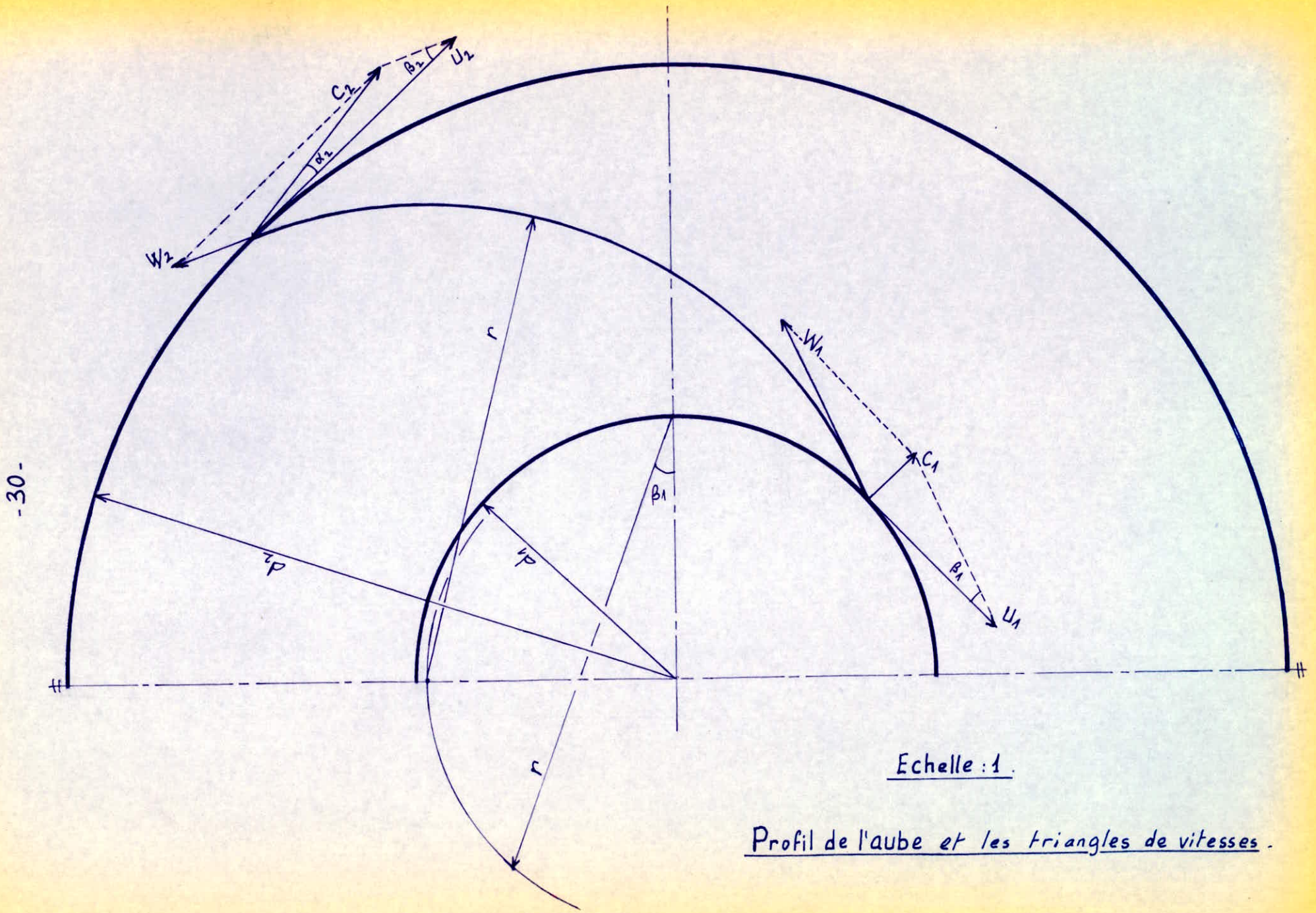
Les aubes en arc de cercle sont d'une construction simple, c'est la méthode qu'on utilisera pour le tracé.

Connaissant les diamètres d_1 , d_2 , l'angle β_1 et l'angle β_2 on peut tracer le profil de l'aube.

Rayon des arcs de cercle.

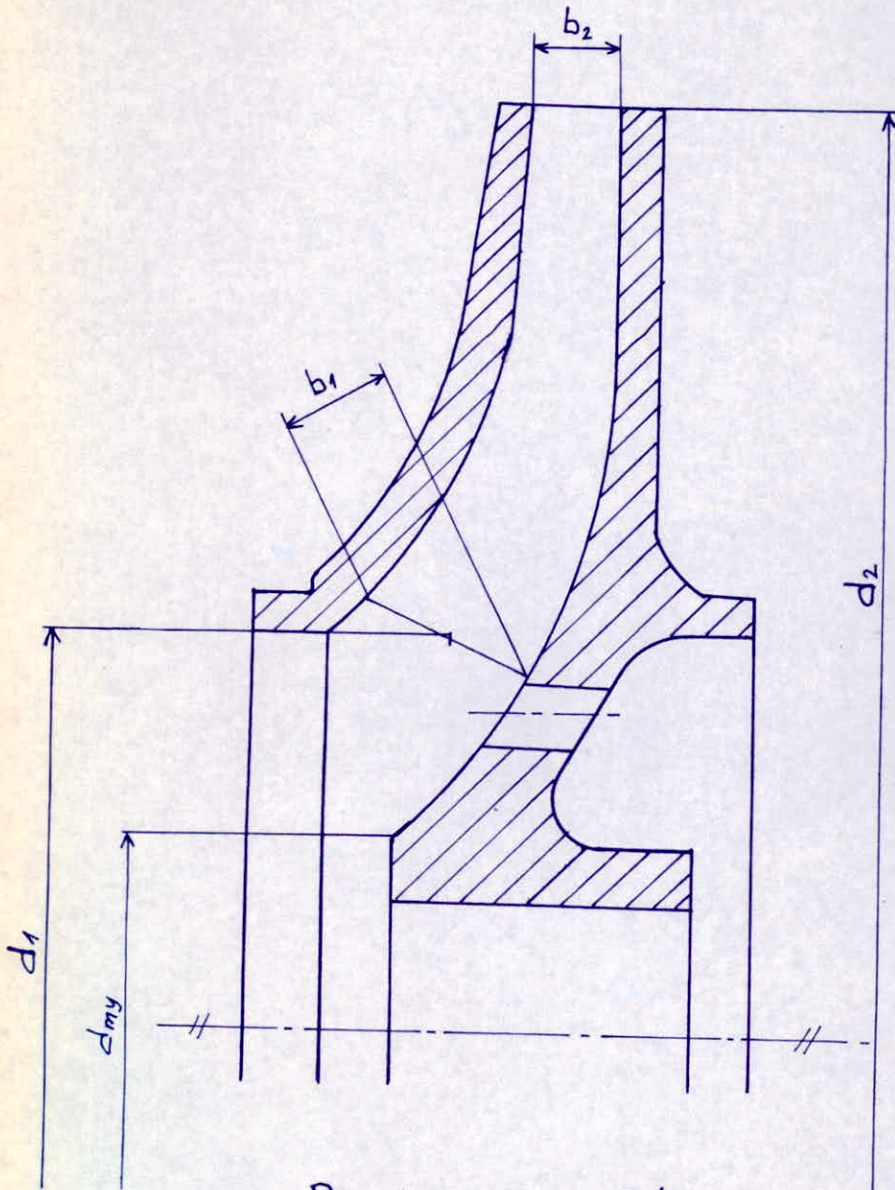
$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)} = \frac{(247,62/2)^2 - (104/2)^2}{2\left(\frac{247,62}{2} \cos 22,5 - \frac{104}{2} \cos 19,4\right)}$$

soit : $r = 96,6 \text{ mm}$.



Echelle : 1.

Profil de l'aube et les triangles de vitesses.



Demi-roue à l'échelle 1.

B - CALCUL DE LA VOLUTE .

1 - Rôle de la Volute :

La volute est un organe fixe de la pompe recevant le fluide à sa sortie de la roue .

Elle transforme l'énergie cinétique contenue dans le fluide en énergie de pression (énergie potentielle) .

2 - Dimensions de la Volute .

Dimensionner la volute , c'est déterminer les diamètres de ses sections , le diamètre de base , et sa largeur .

2.1. Les diamètres :

Les sections de la volute augmentent depuis le bec jusqu'à la section finale .

La vitesse moyenne d'écoulement dans la volute qu'on admet constante est déterminée en fonction de la vitesse spécifique N_s de la roue .

$$C_{m3} = K_{m3} \sqrt{2gH}$$

$K_{m3} = 0,41$ est une constante donnée par la courbe de A-J Stepanoff , page 118 ,

$$C_{m3} = 0,41 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 75}$$

soit
$$C_{m3} = 15,72 \text{ m/s}$$

on calcule le diamètre d_i de la section i par la relation :

$$Q_i = C_{m3} \cdot S_i = C_{m3} \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

d'où
$$d_i^2 = \frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot C_{m3}} \quad , \quad Q_i \text{ (m}^3/\text{s)} , C_{m3} \text{ (m/s)}$$

La section de diamètre d_i est traversée par un débit Q_i qui est une fraction du débit total $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$.

