

وزارة التعليم العالي

Ministère de l'Enseignement Supérieur

Alex

المدرسة الوطنية للمعلوم الهندسية

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
E. N. P. A

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES  
INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME :

ETUDE D'UNE POMPE SUBMERSIBLE  
DESTINÉE AU POMPAGE DES EAUX  
BOUEUSES

DEBIT = 30 m<sup>3</sup>/h. - HAUTEUR = 29 m.

N = 2880 tr/mn

Proposé et Dirigé par :

M. BOUAZIZ

Professeur à l'E.N.P.A.

Etudié par :

BEYAZ DAUD



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي

Ministère de l'Enseignement Supérieur

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
E. N. P. A

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES  
INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME :

ETUDE D'UNE POMPE SUBMERSIBLE  
DESTINÉE AU POMPAGE DES EAUX  
BOUEUSES

DEBIT = 30 m<sup>3</sup>/h - HAUTEUR = 29 m.

N = 2880 tr/mn

Proposé et Dirigé par :

M. BOUAZIZ

Professeur à l'E.N.P.A.

Etudié par :

BEYAZ DAOUD

Promotion Janvier 1985

## REMERCIEMENTS

Au terme de cette étude ; je tiens à exprimer mes vifs remerciements à Monsieur Bouaziz ; mon professeur et guide ; promoteur de ce projet ; pour les connaissances multi-formes qu'il n'a cessé de me communiquer durant cette étude ; pour son exemple de modestie et de compréhension.

Mes remerciements vont également à tous mes professeurs et assistants qui ont contribué à ma formation ainsi qu'à la réalisation de ce travail.

Je prie toutes ces personnes de bien vouloir trouver dans ces modestes remerciements ; l'expression de toutes mes grâces.

## DEDICACE

- A mes parents
- A mes frères et sœurs
- A mes proches parents et amis

Je dédie ce modeste travail

# SOMMAIRE

## INTRODUCTION

### CH I GENERALITE

I.1 : paramètres de fonctionnement de La pompe	1
I.1.1 : Débit de La pompe	1
I.1.2 : Énergie spécifique du fluide véhiculé	1
I.1.3 : Énergie spécifique de La pompe	1
I.1.4 : Énergie spécifique de l'installation	1
I.1.5 : Rendement de La pompe	2
I.1.6 : puissance absorbée par La pompe	3
I.1.7 : puissance utile de La pompe	3
I.1.8 : puissance de l'électromoteur	4
I.1.9 : vitesse de rotation	4
I.1.10 : Régime spécifique	4
I.2 : Influence du liquide véhiculé	6
I.2.1 : Effet de La masse spécifique	6
I.2.2 : Effet de La viscosité	6
I.3 : pompage des mélanges hydrauliques homogènes	11
I.4 : pompage des mélanges hydrauliques hétérogènes	11
CH II CALCUL DYNAMIQUE	
II.1 : vitesses spécifique volumétrique	13
II.2 : vitesse spécifique de puissance	13

II.3	classification de notre pompe	13
II.4	profil de la roue	13
II.5	Rendement hydraulique	14
II.6	vitesse absolues	14
II.7	vitesse périphérique $U_2$	15
II.8	Diamètre $d_2$ de la roue	16
II.9	puissance utile de la pompe	16
II.10	puissance dissipée par frottement de la roue	16
II.11	puissance perdue par frottement de la roue	16
II.12	Rendement mécanique de la pompe	16
II.13	Rendement volumétrique	16
II.14	Rendement global	17
II.15	La puissance de la pompe	17
II.16	La puissance du moteur	17
II.17	Diamètre de l'arbre de la roue	18
II.18	Le diamètre $d_2$ de la roue	18
II.19	Le débit dans la roue	18
II.20	La vitesse dans la section libre	18
II.21	La section libre	19
II.22	La section du moyeu	"
II.23	La section totale	"
II.24	le diamètre $d_0$	"
II.25	le diamètre $d_1$ de la roue	"

II.26	La vitesse périphérique $U_1$	19
II.27	l'angle d'entrée $\beta_1$	20
II.28	l'angle constructif $\beta'_1$	"
II.29	Le pas d'entrée	"
II.30	La projection $Su_1$	"
II.31	Le coefficient de rétrécissement $\varphi_1$	21
II.32	La Largeur d'entrée de La roue	21
II.33	La vitesse relative $W_1'$	22
II.34	La vitesse $Cu_2$	"
II.35	La vitesse absolue $W_2$	"
II.36	La vitesse relative $W_2$	23
II.37	La valeur réelle de $\beta'_2$	"
II.38	La projection $Su_2$	"
II.39	Le pas de sortie	24
II.40	Le Coefficient de rétrécissement $\varphi_2$	"
II.41	La section de sortie de La roue	"
II.42	La Largeur $b_2$ de sortie	"
II.43	La hauteur d'Euler $H_{th\infty}$	
II.44	La hauteur pour un nombre fini d'aube $H_{thz}$	"
II.45	La hauteur dynamique d'élevation $H_{dy\infty}$	25
II.46	La hauteur potentielle d'élevation	"
II.47	La hauteur à Vanne fermé	"
II.48	L'efficacité de L'aube	"



II.49	La poussée axiale.	27
II.49.1	La masse de l'arbre	28
II.49.2	La masse de la roue	"
CH III	TRACE DES AUBES	30
CH IV	CALCUL DE RESISTANCE	
IV.1	problèmes spéciaux	38
IV.2	Verification de la garniture mécanique	40
IV.3	l'épaisseur du corps	41
IV.4	choix des matériaux	42
IV.5	moment de torsion	"
IV.6	Verification de l'arbre	43
IV.7	Résistance à la traction	43
IV.8	calcul de clavetage	44
IV.9	calcul de roulement	45
CH V	CARACTERISTIQUES INST <sup>T</sup> ET ROUE	
V.1	perte de charge linéaire dans la conduite de refoulement	
V.2	pertes de charges singulières	46
V.3	les pertes de charges internes de l'installation	47
V.4	pertes par frottement	"
V.5	les fuites volumétriques	49
V.6	calcul du rendement volumétrique	52
V.7	calcul du rendement hydraulique	"

## CH VI GRILLE D'AILES

VI.1	Dynamique de l'aile portante	53
VI.2	Dimensionnement de la grille	54
VI.3	calcul des pertes dans la grille d'ailes	56
VI.4	calcul du nombre d'aile portante	56
VI.5	calcul de la hauteur réelle de la pompe	56

## CH VII VERIFICATION

1-	Le rapport $\frac{d_2}{d_0}$	57
2-	Le coefficient de puissance	57
3-	Le nombre d'aube	57
4-	le rendement global	58
5-	le coefficient sans dimension $\gamma$	58
6-	La valeur de l'angle $\nu$	58

## CH VIII CARACTERISTIQUES D'UNE POMPE IDEALE

- tracé des caractéristiques

## TABLE DES FIGURES

FIG N°	Designation	Page
I.2.2-a	changements des courbes caractéristique	9
I.2.2.b	courbes des coefficients de convertissement	10
III. 1	Méthode de Pfeleiderer	31
III	variation des grandeurs $W, C_m$ choisies pour le tracé du profil de la roue	32
VI. 1.2	profil de l'aile (quille d'ailes)	55
VIII	caractéristiques de la pompe idéale	63
-	Rendement hydraulique et global	64

## LEGENDE DES SYMBOLES

$y$  : l'énergie spécifique

$K'$  : coefficient de convertissement

$K$  : coefficient de couverture du moteur

$Z$  : nombre d'aubes de la roue

$d_h$  : diamètre du moyeu

$A$  : section

$\varphi$  : coefficient de rétrécissement

$p$  : coefficient du défaut de puissance

$e$  : l'efficacité de l'aube

$H_p$  : la hauteur de pression statique à la sortie

$M$  : la masse

$F_T$  : la poussée axiale totale

$F$  : la poussée axiale nette

Promoteur : M<sup>r</sup> BOUAZIZ Mohamed

ETUDIANT : BEYAZ DAUD

### ملخص

الموضوع: هذا المشروع لنهاية الدراسة يركز على دراسة شاملة لمضخة  
منغმسة موجهة لضخ المياه الوحلة والعكرة  
نقطتان أساسيتان كانتا العور الأساسي لهذه الدراسة وهما:  
- دراسة ديناميكية  
- دراسة بنائية (كيفية الحد من تسرب المياه إلى المحرك وإيجاد شكل  
شفرة المروحة)

### RESUME

Sujet : Le projet de fin d'étude consiste à une étude complète  
d'une pompe submersible destinée au pompage des eaux  
boueuses. Deux points fondamentaux ont été le soucis  
principal de cette étude ; à savoir :

- L'étude dynamique.
- L'étude constructive (étanchéité et le tracé du profil de la  
roue)

### SUMMARY

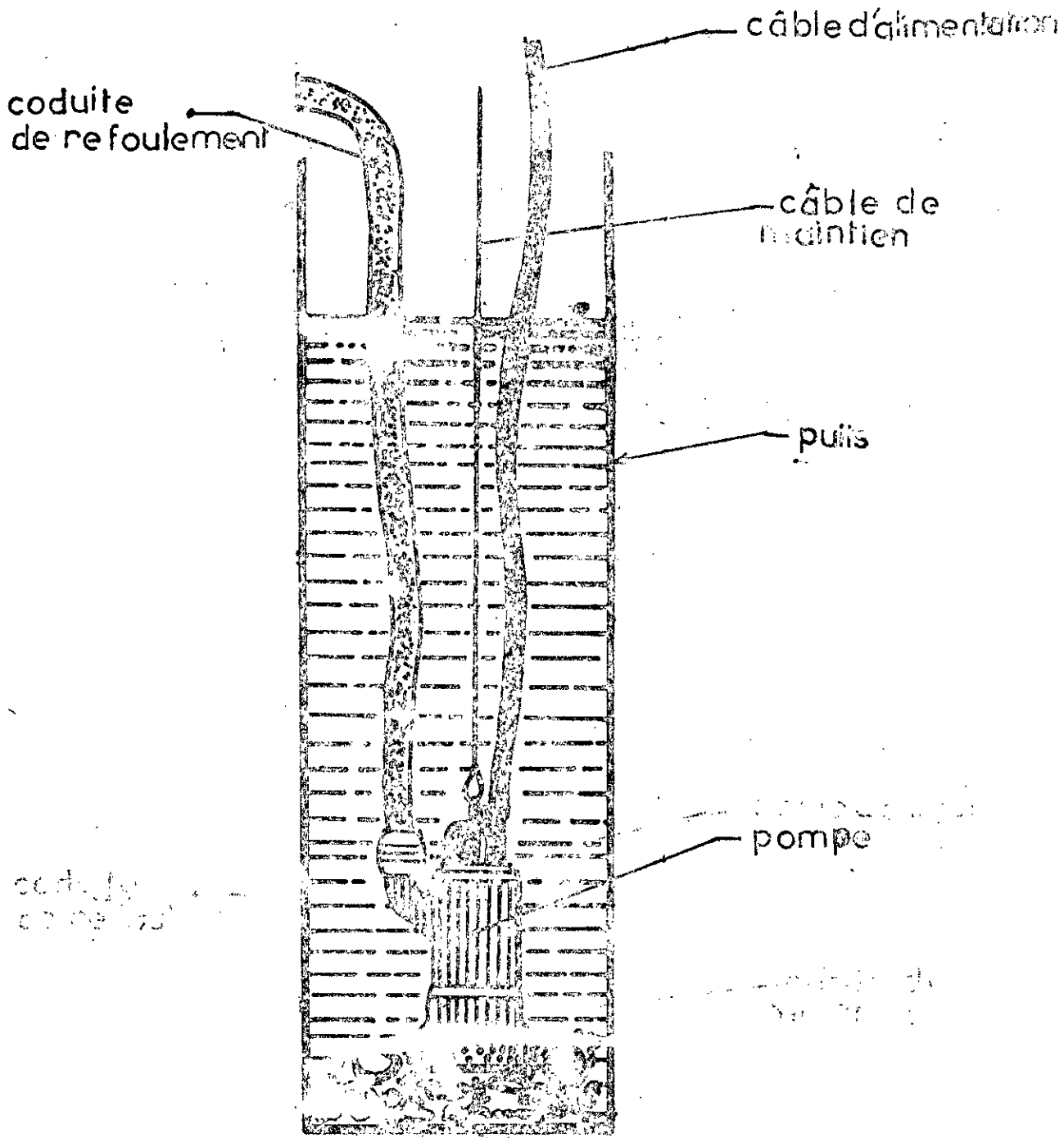
Subjects : This present project consist for a complete study  
of a submerged pump destined to pump the muddy waters.  
Two fundamental points have been the principale worries  
of study. to knows