Pour cela, divisons la volute en 16 parties, donc on a à déterminer 16 diamètres, $d_1, d_2, d_3, \dots, d_{16}$.

dressons les résultats dans un tableau:

Q_i (m^3/s)	$\frac{Q}{16}$	$\frac{2Q}{16}$	$\frac{3Q}{16}$	$\frac{4Q}{16}$	$\frac{5Q}{16}$	$\frac{6Q}{16}$	$\frac{7Q}{16}$	$\frac{8Q}{16}$	$\frac{9Q}{16}$	$\frac{10Q}{16}$	$\frac{11Q}{16}$	$\frac{12Q}{16}$	$\frac{13Q}{16}$	$\frac{14Q}{16}$	$\frac{15Q}{16}$	$\frac{16Q}{16}$
d_i (mm)	12,988	18,368	22,496	25,976	29,043	31,815	34,360	36,730	38,965	41,070	43,070	44,993	46,830	48,598	50,300	51,950

2.2. Largeur de la volute.

Pour les pompes de vitesses spécifiques moyennes on prend pour largeur:

$$b_3 = 1,75 \quad b_2 = 1,75 \cdot 12$$

soit $b_3 = 21 \text{ mm}$.

b_2 est la largeur de la roue à la sortie.

2.3. diamètre de base:

Il est donné en fonction du diamètre d_2 de la roue.

$$d_v = d_2 + \frac{d_2}{30} = 247 + \frac{247}{30}$$

$d_v = 255,233 \text{ mm}$

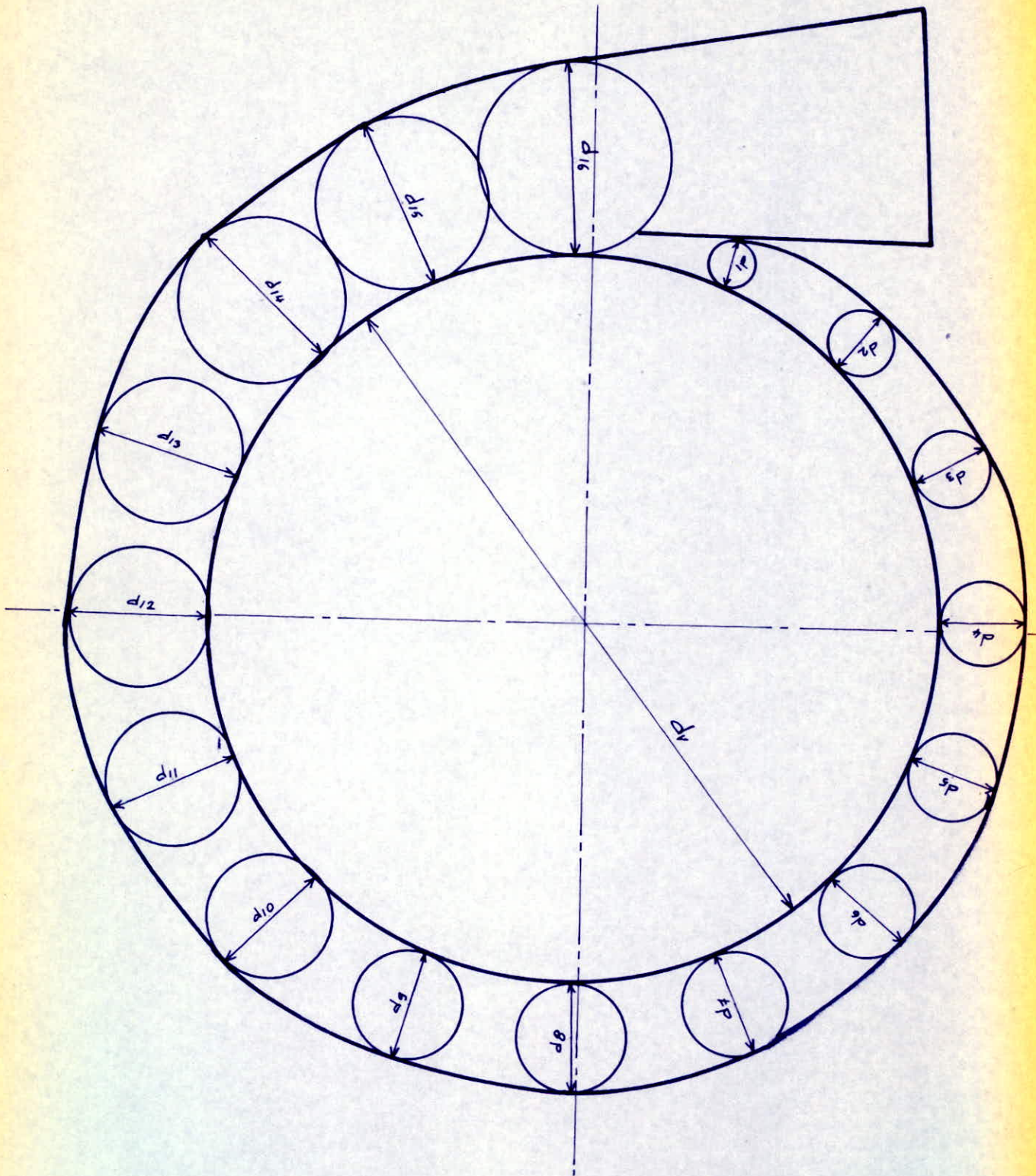
2.4 Angle de volute α_v .

α_v est choisi de manière à éviter les chocs et les pertes par décollement à la languette.

Pour $N_s = 20,77$, on a:

$\alpha_v \approx 7^\circ$.

3. Tracé de la Volute



Echelle 1/2

chap. III CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE .

1. hauteur d'Euler pour $Z = 6$.

$$H_{thz} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$$

Comme l'écoulement est radial, $C_{1u} = 0$ c'est à dire $\alpha_1 = 90^\circ$.

$$H_{thz} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} = \frac{37,6 \cdot 27,87}{9,81}$$

soit
$$\underline{H_{thz} = 106,82 \text{ m.}}$$

C'est la pression en mètres de colonne d'eau fournie par la roue théoriquement.

2. hauteur d'Euler pour $Z = \infty$.

C'est la hauteur fictive que fournirait la roue pour un nombre d'aubes infini, $Z = \infty$.

$$H_{th\infty} = H_{thz} (1+p)$$

p est le coefficient de Pfleiderer qu'on doit calculer.

$$p = \psi' \frac{r_2^2}{Z \cdot S}$$

avec :

$$\begin{aligned} \psi' &= 0,6 (1 + \sin \beta_2) \text{ est un Coefficient Correctif.} \\ &= 0,6 (1 + \sin 22,5^\circ) \end{aligned}$$

$$\psi' = 0,829.$$

$$\begin{aligned} S &= \frac{1}{2} (r_2^2 - r_1^2) \text{ moment statique, } r_2 = \frac{d_2}{2}, r_1 = \frac{d_1}{2} \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{d_2^2}{4} - \frac{d_1^2}{4} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{247,62}{4} - \frac{104^2}{4} \right) \end{aligned}$$

$$S = 6312,458 \text{ mm}^2.$$

$Z = 6$, c'est le nombre d'aubes.

$$p = 0,829 \cdot \left(\frac{247,62}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{6 \cdot 6312,458} = 0,335$$

soit une hauteur fictive de:

$$H_{th\infty} = 106,82 (1 + 0,335)$$

$$\underline{H_{th\infty} = 142,60 \text{ m.}}$$

3. Tracé des courbes H_{thz} et $H_{th\infty}$ en fonction du débit.

a) $H_{thz} = f(Q)$.

$$H_{thz} = \frac{U_2 C_{2u}}{g}$$

à débit nul, $Q = 0$, on a :

$$H_{thz} = \frac{U_2^2}{g} = \frac{37,60^2}{9,81} = 144,11 \text{ m}$$

à $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$ on a :

$$H_{thz} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} = 106,82 \text{ m}$$

$H_{thz} = f(Q)$ est une droite.

b) $H_{th\infty} = f(Q)$.

Q (m^3/h)	U_2 (m/s)	C_{2u} (m/s)	H_{thz} (m)	$H_{th\infty}$ (m)
0	37,60	0	144,11	192,39
120	37,60	27,87	106,82	142,6

$H_{th\infty} = f(Q)$ est aussi une droite.

Voir les courbes en page 44.

4. Calcul des pertes hydrauliques.

Elles comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformations d'énergie.

a. Pertes de transformation d'énergie.

- dans la roue.

$$\Delta H_r = 0,05 \left(1 - \frac{\psi}{4} \right) \cdot H$$

$$\psi = (2gH)/u_2^2 = (2 \cdot 9,81 \cdot 75) / 37,6^2 = 1,04 \text{ est le coefficient sans dimensions de la hauteur.}$$

$$\Delta H_r = 0,05 \left(1 - \frac{1,04}{4} \right) \cdot 75 = 2,775 \text{ m.}$$

- dans la volute.

$$\Delta H_v = 0,05 \frac{\psi}{4} H = 0,05 \cdot \frac{1,04}{4} \cdot 75 = 0,975 \text{ m}$$

b. Pertes par frottement dans les canaux.

- dans la roue.

$$\Delta H_{r_f} = \frac{1}{4} \lambda \frac{2e + 2b}{eb} l \frac{W^2}{2g}$$

λ est le coefficient de frottement.