- dynamic study
- constructive study (waterlightness and the profil  
tracing of the impeller)

## INTRODUCTION

Les pompes submersibles portatives sont destinées au pompage de l'eau poluée ; trouble et boueuse entraînant des impuretés mécaniques ; d'une teneur élevée jusqu'à 30% au maximum ; et d'une granulométrie allant jusqu'à 5 mm. La température maximale du liquide pompé peut s'élever jusqu'à 40°C.

Elles sont utilisées surtout sur les chantiers pour évacuer l'eau lors des travaux de fouille ; de terrassement ; dans les constructions des puits ; dans l'assèchement des caves et d'autres objets souterrains etc...



DISPOSITION DE LA POMPE

## CH I. GENERALITES

## I.1 Parametres de fonctionnement de la pompe

## I.1.1 Débit de La pompe :

Le débit de La pompe  $Q$  est La quantité du fluide véhiculé par La pompe par unité de temps dans La conduite de refoulement. Le débit réel est Le débit de La pompe dans les conditions de travail données.

## I.1.2 Énergie spécifique du fluide véhiculé :

De manière générale ; L'énergie spécifique est l'énergie se rapportant à l'unité de masse du liquide véhiculé. Elle correspond à La somme des énergies spécifiques, de pression  $\frac{P}{\rho}$  ; cinétique  $\frac{V^2}{2}$  et potentielle  $gZ$  à l'endroit donné de La pompe.

## I.1.3 Énergie spécifique de La pompe :

L'énergie spécifique de La pompe est l'accroissement de l'énergie fournie à un kilogramme du fluide pompé entre La section entrée et La section de sortie de La pompe.

$$Y = \left( \frac{P_s}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) - \left( \frac{P_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right)$$

## I.1.4 Énergie spécifique de L'installation :

L'énergie spécifique de l'installation de pompage est La différence énergétique nécessaire à véhiculer un kilogramme du liquide de La fosse d'aspiration à La fosse de refoulement.



-2-

À l'état d'équilibre, l'énergie spécifique de la pompe est égale à l'énergie spécifique de l'installation de pompage.

$$Y = Y_{inst}$$

Elle peut être exprimée par :

$$Y_{inst} = \left( \frac{P_{FR}}{\rho} + \frac{V_{FR}^2}{2} + Z_{FR} \cdot g + Y_{ZR} \right) - \left( \frac{P_{Fa}}{\rho} + \frac{V_{Fa}^2}{2} + Z_{Fa} \cdot g - Y_{Za} \right)$$

$$\Rightarrow Y_{inst} = \frac{P_{FR} - P_{Fa}}{\rho} + \frac{V_{FR}^2 - V_{Fa}^2}{2} + (Z_{FR} - Z_{Fa}) \cdot g + (Y_{ZR} + Y_{Za})$$

L'indice FR : fosse de refoulement

... Fa : fosse d'aspiration

$Y_{ZR}$  : Énergie spécifique de perte dans la conduite de refoulement.

$Y_{Za}$  : Énergie spécifique de perte dans la conduite d'aspiration

La hauteur totale de charge  $H$  de la pompe :

La hauteur totale de charge de la pompe est liée directement à l'énergie spécifique de la pompe par la relation

$$Y = g H$$

I-1.5 Rendement de la pompe :

Le rendement de la pompe est le facteur indiquant l'utilisation relative de la puissance de la pompe. Il est au fond la mesure des pertes dans la pompe.

$$\eta = \frac{P_u}{P}$$

Il correspond également au produit des rendements partiels .

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

### I1.6 Puissance absorbée par la pompe :

La puissance absorbée par la pompe correspond à la puissance nécessaire transmise par la machine d'entraînement sur l'arbre de la pompe d'un rendement  $\eta$  pour engendrer un débit  $Q$  du liquide de densité spécifique  $\rho$  et de l'énergie spécifique  $Y$ .

Elle est définie par la relation

$$P = \frac{\rho Q Y}{\eta} = \frac{\bar{w} Q H}{\eta}$$

$$\bar{w} = \rho g \quad [\text{kgf/m}^3]$$

$$H : \quad [m]$$

$$Q : \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

$$P : \quad [\text{kgf m s}^{-1}]$$

### I1.7 Puissance Utile de la pompe :

La puissance utile est la puissance transmise par la pompe au liquide passant par la section de sortie

$$P = \rho Q H = \bar{w} Q H$$

### II.8 Puissance de l'électromoteur :

pour déterminer la puissance de l'électromoteur, on se sert de la relation suivante :

$$P_M = K P$$

K: le coefficient de couverture du moteur, donné en fonction de la puissance absorbée par la pompe (VOIR la partie calcul).

### II.9 Vitesse de rotation :

- Elle est choisie généralement dans l'intervalle  $n = 200 \div 10,000 \text{ tr/min}$
- Elle doit correspondre à un régime maximum qui conduit à des frais d'investissement réduits du groupe pompe-moteur.
- Un régime plus élevé pour véhiculer les fluides non agressifs.
- Une vitesse de rotation plus réduite dans le cas où il faut atteindre une durée de vie acceptable de la pompe

### II.10 Régime spécifique :

Pour pouvoir comparer les propriétés des pompes à un régime de travail varié on se sert de la notion de régime spécifique, reliant les différents types de pompe sur la base d'une analogie géométrique. Il est traduit par la forme :

$$n_b = n \frac{Q^{1/2}}{y^{3/4}}$$

Il est au fond le coefficient de similitude exprimant le régime que la pompe (semblable sur le plan géométrique à la pompe donnée); aurait en cas d'énergie spécifique  $\gamma = 1 \text{ J kg}^{-1}$  et le débit  $Q = 1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ .