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} = \frac{26 + 42}{2} = 34 \text{ mm}$$

e_1, e_2 épaisseurs transversales du canal, relevées sur le dessin.

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{22 + 12}{2} = 17 \text{ mm.}$$

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{16,74 + 10,53}{2} = 13,63 \text{ m/s}$$

$l \approx 90 \text{ mm}$ longueur du canal, relevée sur le dessin.

le coefficient λ est fonction du nombre de Reynolds Re .

$$Re = \frac{b \cdot W}{\nu} = \frac{0,017 \cdot 13,63}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 2,293 \cdot 10^5$$

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

$$Re = 2,295 \cdot 10^5$$

En fonction de b et Re on relève la valeur de λ sur la Courbe des essais de Prandtl, de Karman et Nikuradse en page 13. KOVATS.

soit $\lambda = 0,032$. d'où :

$$\Delta H_f = \frac{1}{4} \cdot \frac{0,032 \cdot 0,034 + 0,017}{0,034 \cdot 0,017} \cdot 0,090 \cdot \frac{13,63^2}{9,81} \approx 1,19 \text{ m.}$$

- dans la volute -

La volute, qui est un canal circulaire, présente des sections différentes.

Calculer les pertes par frottement dans le Canal de la volute, revient à calculer la perte par tronçon du canal.

La perte pour un tronçon est :

$$\Delta H_f = \lambda \cdot \frac{L_m \cdot C_{3m}^2}{d_m \cdot 2g}$$

L_m = longueur du tronçon.

d_m = diamètre moyen du tronçon.

λ = Coefficient de frottement, donné par la formule de Mises.

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d}} \left(\sqrt{K} + 1,7 \sqrt{\frac{\nu}{C_{3m}}} \right)$$

$C_{3m} = 15,72 \text{ m/s}$, calculée précédemment.

$\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ viscosité cinématique de l'eau.

$\sqrt{K} = 6 \cdot 10^{-3}$ à $10 \cdot 10^{-3}$ est un coefficient correspondant à la rugosité des parois pour la fonte moulée.

Prenons $\sqrt{K} = 7 \cdot 10^{-3}$.

soit: - d_i le diamètre de la section d'entrée d'un tronçon(i).

- d_{i+1} le diamètre de la section de sortie de ce tronçon

le diamètre moyen du tronçon est:

$$d_m = \frac{d_i + d_{i+1}}{2}$$

- Le rayon du filet moyen du tronçon est:

$$R_m = r_v + \frac{d_m}{2}, \quad r_v = \text{rayon de base de la Volute.}$$

- La longueur moyenne du filet est:

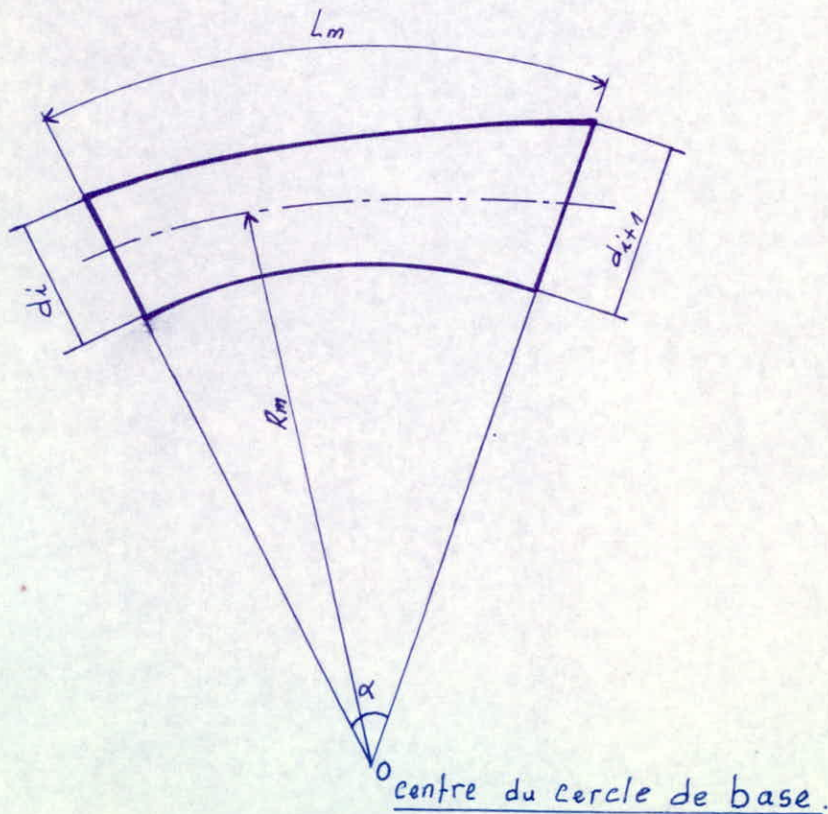
$$L_m = \alpha \cdot R_m. \quad \alpha (\text{rad}).$$

Le canal de la volute est divisé en 16 parties, d'où

$$\alpha = \frac{360^\circ}{16} = 22,5^\circ$$

$$\alpha (\text{rad}) = 0,392699 \text{ radian.}$$

Exemple de tronçon.



Tronçon	d_m (mm)	$R_m = r_y + \frac{d_m}{2}$ (mm)	$L_m = \alpha \cdot R_m$ (mm)	λ	$\Delta H_f = \lambda \cdot \frac{L_m}{d_m} \cdot \frac{C_{3m}^2}{2g}$ (m)
1	15,678	135,769	53,31	0,0680	2,912
2	20,432	138,146	54,24	0,0615	2,039
3	24,236	140,048	54,996	0,0573	1,637
4	27,511	141,680	55,637	0,0543	1,383
5	30,429	143,144	56,212	0,0521	1,210
6	33,080	144,473	56,734	0,0504	1,080
7	35,545	145,702	57,217	0,0490	0,993
8	37,847	146,850	57,667	0,0477	0,915
9	40,019	147,930	58,091	0,0460	0,841
10	42,070	148,960	58,496	0,0458	0,802
11	44,030	149,940	58,881	0,0450	0,757
12	45,910	150,880	59,250	0,0442	0,718
13	47,710	151,780	59,603	0,0436	0,686
14	49,449	152,650	59,940	0,0430	0,656
15	51,120	153,490	60,274	0,0424	0,629

La perte totale: $\Delta H_{fT} = 16,493 \text{ m}$

- Perte dans le Cône diffuseur de la volute.

$$\Delta H_c = \lambda \cdot \frac{L_c}{d_{mc}} \cdot \frac{V_{mc}^2}{2g}$$

$L_c = 230 \text{ mm}$ longueur du cône diffuseur.

$d_{mc} = \frac{d_e + d_s}{2}$ diamètre moyen.

$d_e \approx 52 \text{ mm}$ diamètre de la section d'entrée.

$d_s = 100 \text{ mm}$ diamètre de la section de sortie.

V_{mc} = vitesse moyenne d'écoulement dans le cône.

$$d_{mc} = \frac{d_e + d_s}{2} = \frac{52 + 100}{2} = 76 \text{ mm}$$

$$Q = V_{mc} \cdot S_{mc} = V_{mc} \cdot \frac{\pi d_{mc}^2}{4}$$

$$\text{d'où : } V_{mc} = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_{mc}^2} = \frac{4 \cdot 120}{\pi \cdot 0,076^2 \cdot 3600} = 7,34 \text{ m/s}$$

$$V_{mc} = 7,34 \text{ m/s.}$$

λ est le coefficient de frottement.

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d_{mc}}} \left(\sqrt{K} + \sqrt{\frac{v}{V_{mc}}} \cdot 1,7 \right)$$

$$= 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{0,076}} \left(7 \cdot 10^{-3} + 1,7 \sqrt{\frac{1,008 \cdot 10^{-6}}{7,34}} \right)$$

$$\lambda = 0,0372.$$

$$\Delta H_c = 0,0372 \cdot \frac{0,230}{0,076} \cdot \frac{7,34^2}{2 \cdot 9,81} = 0,309 \text{ m.}$$

Les pertes hydrauliques totales :

$$\begin{aligned} \Delta H_T &= \Delta H_r + \Delta H_v + \Delta H_{rf} + \Delta H_{fT} + \Delta H_c \\ &= 2,775 + 0,975 + 1,19 + 16,493 + 0,309 \end{aligned}$$

$$\underline{\Delta H_T = 21,742 \text{ m.}}$$

5. Rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_{thz} - \Delta H_T}{H_{thz}} = \frac{106,82 - 21,742}{106,82} = 0,7964$$

$$\text{soit } \underline{\eta_h = 0,80}$$

6. Calcul des pertes par choc.

$$\Delta H_c = K_1 \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right)^2$$

$Q_0 = 120 \text{ m}^3/\text{h}$ débit nominal.

K_1 = Coefficient dépendant des vitesses périphériques.

$$K_1 = \frac{0,3 + 0,6 \cdot \beta_2/60 \left(u_1^2 + \frac{u_2^2}{1+p} \right)}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,3 + 0,6 \cdot 22,5/60 \left(15,72^2 + \frac{37,6^2}{1+0,335} \right)}{2 \cdot 9,81}$$

$$K_1 = 34,9495.$$

Q (m ³ /h)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
ΔH _c (m)	34,94	29,36	24,27	19,65	15,53	11,89	8,73	6,06	3,88	2,18	0,97	0,24	0,0	0,24	0,97	2,18	3,88

Voir le graphe $\Delta H_c = f(Q)$ en page 44.

7. Courbe des pertes hydrauliques.

Les pertes hydrauliques sont proportionnelles au carré du débit.

$$\Delta H_T = K_2 \cdot Q^2, \quad K_2 = \text{Constante.}$$

Pour $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h} \approx 0,0333 \text{ m}^3/\text{s}$ on a $\Delta H_T = 21,742 \text{ m}$

$$K_2 \approx 19570,70$$

Q (m ³ /s)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
ΔH _T (m)	0,00	0,151	0,605	1,363	2,424	3,788	5,456	7,426	9,702	12,280	15,160	18,343	21,742	25,621	29,713	34,111	38,810

Voir le graphe $\Delta H_T = f(Q)$ en page 44.

8. Courbe caractéristique de la pompe:

$$H = f(Q)$$

C'est la hauteur en mètre d'eau que fournit la pompe pour un débit donné.

$$H = H_{thz} - \Delta H_T - \Delta H_c.$$

Pour chaque valeur du débit Q on porte directement la valeur de H sur le graphe, on construit ainsi la Courbe $H = f(Q)$ point par point.

9. Courbe Caractéristique de l'installation .

Tracer la courbe caractéristique de l'installation, c'est déterminer la hauteur manométrique de l'installation en fonction du débit.

$$H_i(Q) = H_g + \Delta H_i(Q).$$

$H_g = 58 \text{ m}$, c'est la hauteur géométrique de l'installation, elle est égale à la somme de la hauteur géométrique d'aspiration et de la hauteur géométrique de refoulement.

ΔH_i = perte de charge à l'aspiration et au refoulement pour le débit considéré.

ΔH_i est proportionnelle au carré du débit.

$$\Delta H_i = K_3 \cdot Q^2.$$

Pour $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h} \approx 0,0333 \text{ m}^3/\text{s}$ on a :

$$\Delta H_i = 0,221 + 15,968 \approx 16,20 \text{ m}$$

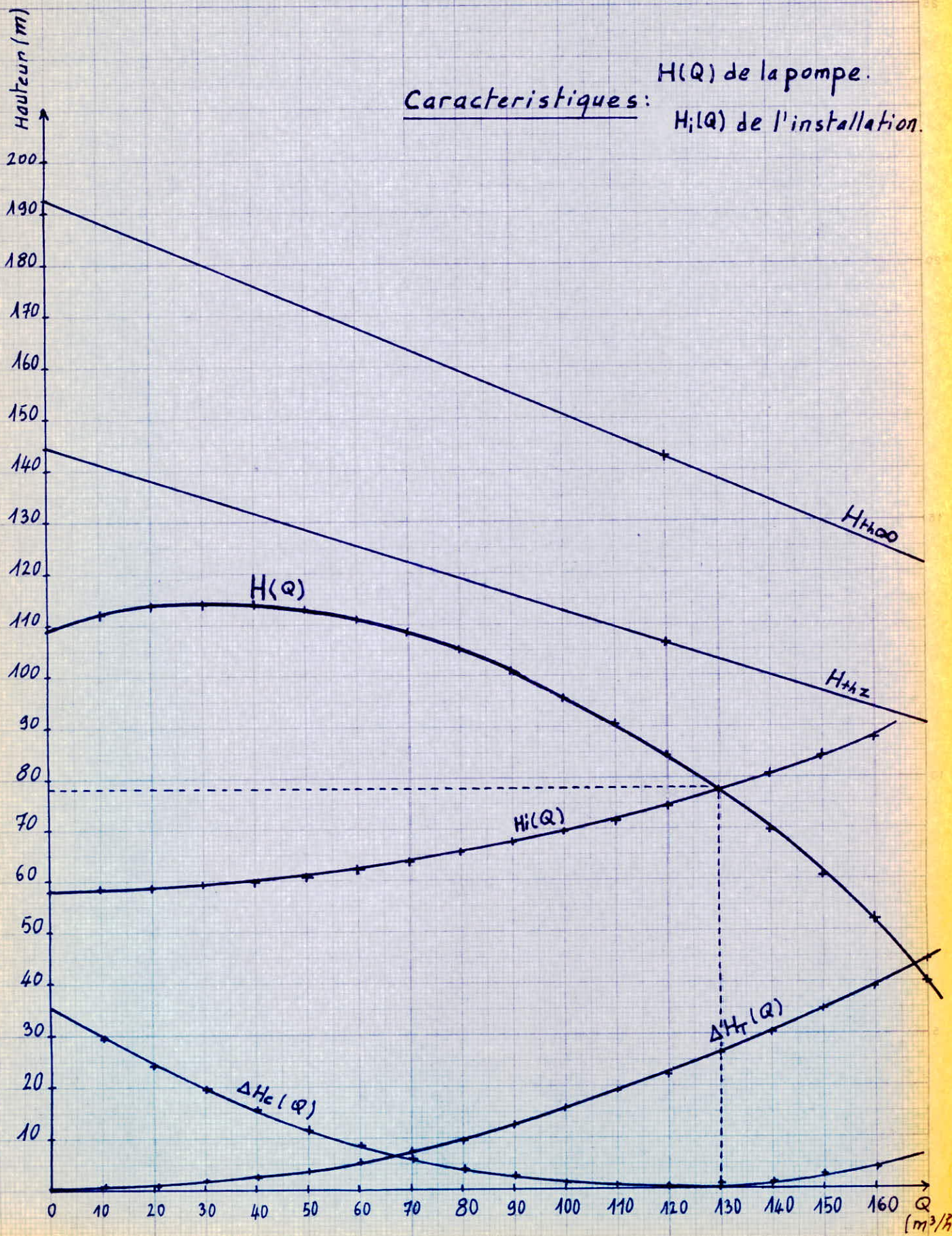
d'où $K_3 = 14876,033$.

$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ Q	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
ΔH_i (m)	0,00	0,114	0,458	1,032	1,835	2,868	4,131	5,623	7,345	9,297	11,478	13,888	16,20	19,398	22,497	25,826	29,384

Voir le graphe $H_i(Q)$ en page 44.

L'intersection de la courbe $H_i(Q)$ avec la caractéristique $H(Q)$ de la pompe donne le point de fonctionnement cette pompe dans l'installation.

Caracteristiques: $H(Q)$ de la pompe.
 $H_i(Q)$ de l'installation.



10. Rendement volumétrique.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

$Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$ débit nominal.

Q_f = débit de fuites, calculé d'après la formule:

$$\frac{Q_f}{Q} = \frac{1}{1000} \frac{d_1}{d_2} \frac{u_2 d_2^2}{Q} \sqrt{0,75 + 0,25 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - \left(1 - \frac{\psi}{2}\right)^2}$$

avec $\psi = \left(\frac{u_2^2}{2gH}\right)^{-1}$.

d'où:

$$\frac{Q_f}{Q} = \frac{1}{1000} \frac{104}{247} \frac{37,6 \cdot 0,247^2 \cdot 3600}{120} \sqrt{0,75 + 0,25 \left(\frac{104}{247}\right)^2 - \left(1 - \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 75}{2 \cdot 37,6^2}\right)^2}$$

soit $Q_f = 0,0009633 \text{ m}^3/\text{s}$.

Pour les deux chicanes on a:

$$Q_{ft} = 2 \cdot Q_f = 2 \cdot 0,0009633 = 0,0019266 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = \frac{120/3600}{120/3600 + 0,0019266} = 0,9453$$

soit $\eta_v = 0,94$.

11. Rendement mécanique.

- Puissance utile:

$$P_u = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367,1} = \frac{1 \cdot 120 \cdot 75}{367,1} = 24,51 \text{ KW}$$

- Puissance dissipée dans les paliers et les presses-étoupes:

$$P_p = 0,02 P_u = 0,02 \cdot 24,51 = 0,49 \text{ KW}$$

- Puissance dissipée par frottement liquide - parois:

$$P_f = C \cdot u_2^3 \cdot d_2^2 \left(1 + 5 \frac{b_2}{d_2}\right)$$

C = est un facteur dépendant du coefficient de frottement du disque sur le fluide.

Pour l'eau, $C = 0,001$ dans le cas des surfaces rugueuses.

$$P_f = 0,001 \cdot 37,6^3 \cdot 0,247^2 \left(1 + 5 \cdot \frac{12}{247} \right) \approx 4,030 \text{ chevaux.}$$

soit $P_f = 2,966 \text{ KW.}$

- Puissance absorbée par la pompe :

$$P_a = \frac{P_u}{\eta_h \cdot \eta_v} + P_p + P_f = \frac{24,51}{0,80 \cdot 0,9453} + 0,49 + 2,966$$

soit : $P_a = 35,866 \text{ KW}$

le rendement mécanique est :

$$\eta_m = \frac{\frac{P_u}{\eta_h \cdot \eta_v}}{\frac{P_u}{\eta_h \cdot \eta_v} + P_p + P_f} = \frac{\frac{24,51}{0,80 \cdot 0,9453}}{\frac{24,51}{0,80 \cdot 0,9453} + 0,49 + 2,966}$$

$$\eta_m = 0,90$$

12. Rendement global de la pompe :

$$\begin{aligned} \eta_g &= \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \\ &= 0,80 \cdot 0,9453 \cdot 0,903 \end{aligned}$$

$$\underline{\eta_g = 0,68.}$$

13. Tracé des courbes $P_a(Q)$ et $\eta_g(Q)$.

- Le rendement hydraulique.

$$\eta_h = \frac{H}{H_{thz}}$$

Pour chaque débit, on relève sur le graphe les valeurs de H et H_{thz} .