La valeur du régime spécifique  $n_b$  est très petite. De ce fait; on utilise dans la pratique plutôt ses multiples; à savoir ceux du régime spécifique volumétrique ou de puissance.

On peut exprimer le régime spécifique volumétrique de la manière suivante.

$$n_q = 333 n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\gamma^{\frac{3}{4}}}$$

Il correspond au régime que aurait la pompe géométriquement semblable à la pompe donnée; si son débit était de  $1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  à une énergie spécifique  $\gamma = 9,81 \text{ J kg}^{-1}$

le régime spécifique de puissance peut être exprimé de la manière suivante.

$$n_{s_f} = 3,008 n_q$$

Il s'agit du régime que la pompe; géométriquement semblable à la pompe donnée; aurait en cas de puissance utile de  $736 \text{ W}$  et une énergie spécifique de  $\gamma = 9,81 \text{ J kg}^{-1}$

## I-2. Influence du liquide véhiculé

### I-2.1 Effet de La masse spécifique :

- Sur L'énergie spécifique de La pompe.

Vu que l'énergie spécifique de La pompe se rapporte à l'unité de La masse du liquide véhiculé; Le changement de La masse spécifique du liquide ne peut exercer aucune influence, d'autre part il faut toute fois souligner qu'un changement de La pression se manifeste à cette occasion.

L'équation en vigueur pour l'énergie spécifique constante s'écrit

$$Y_t = \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{P_2}{\rho_2}$$

que l'on peut ramener en :

$$P_2 = \frac{\rho_2}{\rho_1} P_1$$

Il est de même pour La puissance

$$P_2 = \frac{\rho_2}{\rho_1} P_1$$

- La courbe  $Q = f(\eta)$  ne change pas, ainsi La courbe  $Q = f(Y)$

- La courbe  $Q = f(P)$  de puissance absorbée sera modifiée

### I-2.2 Effet de La viscosité :

La viscosité du liquide véhiculé exerce un tel effet sur Le fonctionnement de La pompe centrifuge que l'on assiste à un changement de l'allure des courbes caractéristiques.

- Cette effet peut être caractérisé de La manière suivante, en cas de résistance de La viscosité :

- 1) Le débit optimal  $Q_{opt}$  diminue.
- 2) L'énergie spécifique de La pompe baisse et l'allure de La courbe  $Q = f(\gamma)$  change.
- 3) La puissance absorbée de La pompe augmente.
- 4) Le rendement de La pompe diminue.
- 5) Le pouvoir d'aspiration de La pompe s'empire.

Le n'est pas seulement la viscosité du liquide véhiculé qui exerce un effet sur l'importance des changements, mais y contribue aussi les formes géométriques des parties hydrauliques de La pompe. L'effet de La viscosité sur le fonctionnement de La pompe centrifuge se dégage des changements des courbes caractéristiques (fig N° I-2-2-a)

Des coefficients de convertissement, obtenue de manière expérimentale, permettant de ramener les caractéristiques correspondant à des liquides de viscosité diverse.

- En désignant par l'indice ( $v$ ) le fluide de viscosité  $v$  et  $(Q, \gamma, P, \eta)$  pour l'eau.

- La relation en vigueur pour le convertissement du débit sera

$$Q_v = K'_Q \cdot Q$$

$K'_Q$  : coefficient de convertissement relatif au débit

-8.

- La relation correspondant à l'énergie spécifique à l'énergie spécifique pour l'eau  $Y$ ; ramenée à l'énergie spécifique de la pompe en véhiculant des matières de viscosité plus élevée  $Y_v$  s'écrit :

$$Y_v = K'_y \cdot Y$$

$K'_y$  : coefficient de convertissement relatif à l'énergie spécifique

de manière analogue ; La relation suivante correspond à la puissance absorbée de la pompe ; s'écrit sous la forme suivante.