- Le rendement volumétrique.

η_v est calculé pour chaque valeur de H relevée sur le graphe, d'après la formule utilisée au 10^e.

- La Puissance utile.

$$P_u = \frac{P \cdot Q \cdot H}{367,1}$$

- La Puissance interne.

$$P_i = \frac{P_u}{\eta_h \cdot \eta_v}$$

- La Puissance absorbée.

$$P_a = P_i + P_p + P_f$$

$P_p = 0,02 P_u$ donc variable en fonction du débit.

$P_f = 2,966 \text{ kW}$ est constante.

- Le rendement mécanique.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_p + P_f}$$

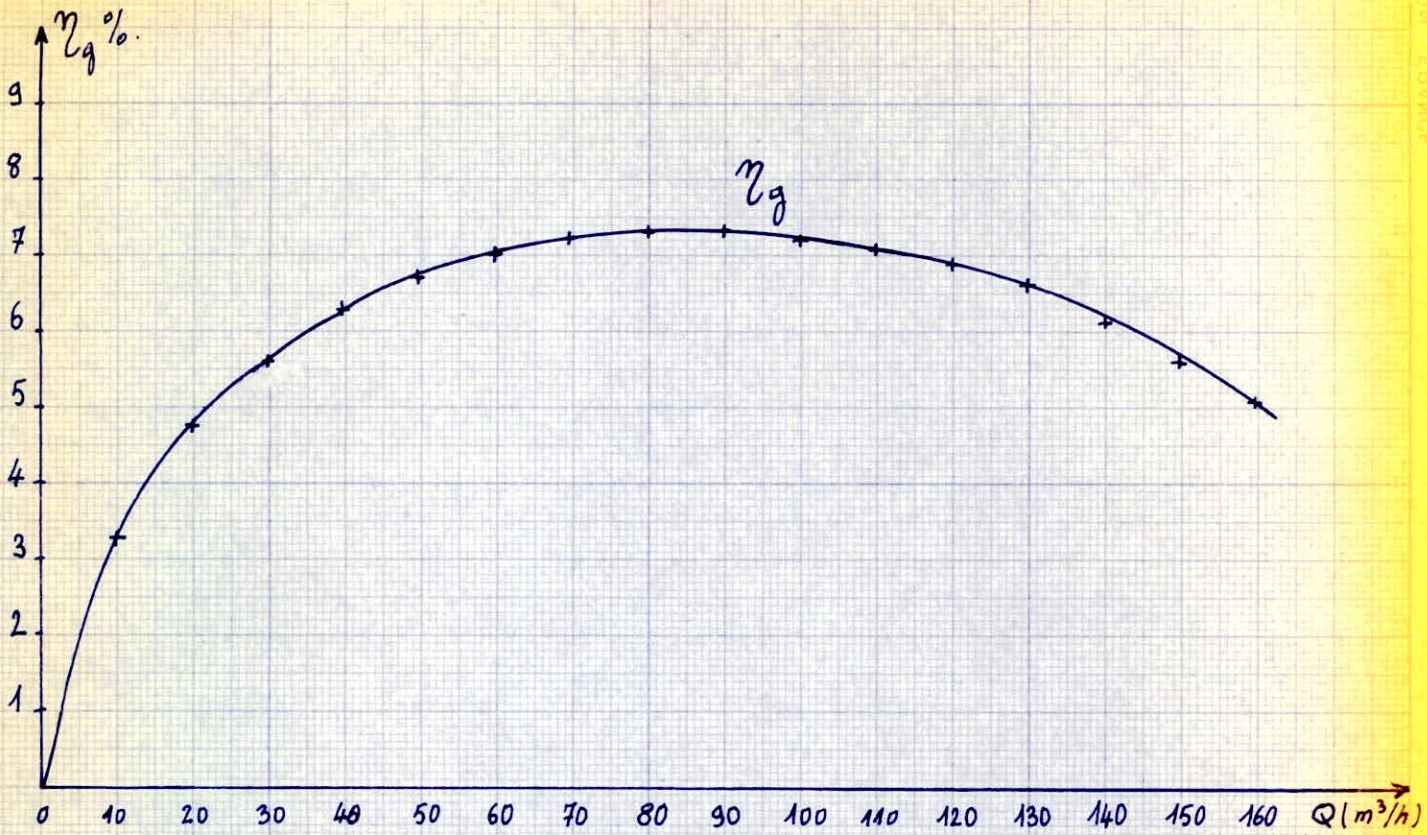
- Le rendement global.

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

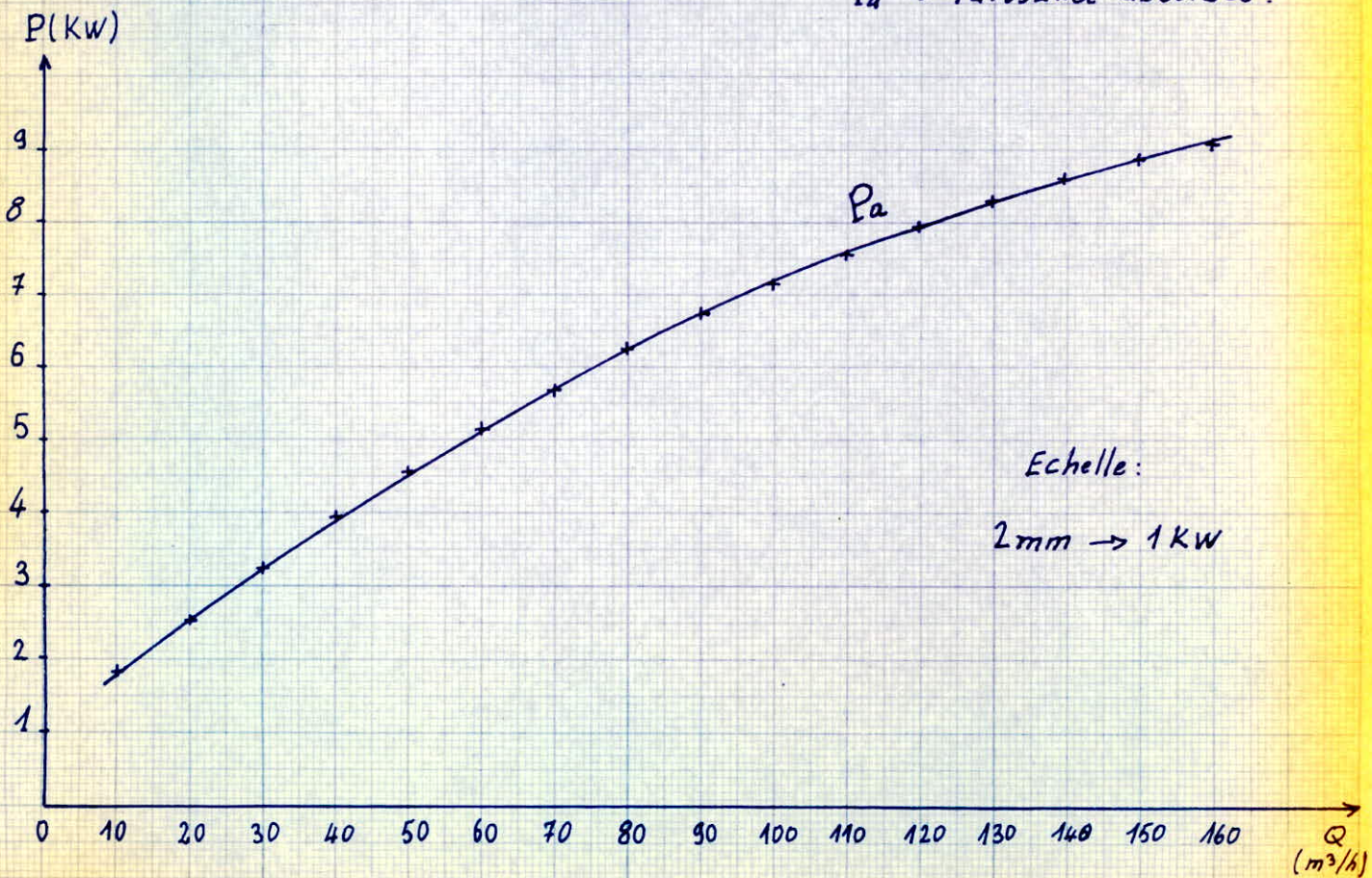
Voir les courbes $P_a(Q)$ et $\eta_g(Q)$ en page 49.

Tableau des valeurs .