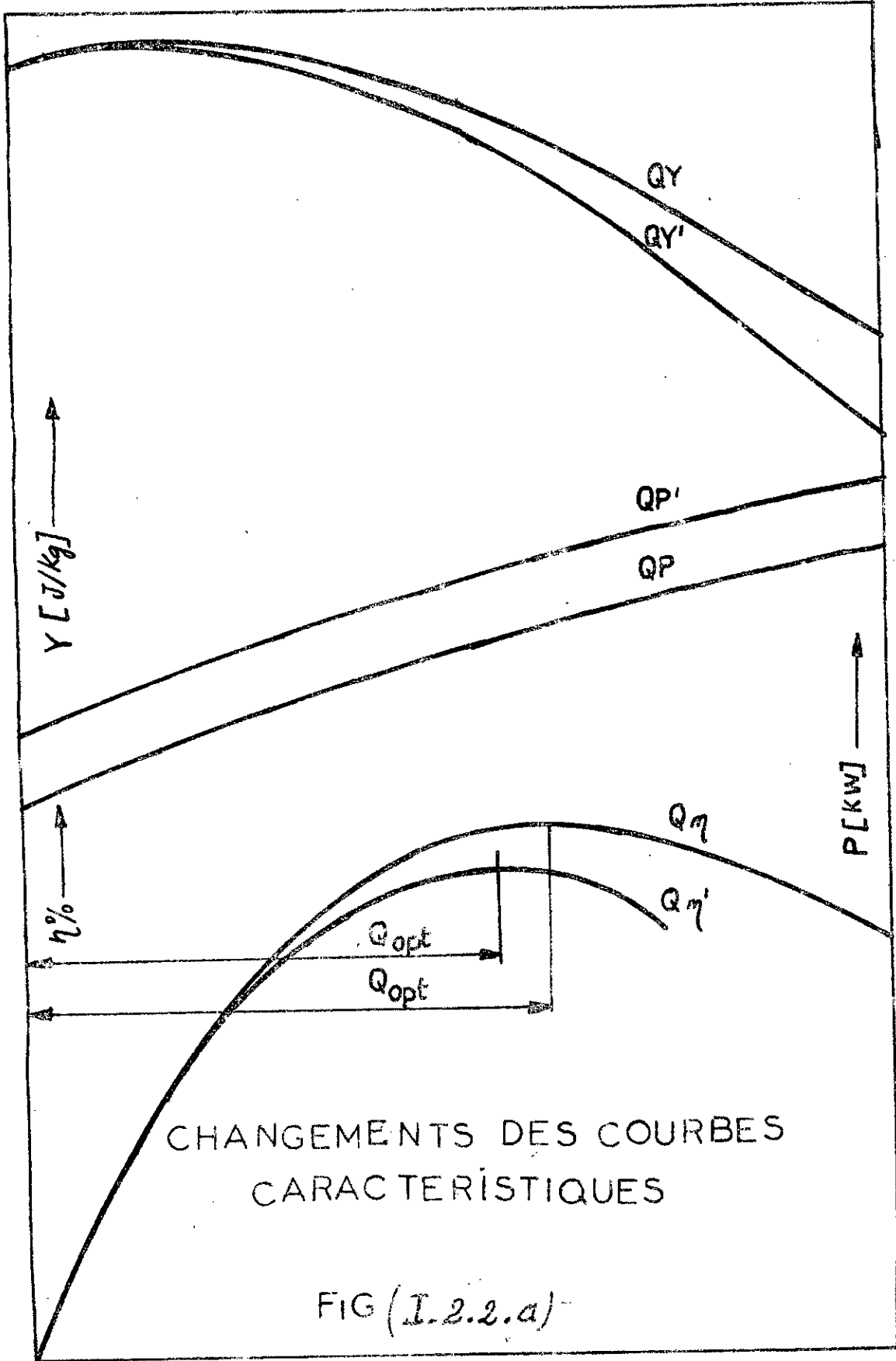
$$P_v = K'_p \cdot P$$

$K'_p$  : Etant le coefficient de convertissement relatif à la puissance absorbée de la pompe.

Le rendement de la pompe pour l'eau  $\eta$ , converti en rendement de la pompe véhiculant des substances d'une viscosité supérieure  $\eta_v$  devient :

$$\eta_v = K'_\eta \cdot \eta$$

les valeurs des coefficients de convertissement se trouvent dans le diagramme (fig I-2.26) pour  $0,25 Q_{opt}$ ,  $0,75 Q_{opt}$  et  $1 Q_{opt}$ .



CHANGEMENTS DES COURBES  
 CARACTERISTIQUES

FIG (I.2.2.a)



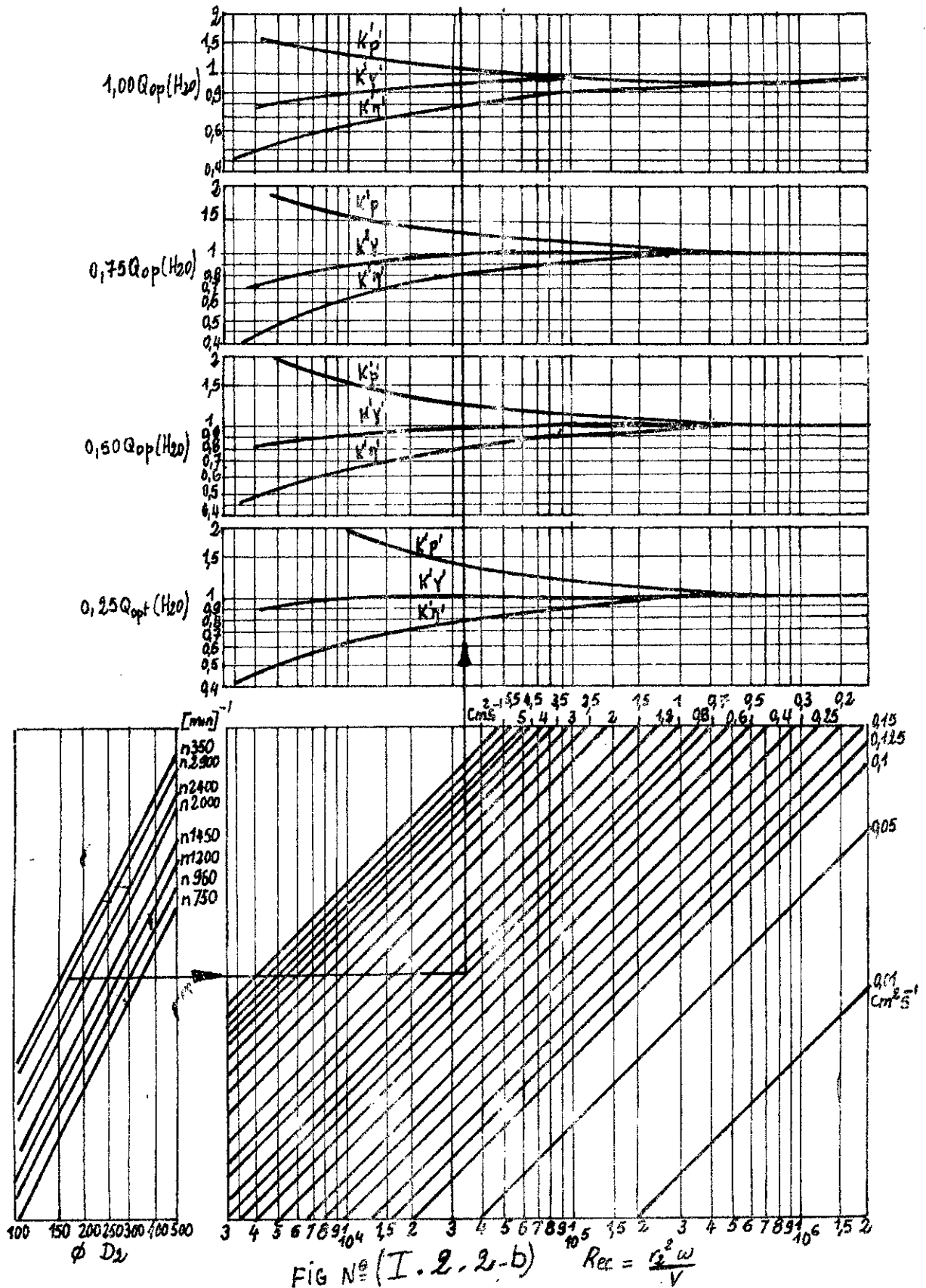


FIG N° (I. 2. 2-b)  $Re = \frac{v_0 \omega}{\nu}$

### I-3 Pompage des mélanges hydrauliques homogènes :

les mélanges hydraulique homogènes sont des mélanges de liquide et de substance solide de granulométrie fine exemple ; les boues ; les cendres ... etc/. Lors du pompage ils se comportent comme des liquides courants.

La pression atteinte par la pompe lors du pompage du mélange hydraulique  $P_{sm}$  augmente toutefois ; selon le rapport de la masse spécifique du mélange  $\rho_{sm}$  à la masse spécifique du liquide véhiculé  $\rho_k$  ; autrement dit conformément à la relation :

$$P_{sm} = \frac{\rho_{sm}}{\rho_k} P_k$$

- La puissance absorbée de la pompe augmente dans le même rapport.

$$P_{sm} = \frac{\rho_{sm}}{\rho_k} P_k$$

### I-4 Pompage des mélanges hydrauliques hétérogènes :

Ils sont des mélanges de liquide et de grandes particules solides qui ne se comportent pas comme des liquides courants.

A cause des forces de gravitation les particules du liquide ne suivent pas le mouvement du fluide et ils se comportent comme des suspensions.

L'énergie spécifique de la pompe diminue suivant la

relation suivante :

$$Y_{sm} = Y_k (1 - 0,25 K_s)$$

le taux de concentration inférieur à 10% (volumétrique)

$K_s$  : dépend de La masse spécifique du liquide  $\rho_k$  et  
de La masse spécifique des impuretés  $\rho_p$

$$K_s = \frac{\rho_p - 1000 \frac{\rho_p}{\rho_{sm}}}{\rho_p - \rho_{sm}}$$

## CH-II. CALCUL DYNAMIQUE

- Données de base

$$Q = 30 \text{ m}^3/\text{h} \quad ; \quad H = 29 \text{ m} \quad ; \quad n = 2880 \text{ tr/mn}$$

$$\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$$

II-1 Vitesse spécifique volumétrique :

$$n_q = 333 n \frac{Q^{1/2}}{y^{3/4}} = 333 \frac{2880}{60} \frac{\left(\frac{30}{3600}\right)^{1/2}}{(9,81 \times 29)^{3/4}}$$

$$n_q = 21,04 \text{ mn}^{-1}$$

II-2 Vitesse spécifique de puissance :

$$n_{sf} = 3,008 n_q = 3,008 \times 21,04 = 63,36$$

$$n_{sf} = 63,36 \text{ mn}^{-1}$$

II-3 Classification de notre pompe :

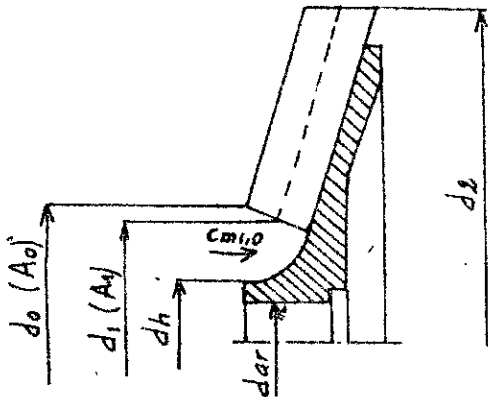
$$n_{sf} = 63,36 \text{ mn}^{-1} < 80 \text{ mn}^{-1}$$

pompe - centrifuge - à roue - à écoulement radial et aubes  
- à simple - courbure

II-4 Profil de La roue :

pour les eaux boueuses le profil de La roue est un peu spécial dans sa construction. c'est une roue semi-ouverte permettant un démontage rapide et facile sans dispositif mécanique. Ce type de roue est utilisé pour les faibles débits

Le tracé de la roue s'effectue par la même méthode que celle employée pour les roues à simple courbure :



II-5 Rendement hydraulique :

Il est donné par la formule approximative suivante

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log d_{ired} - 0,172)^2}$$

-avec

$$d_{ired} = (4,0 \div 4,5) \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

A.N

$$d_{ired} = 4 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{30}{3600 \cdot 2880}} = 59,99 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \eta_h = 0,8$$

II-6 Vitesses absolues :

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} \quad ; \quad c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH}$$

avec \$K\_{cm1} = 0,14\$ et \$K\_{cm2} = 0,10\$ d'après les

-courbes de \$K\_{cmi} = f(N\_s)\$ (Stepanoff (page 83))

A.N

$$c_{m1} = 0,14 \sqrt{2 \times 9,81 \times 29} = 3,339 \text{ m/s}$$

$$c_{m2} = 0,10 \sqrt{2 \times 9,81 \times 29} = 2,385 \text{ m/s}$$

-15-

11.7. Vitesse  $U_2$  :

La hauteur d'Euler est donnée par l'expression suivante

$$H_{th00} = \frac{1}{g} (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1)$$

D'après le triangle des vitesses à la sortie de la roue :

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

Nous injectons cette dernière expression dans l'expression de  $H_{th00}$  et on tire l'expression suivante :

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g H_{th00} + U_1 C_{u1}}$$

L'angle d'entrée  $\alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow C_{u1} = 0$

Compte tenu de la relation  $H_{th00} = H_{thZ} (1+p)$  de Pfleiderer

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \frac{g H (1+p)}{\eta_h}}$$

$P$  : Etant le coefficient de défaut de puissance =  $0,3 \div 0,4$

$\beta_2$  : l'angle de sortie de la roue généralement comprise entre  $25^\circ \div 30^\circ$

A.N : nous admettons  $p = 0,3$  et  $\beta_2 = 27^\circ$

$$U_2 = \frac{2,385}{2 \tan 27^\circ} + \sqrt{\frac{2,385}{2 \tan 27^\circ} + \frac{9,81 \times 29 (1+0,3)}{0,8}}$$

donc  $U_2 = 24 \text{ m/s}$

-16-

II-8 Diamètre  $d_2$  de La roue :