Q (m ³ /s)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
H _{thz} (m)	144	141	138	135	131,5	128	125	122	118,5	115,5	112	109	106	103	100	97	93,5
H (m)	109	112	113,5	114	114,5	113	111	108	105	101	95	90	84	78	69	61	53
$\eta_h\%$	75,6	79,4	82,2	84,4	87,0	88,2	88,8	89,3	88,6	87,4	84,8	82,5	79,2	75,7	69,0	62,8	56,6
$\eta_v\%$	0	62,4	76,78	83,20	86,84	89,22	90,88	92,13	93,09	93,88	94,55	95,11	95,61	96,05	96,51	96,93	97,33
P _u (kw)	0	3,05	6,183	9,315	12,47	15,39	18,134	20,590	22,875	24,760	25,873	26,965	27,457	27,617	26,315	24,92	23,096
P _p (kw)		0,061	0,123	0,186	0,249	0,307	0,362	0,411	0,457	0,495	0,517	0,539	0,549	0,552	0,526	0,498	0,461
P _f (kw)	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966	2,966
P _a (kw)		9,178	12,948	16,417	19,720	22,830	25,797	28,403	31,111	33,637	35,752	37,870	39,774	41,50	43,008	44,39	45,352
$\eta_m\%$		67,0	76,1	80,8	83,6	85,6	87,0	88,1	88,9	89,7	90,2	90,7	91,1	91,5	91,8	92,1	92,4
$\eta_g\%$	0	33,13	48,0	56,7	63,1	67,3	70,2	72,5	73,3	73,5	72,3	71,1	69,0	66,4	61,1	56,0	50,8



Caractéristiques de la pompe : η_g = rendement global.
 P_a = Puissance absorbée.

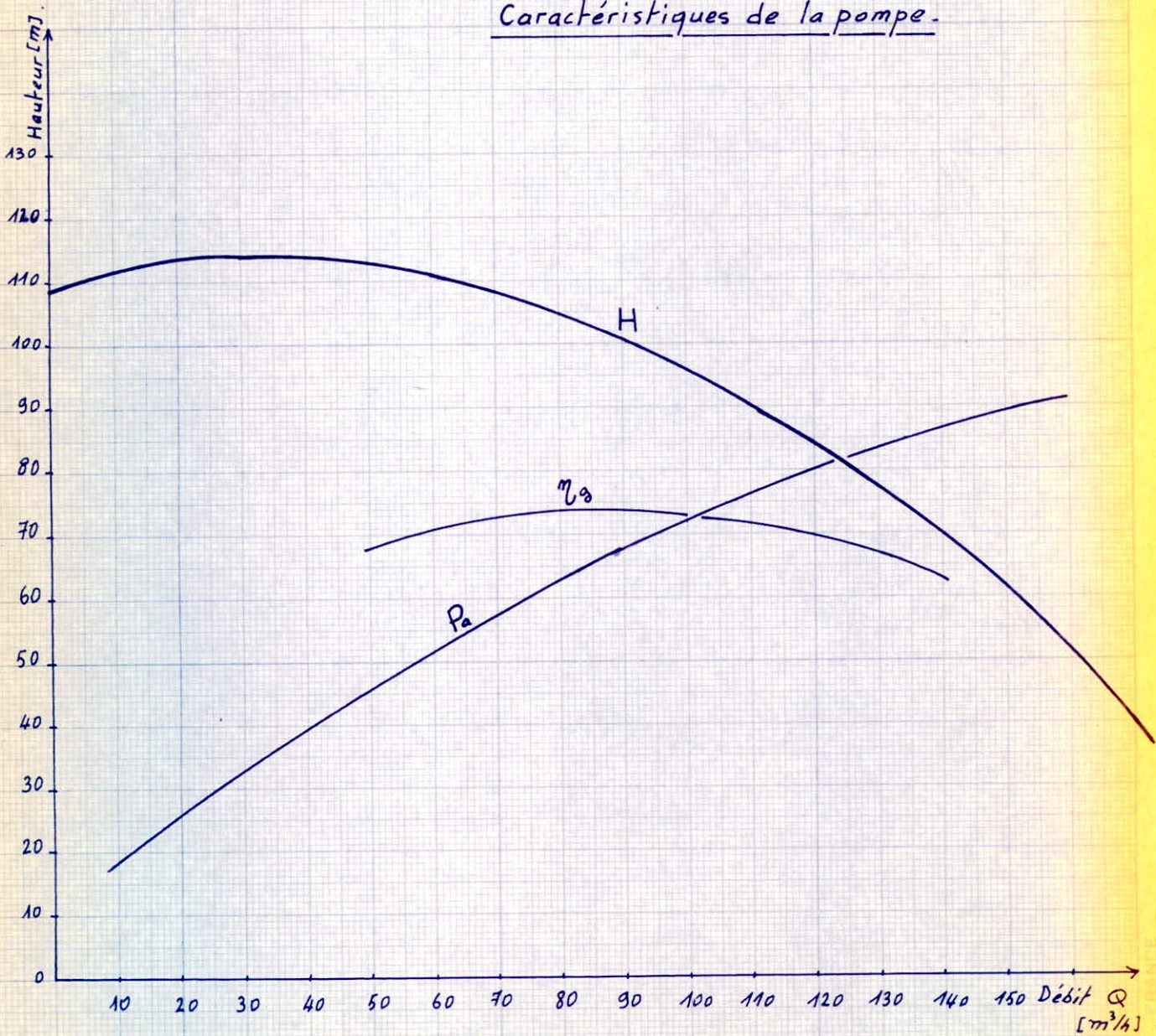


Echelle:

2mm \rightarrow 1KW

- 44 - 49, bis .

Caractéristiques de la pompe.



Echelle: H. 1mm → 1m
Pa. 2mm → 1kW
ηg. 10mm → 10%.

14 - Adaptation de la pompe au régime désiré.

Le point de fonctionnement de la pompe dans l'installation est caractérisé par :

- un débit de $Q = 130 \text{ m}^3/\text{h}$
- une hauteur manométrique de $H = 78 \text{ m}$.

Pour adapter la roue à un régime différent on pratique le rognage.

Cette opération consiste à diminuer le diamètre extérieur de la roue initiale.

Dans notre cas, on veut que la pompe fonctionne à

- $Q_0 = 120 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H_0 = 75 \text{ m}$

le coefficient de rognage m est :

$$\frac{1}{m^2} = \frac{Q}{Q_0} = \frac{H}{H_0} = \frac{130}{120}$$

d'où $m = 0,96$

Le nouveau diamètre de la roue (rognée) devient :

$$d_0 = m d_2 = 0,96 \cdot 247,62$$

$$\underline{d_0 \approx 237 \text{ mm.}}$$

Après le rognage, la caractéristique de la roue va être modifiée et le rendement sera légèrement diminué.

Notons que le rognage est une opération fréquemment utilisée par les constructeurs pour adapter une roue aux différents régimes.

Chap. IV . CALCULS MÉCANIQUES .

1. Épaisseur de la volute.

L'épaisseur est donnée par la formule suivante :

$$e > \sqrt{\frac{p \cdot D^2}{4 \cdot \sigma}}$$

avec :

$P = \rho H$, c'est la pression maximale possible ,
dans notre cas on prend $H = H_{H_2} = 106,82 \text{ m}$.

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3 .$$

D = diamètre du canal, on prend le diamètre
 D_m de la section moyenne de la volute .

$$D_m = \frac{\sum d_i}{16} = 36 \text{ mm} , d_i \text{ calculés en page 33}$$

$\sigma = 250 \text{ à } 300 \text{ Kg/cm}^2$ pour la fonte.

$$P = \rho H = 1000 \cdot 106,82 = 106820 \text{ Kg/m}^2 = 10,6820 \text{ Kg/cm}^2$$

d'où :

$$e > \sqrt{\frac{10,6820 \cdot 3,6^2}{4 \cdot 250}} = 0,372 \text{ cm}$$

Notons que cette formule donne la valeur minimale
de l'épaisseur .

on prend une épaisseur $e = 10 \text{ mm}$, une valeur largement
permise par la technique de la fonderie .

on prend la même épaisseur pour le corps des brides
d'aspiration et de refoulement .

2. Calcul de l'arbre de la pompe.

Le calcul sera fait pour les conditions de fonctionnement de la roue non rognée, c'est à dire:

- $Q = 130 \text{ m}^3/\text{h}$

- $H = 78 \text{ m}$

A ce régime de marche la pompe absorbe une puissance $P_a = 41,50 \text{ kW}$ - voir tableau de la page 48.

Le moteur d'entraînement doit fournir une puissance de:

$P_M = 1,1 P_a = 1,1 \cdot 41,50 = 45,65 \text{ kW}$

- Couple de torsion sur l'arbre.

$$C_t = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{\frac{2\pi \cdot N}{60}} = \frac{45,65 \times 60 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 2900} = 150,32 \text{ m.N}$$

- diamètre de l'arbre :

on le calcule d'après la formule pratique suivante :

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 C_t}{R_c}} \quad [\text{mm}] \quad , \quad \text{formule dans laquelle}$$

- C_t exprimé en $[\text{daN} \cdot \text{mm}]$
- R_c $[\text{daN}/\text{mm}^2]$ résistance pratique de cisssion dépendant du matériau utilisé.

Les Constructeurs de pompes utilisent généralement de l'acier inoxydable, pour sa rigidité et sa tenue à la rouille.

Prenons l'acier Z30C13 de résistance pratique à la cisssion $R_c = 6 \text{ daN}/\text{mm}^2$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 15032}{60}} = 23,22 \text{ mm} \quad , \quad \text{soit } \underline{d = 25 \text{ mm}} \quad .$$

3. Choix de la clavette de la roue.

Au niveau de la roue l'arbre doit être renforcé, d'où on prend un diamètre de $d = 35 \text{ mm}$.