Il est donné par l'expression suivante :

$$d_2 = \frac{60 U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \times 24}{\pi \cdot 2880} = 160 \cdot 10^{-3}$$

$$d_2 = 160 \text{ mm}$$

II-9 Puissance Utile de La pompe :

$$P_u = \bar{\omega} Q H = 1200 \times \frac{30}{3600} \times 29 = 290 \text{ kgf m/s}$$

II-10 Puissance dissipée par les pertes mécaniques (frott de l'arbre)

$$P_m \approx 0,01 \times P_u = 0,01 \times 290 = 2,9 \text{ kgf m/s}$$

II-11 Puissance perdue par frottement des disques de La roue :

dans les liquides  $P_{fr}$  est donnée par l'expression :

$$P_{fr} = 1,26 \cdot 10^{-7} \frac{\bar{\omega}}{g} n^3 d_2^5$$

$$P_{fr} = 1,26 \cdot 10^{-7} \frac{1200}{9,81} (2880)^3 (0,16)^5 = 38,606 \text{ kgf m/s}$$

II-12 Rendement mécanique de La pompe :

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_u + P_{fr} + P_m} = \frac{290}{290 + 38,606 + 2,9}$$

$$\eta_m = 0,87$$

II-13 Rendement volumétrique :

Il est en fonction de  $ns_f$

$$\eta_v = 0,6 \quad \text{d'après Turbopompes (page 40)}$$

II.14 Rendement global :

Il correspond également au produit des rendements partiels

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0,83 \times 0,96 \times 0,87 = 0,69$$

$$\eta = 0,69$$

Cette valeur peut être admise d'avance pour le calcul préliminaire du diamètre de l'arbre.

II.15 La Puissance de La pompe :

$$P = \frac{P_u}{\eta} = \frac{290}{0,69} = 420,289 \text{ kgfm s}^{-1}$$

$$P = 4,123 \text{ KW}$$

II.16 La Puissance du moteur

$$P_M = K P$$

K : Etant le coefficient de couverture du moteur.

P [KW]	K
Jusqu'à 1	1,3 ÷ 1,4
1 ÷ 2	1,2 ÷ 1,3
2 ÷ 5	1,15 ÷ 1,2
5 ÷ 50	1,1 ÷ 1,15
au dessus 50	1 ÷ 1,10

Avec une réserve de 20%. La puissance du moteur de commande sera

$$P_M = 1,20 \times 420,289 = 504,3468 \text{ kgfm s}^{-1}$$

$$P_M = 4,947 \text{ KW}$$

Soit un moteur normalisé de  $P_M = 5 \text{ KW}$



II-17 Diamètre de L'arbre de La roue :

Pour les calculs préliminaire nous admettons en premier lieu que L'arbre de La roue ne travaillera qu'à La torsion et en tenant compte de l'affaiblissement de l'arbre par La clavette on prends  $K_t = 450 \text{ kgf/cm}^2$

$$d_{ar} \geq \sqrt[3]{\frac{8 PM}{\pi^2 K_t \eta}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 6000 \times 50 \cdot 34}{9,867 \cdot 450 \cdot 2880}}$$
$$d_{ar} \geq 1,23 \text{ cm}$$

On prends  $d_{ar} = 25 \text{ mm}$

II-18 Le diamètre  $d_h$  :

Le diamètre du moyeu  $d_h$  est généralement  $= (1,3 \div 1,4) d_{ar}$

On prends  $d_h = 1,4 d_{ar} = 1,4 \times 25 = 35 \text{ mm}$

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

II-19 Le débit dans La roue :

Il est donné par la relation suivante

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{30}{0,96} = 31,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

II-20 La vitesse dans La section Libre :

Dans La pratique on admet  $C_{m,0} = (0,9 \div 1,0) C_{m1}$  pour les pompes à tubulure d'aspiration située dans l'axe et

$C_{m,0} = (0,8 \div 0,9) C_{m1}$  dans celles à coude ou à chambre d'aspiration

dans notre cas on prends  $C_{m,0} = 0,8 C_{m1}$

Donc  $C_{m1,0} = 0,8 \times 3,339 = 2,6712 \text{ m/s}$

II-21 La section Libre  $A_0$ :

$$A_0 = \frac{Q_i}{C_{m1,0}} = \frac{31,25}{3600 \times 2,6712} = 0,0032497 \text{ m}^2$$

II-22 La section du moyeu:

$$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4} = \frac{\pi (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,000961 \text{ m}^2$$

II-23 La section totale:

$$A'_0 = A_0 + A_h = 0,0032497 + 0,000961 = 0,0042107 \text{ m}^2$$

II-24 Le diamètre  $d_0$ :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 A'_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0042107}{\pi}} = 0,073239 \text{ m}$$

nous admettons une valeur  $d_0 = 73 \text{ mm}$ .

- La section totale sera  $A'_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} = 4,183265 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

- La section Libre  $A_0 = A'_0 - A_h = 4,183265 \cdot 10^{-3} - 0,000961$   
 $= 3,222265 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

II-25 le diamètre  $d_1$ :

Puisque  $d_0 > d_1$ ; nous pouvons admettre que le diamètre du cercle passant par les points médians de l'entrée de la roue a pour valeur  $d_1 = 70 \text{ mm}$

II-26 La vitesse périphérique  $U_1$ :

$$U_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 2880}{60} = 10,55 \text{ m/s}$$

II-27 L'angle d'entrée  $\beta_1$  :

L'eau affluera sans prérotation sur l'arête d'entrée de l'aube

$\alpha_1 = 90^\circ$  on aura ainsi

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} = \frac{3,339}{10,55} = 0,316$$

Soit  $\beta_1 = 17^\circ 9'$

II-28 L'angle constructif  $\beta'_1$  :

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta$$

$\delta$  : Etant l'angle d'attaque =  $2^\circ \div 6^\circ$

soit  $\beta'_1 = 21^\circ$

L'angle  $\beta'_1$  (d'entrée) est généralement compris entre  $15^\circ \div 30^\circ$

II-29 le pas d'entrée :

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z}$$

$Z$  : est le nombre d'aubes =  $5 \div 8$  aubes.