Pour $d = 35 \text{ mm}$ on choisit une clavette normalisée de dimensions:

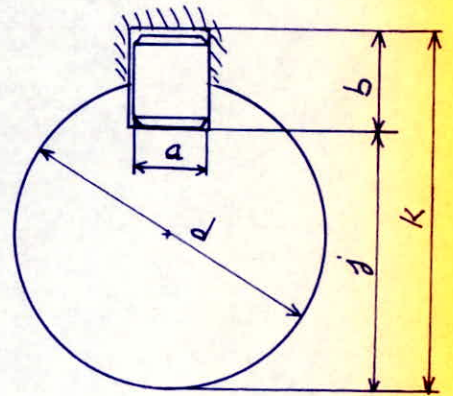
$$a = 10 \text{ mm}$$

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

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

$$k = 38,3 \text{ mm}$$

$L = 30 \text{ mm}$, longueur de la clavette.



Vérification à la résistance.

- Effort tangentiel.

$$T = \frac{C_t}{d/2} = \frac{150,32 \cdot 10^3}{35/2} = 8589,71 \text{ N.}$$

- Vérification au cisaillement.

La clavette est en acier A34 de résistance de rupture à la traction 340 N/mm^2 .

Contrainte admissible au cisaillement: $\tau_{ad} \approx 60 \text{ N/mm}^2$

$$\tau = \frac{T}{S} = \frac{T}{a \cdot L} = \frac{8589,71}{10 \cdot 30} = 28,63 \text{ N/mm}^2$$

on voit que la condition $\tau < \tau_{ad}$ est bien vérifiée.

- Vérification à la compression.

$$\sigma = \frac{T}{S'} = \frac{T}{b \cdot L} = \frac{8589,71}{8 \cdot 30} = 35 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma = 35 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{ad} = 76 \text{ N/mm}^2$ à la compression.

4. Calcul des roulements.

Pour choisir le type de roulements et les dimensions, on doit calculer la charge équivalente et la capacité dynamique C .

a) calcul de la poussée axiale.

$$P_a = \frac{\pi}{4} \left[(d_2^2 - d_0^2) \Delta P_2 + (d_0'^2 - d_0^2) (P_2 - \Delta P_1 - \bar{\omega} \cdot \frac{U_0'^2 - U_0^2}{16g} - \bar{\omega} \cdot \frac{V_0^2}{g}) \right]$$

avec :

$$- P_2 = \frac{\bar{\omega}}{2g} (U_2^2 - U_1^2 - W_2^2 + W_1^2), \text{ Pression de sortie.}$$

$$= \frac{1000}{2 \cdot 9,81} (37,6^2 - 15,8^2 - 10,53^2 + 16,74^2)$$

$$P_2 = 67964,66 \text{ kg/m}^2$$

$\Delta P_2 = 0,01 P_2 = 67,96466 \text{ kg/m}^2$, c'est la pression exercée par la rotation du fluide extérieur sur la face externe du flasque arrière.

$$- \Delta P_1 = \bar{\omega} \frac{U_2^2 - U_0'^2}{8g}, \text{ pression exercée sur la face du flasque avant.}$$

$$U_0' = \frac{\pi \cdot d_0' \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot 0,116 \cdot 2900}{60} = 17,61 \text{ m/s}$$

$d_0' = 116 \text{ mm}$ diamètre de la chicane avant, relevé sur le dessin.

$$\Delta P_1 = 1000 \cdot \frac{37,6^2 - 17,61^2}{8 \cdot 9,81} = 14062,8 \text{ kg/m}^2.$$

- $V_0 \approx C_{m1} = 5,56 \text{ m/s}$ vitesse à l'entrée de l'ouïe.

- $d_0 = 35 \text{ mm}$ diamètre de l'arbre.

- $d_0 = d_1 = 104 \text{ mm}$ diamètre de l'ouïe.

- $d_2 = 247 \text{ mm}$ diamètre extérieur de la roue.

- $\bar{\omega} = 1000 \text{ kg/m}^3$.

$$P_a = \frac{\pi}{4} \left[(0,247^2 - 0,104^2) 67,964^2 + (0,116^2 - 0,035^2) (67,964 - 14062,8 - \frac{1000 \cdot 17,64^2 - 15,8^2}{16 \cdot 9,81} - \frac{1000 \cdot 5,56^2}{9,81}) \right]$$

$$P_a = 486,49 \text{ Kg.}$$

soit :

$$\underline{P_a = 4865 \text{ N}}$$

Pour diminuer cette force d'intensité importante on utilise des chicanes et on perce des trous de Communications entre l'ouïe et la face opposée.

b) Calcul de la charge équivalente.

$$P = x F_r + y F_a$$

F_r = charge radiale, due aux poids de la roue, de l'écrou et de l'arbre, négligeable devant la poussée axiale P_a .

F_a = charge axiale, égale à P_a .

x, y des coefficients donnés par les constructeurs de roulements. soit :

$$P = y F_a = 1,2 \cdot 4865 = 5838 \text{ N}$$

c) Calcul de la charge dynamique C.

L = coefficient de durée de fonctionnement.

H = 2000 heures, durée minimum de fonctionnement du roulement.

$$L = \frac{60 \cdot N \cdot H}{10^6} = \frac{60 \cdot 2900 \cdot 2000}{10^6} = 348.$$

d'où :

$$C = P K L^{1/3} = 5838 \cdot 1 \cdot 348^{1/3} = 4106,36 \text{ daN}$$

$K=1$ coefficient de majoration, on prend $K=1$ car on s'est placé dans le cas où la poussée axiale n'est pas du tout équilibrée.

on peut utiliser le roulement suivant :

roulement à une rangée de billes à contact radial de :

- charge dynamique : 4050 daN.

- charge statique : 2900 daN

et de dimensions :

$$\left. \begin{array}{l} - d = 45 \text{ mm} \\ - D = 100 \text{ mm} \\ - B = 25 \text{ mm} \\ - r = 2,5 \text{ mm} \end{array} \right\} \text{ Série de dimensions 03}$$

et de vitesse maximale 8000trs/min.

5. Calcul des masses des organes mobiles.

a) masse de la roue.

- masse des aubes.

$$m_a = Z \cdot \rho \cdot V$$

$Z = 6$, nombre d'aubes.

$\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$, masse volumique de la fonte.

$V = l_m \cdot b_m \cdot e_m$, volume moyen de l'aube.

- $e_m = 7 \text{ mm}$ épaisseur de l'aube.

- $b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{12 + 22}{2} = 17 \text{ mm}$, largeur moyenne de l'aube.

- $l_m =$ longueur moyenne de l'aube.

$$= \frac{d_2 - d_1}{2 \sin \beta_m} = \frac{d_2 - d_1}{2 \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}} = \frac{247 - 104}{2 \sin \frac{10,4 + 22,5}{2}} \approx 200 \text{ mm}$$

d'où :

$$m_a = 6 \cdot 7200 \cdot 0,2 \cdot 0,007 \cdot 0,017 = 1,028 \text{ kg}$$

- masse du moyeu.

on l'assimile à un cylindre creux , de masse m_m ,

$$m_m = \rho V = \rho \frac{\pi}{4} (d_m^2 - d_a^2) \cdot \ell$$

- $d_m = 50 \text{ mm}$, diamètre extérieur du moyeu .
- $d_a = 35 \text{ mm}$, diamètre intérieur du moyeu
- $\ell = 40 \text{ mm}$, sa longueur , relevée sur le dessin .

$$m_m = 7200 \cdot \frac{\pi}{4} (0,05^2 - 0,035^2) \cdot 0,040 = 0,288 \text{ kg} .$$

- masse des flasques .

les 2 flasques sont assimilés à des disques d'épaisseur constante e .

$$\begin{aligned} m_f &= 2 \cdot \rho \cdot V = 2 \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \cdot e \\ &= 2 \cdot 7200 \cdot \frac{\pi}{4} (0,247^2 - 0,104^2) \cdot 0,007 = 3,97 \text{ kg} . \end{aligned}$$

la masse M_r de la roue sera donc :

$$\begin{aligned} M_r &= m_a + m_m + m_f \\ &= 1,028 + 0,288 + 3,97 \end{aligned}$$

$$M_r = 5,28 \text{ kg} .$$

b/ Masse de l'écrou .

L'écrou est également assimilé à un cylindre creux .

$$\begin{aligned} M_e &= \rho V = \rho \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) \cdot \ell \quad , \quad \rho (\text{acier}) = 7800 \text{ kg/m}^3 \\ &= 7800 \cdot \frac{\pi}{4} (0,047^2 - 0,022^2) \cdot 0,037 \end{aligned}$$

$$M_e = 0,390 \text{ kg} .$$

c/ masse de l'arbre .

L'arbre présente des tronçons de longueurs et de diamètres différents .

$$D \geq \sqrt{\frac{5,28 \cdot 17,5}{0,1 \cdot 51,11}} = 2,68 \text{ cm} = 26,8 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{\pi \cdot 3,5^2}{4(486,5 + 5,28)} = 51,11 \text{ kg/cm}^2$$

$d = 35 \text{ mm} = 3,5 \text{ cm}$ diamètre de l'arbre

$P_a = 486,5 \text{ kg}$, c'est la poussée axiale, calculée précédemment.

$$\sigma = \frac{\pi d^2}{4(P_a + P_1)} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

σ [kg/cm²], c'est la fatigue adhésive.

$l_a = 17,5 \text{ cm}$, longueur entre palier et roue, voir page 60.

$P_1 = 5,28 \text{ kg}$ poids de la roue.

$$D \geq \sqrt{\frac{P_1 \cdot l_a}{0,1 \cdot \sigma}} \text{ (cm)}$$

- Le diamètre d de l'arbre doit vérifier l'inégalité suivante:

6 - Vérification de l'arbre.

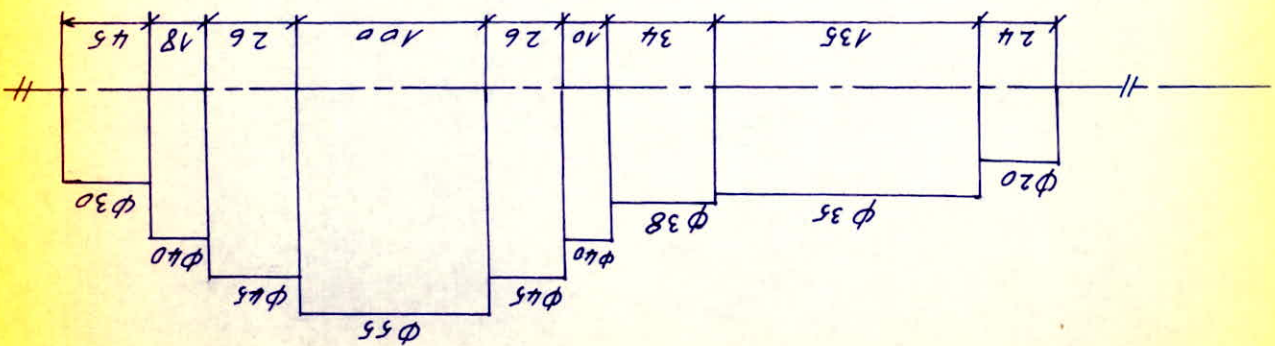
soit $M_a = 4,393 \text{ kg}$.

$$M_a = 7800 \cdot \frac{\pi}{4} [20^2 \cdot 24 + 35^2 \cdot 135 + 38^2 \cdot 34 + 40^2 \cdot 10 + 45^2 \cdot 26 + 55^2 \cdot 100 + 45^2 \cdot 26 + 40^2 \cdot 18 + 30^2 \cdot 45] \cdot 10^{-9}$$

d_i, L_i sont le diamètre et la longueur du tronçon i .

$$M_a = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \sum d_i^2 L_i$$

la masse M_a de l'arbre est:



on voit que le diamètre $d = 35 \text{ mm}$ vérifie bien la condition.

- Vérification de l'arbre à la flexion.

La flèche est donnée par la relation :

$$f = \frac{P_1 (f'_1 + f'_2)^2 + P_2 (f_1 + f_2)^2}{P_1 (f'_1 + f'_2) + P_2 (f_1 + f_2)} \quad (\text{cm}).$$

dans laquelle :

$$f_1 = \frac{P_2 \cdot l_2^2 \cdot l_1}{12 EI} = \frac{4,4 \cdot 12,5^2 \cdot 17,5}{12 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 11,176} = 44,85 \cdot 10^{-6} \text{ cm}.$$

$$f_2 = \frac{5 P_2 l_2^3}{384 EI} = \frac{5 \cdot 4,4 \cdot 12,5^3}{384 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 11,176} = 5,006 \cdot 10^{-6} \text{ cm}.$$

$$f'_1 = \frac{P_1 (l_1 + l_2) \cdot l_1^2}{3 EI} = \frac{5,67 (17,5 + 12,5) \cdot 17,5^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 11,176} = 776,86 \cdot 10^{-6} \text{ cm}.$$

$$f'_2 = \frac{P_2 l_2^2 \cdot l_1}{24 EI} = \frac{4,4 \cdot 12,5^2 \cdot 17,5}{24 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 11,176} = 22,42 \cdot 10^{-6} \text{ cm}.$$

$$I = \frac{\pi d_m^4}{64} \approx 0,05 d_m^4, \text{ moment d'inertie axial de l'arbre.}$$

En prenant $d_m \approx 38 \text{ mm} = 3,8 \text{ cm}$ diamètre moyen de l'arbre.

$$I = 0,05 (3,8)^4 = 11,176 \text{ cm}^4.$$

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ module d'élasticité de l'acier.}$$

$$P_1 = 5,67 \text{ Kg}, \text{ Poids de la roue et de l'écrou.}$$

$$P_2 \approx 4,4 \text{ Kg}, \text{ Poids de l'arbre.}$$

d'où la valeur de la flèche :

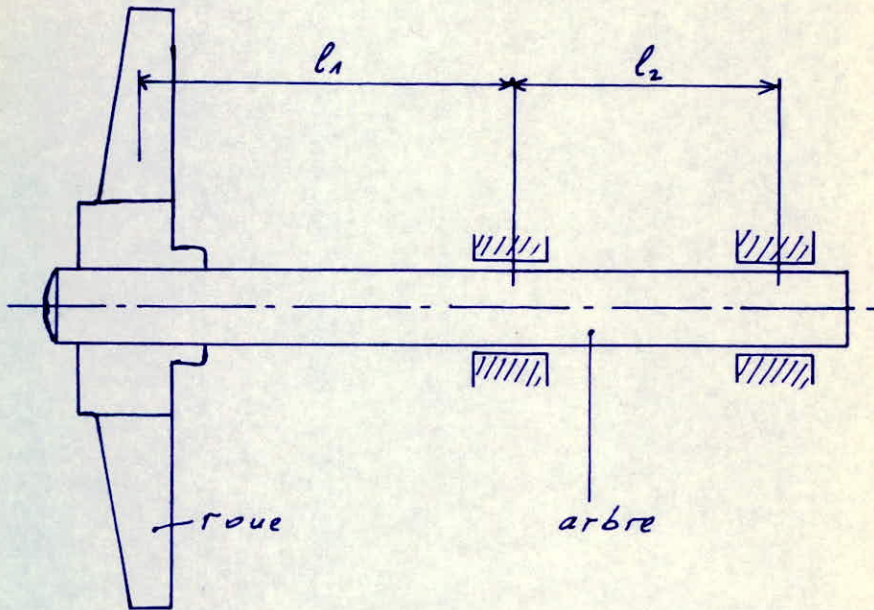
$$f = \frac{5,67 (776,86 + 22,42)^2 + 4,4 (44,85 + 5,006)^2 \cdot 10^{-12}}{5,67 (776,86 + 22,42) + 4,4 (44,85 + 5,006) \cdot 10^{-6}}$$

$$f = 0,0007646 \text{ cm}.$$

La vitesse critique, c'est à dire la vitesse pour laquelle la flèche deviendrait théoriquement, est donnée par la formule :

$$N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{g}{f}} = 9,55 \sqrt{\frac{981}{0,0007646}} = 10817,34 \text{ trs/mn.}$$

on voit que la vitesse critique est très éloignée de la vitesse de régime $N = 2900$ trs/mn.



Chap. V. - CHOIX DES MOTEURS -

1- Moteur électrique :

- type asynchrone .
- Vitesse 2900 trs/min.
- Puissance 46 kW .
- Courant alternatif. 220 - 380 volts .
- Fréquence : 50 Hertz .

2- Moteur thermique -

- type : Diesel à 4 temps .
- Vitesse : 1500 trs/min .
- Combustible : huile lourde
- Puissance : \approx 46 kW .

CONCLUSION

L'étude du projet d'une station de pompage Complète nécessite le concours d'une équipe d'ingénieurs de diverses spécialités Telles que le Génie civil, mécanique, électricité.

De même, l'étude Constructive de la pompe relève d'un bureau d'études composé de spécialistes en la matière dont le but est d'améliorer les qualités de la pompe, à élargir son domaine d'application et optimiser son prix de revient.

Le projet doit comporter également l'étude technico-économique de la station.

Pour ces raisons, il me paraît que l'étude précédente est une approche de la solution au problème réellement posé et je souhaite que ce projet aura la chance d'être réétudié de manière beaucoup plus détaillé et plus approfondi pour penser à sa réalisation.

- BIBLIOGRAPHIE -

- Installation de pompes.

SCP. Syndicat des Constructeurs de pompes. 3^e trimestre 1976.
- Paris.

- NPSH.

Importance - Méthodes de calcul - Méthodes d'essai.

Bruxelles, Mai 1974. Par "EUROPOMP".

- Calcul des tuyaux.

Par THEODORE ONIGA. CLS Paris 1949.

- Pompes, ventilateurs, Compresseurs centrifuges et axiaux.

Par A. de KOVÁTS et G. DESMUR.

Ed^t DUNOD. Paris 1962.

- Pompes centrifuges et Pompes hélices.

Par A.J. STEPANOFF. Ed^t DUNOD, Paris 1961.

- Instructions pour le montage, la conduite, et l'entretien
des pompes centrifuges.

"ENSIVAL".

4851 WEGNEZ. BELGIQUE 1967.