Nous admettons a priori un nombre  $Z = 7$

le pas sera  $t_1 = \frac{\pi \cdot 70}{7} = 31,4 \text{ mm}$

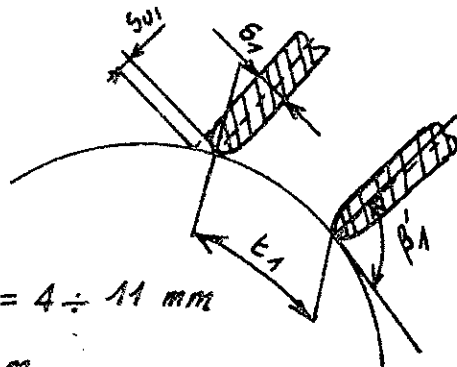
II-30 La projection  $S_{u1}$

$$S_{u1} = \frac{S_1}{\sin \beta'_1}$$

$S_1$  : l'épaisseur de l'aube à l'entrée =  $4 \div 11 \text{ mm}$

nous admettons une valeur  $S_1 = 4 \text{ mm}$

$$S_{u1} = \frac{4}{\sin 21^\circ} = 11 \text{ mm}$$



II-31 Le coefficient de rétrécissement  $\varphi'_1$  :

L'aminçement du bord de l'aube à l'entrée de la roue réduit doucement la vitesse de l'écoulement.

Le coefficient de rétrécissement qui caractérise l'aminçement du bord à l'entrée de la roue est donné par l'expression suivante :

$$\varphi'_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} = \frac{31,4}{31,4 - 11} = 1,53$$

$$\varphi'_1 = 1,53$$

La valeur du coefficient  $\varphi'_1$  est supérieure à celle admise au départ ; il convient donc de corriger les calculs.

- La vitesse  $\bar{c}_{m1,0} = \frac{c_{m1}}{\varphi'_1} = \frac{3,339}{1,53} = 2,182 \text{ m/s}$

- La section libre :

$$\bar{A}_0 = \frac{Q_i}{\bar{c}_{m1,0}} = 0,0039783 \text{ m}^2$$

- La section totale :

$$\bar{A}'_0 = \bar{A}_0 + A_h = 0,0039783 + 0,000961 = 0,0049393 \text{ m}^2$$

- Le diamètre de la section totale :

$$\bar{d}_0 = \sqrt{\frac{4 \bar{A}'_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0049393}{\pi}} = 79 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\bar{d}_0 = 79 \text{ mm}$$

II-32 La largeur d'entrée de la roue :

Tenant compte de l'angle constructif  $\beta'_1 = 21^\circ$  et d'après le triangle des vitesses à l'entrée de la roue.

$$c'_{m1} = U_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 10,55 \operatorname{tg} 21^\circ = 4,04 \text{ m/s}$$

- 22 -

Largeur d'entrée  $b_1$  est donnée par :

$$b_1 = \varphi'_1 \frac{Q_1}{2\pi r_1 c'_{m1}} = 1,53 \frac{31,25}{3,14 \times 70 \cdot 10^3 \cdot 3600 \cdot 4,04}$$

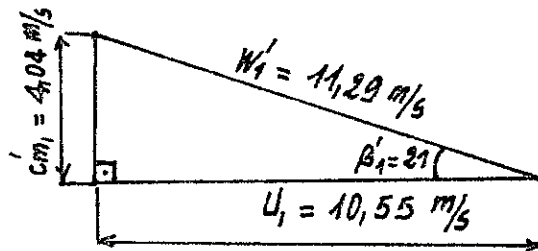
$$b_1 = 15 \text{ mm}$$

La vitesse relative  $W_1$  :

d'après le triangle des vitesses à l'entrée de la roue

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + c_{m1}^2} = \sqrt{(10,55)^2 + (4,04)^2} = 11,29 \text{ m/s}$$

Le triangle d'entrée sera donc :



La vitesse  $u_2$  :

$$H_{thco} = \frac{1}{g} (U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1})$$

$$\text{prérotation } \alpha_1 = 90 ; c_{u1} = 0 \Rightarrow H_{thco} = \frac{1}{g} U_2 c_{u2}$$

$$\text{Après tenu de la relation } H_{thco} = (1+p) H_{thz} = (1+p) \frac{H}{\eta_h}$$

$$\text{on tire } c_{u2} = \frac{g(1+p)H}{U_2 \eta_h} = \frac{9,81 \cdot (1+0,3) \cdot 2,9}{24 \cdot 0,8}$$

$$c_{u2} = 19,26 \text{ m/s}$$

La vitesse absolue  $c_2$  :

d'après le triangle des vitesses à la sortie de la roue

$$c_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2} = \sqrt{(2,385)^2 + (19,26)^2}$$

$$c_2 = 19,40 \text{ m/s}$$

35. La vitesse relative  $W_2$  :

triangle des vitesses à la sortie permet d'écrire

$$W_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + (U_2 - C_{u2})^2} = \sqrt{(2,385)^2 + (24 - 19,26)^2}$$

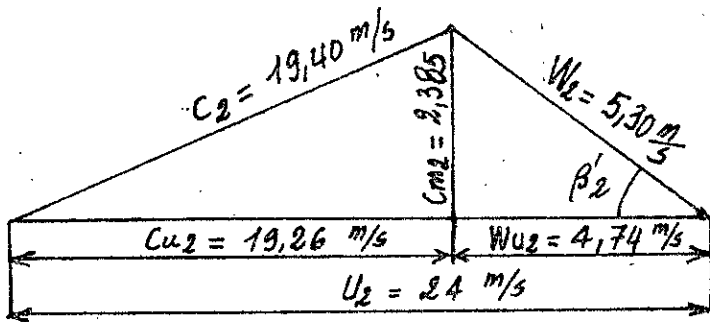
$$W_2 = 5,30 \text{ m/s}$$

La valeur réelle de  $\beta_2$  :

$$\tan \beta_2' = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} = \frac{2,385}{24 - 19,26}$$

$$\beta_2' = \beta_2 \approx 27^\circ$$

Le triangle des vitesses à la sortie sera :



3. La projection  $S_{u2}$  :

$$S_{u2} = \frac{S_2}{\sin \beta_2}$$

3.3 : Etant l'épaisseur de l'aube à la sortie de la roue :

que notre roue est exposée aux deux phénomènes d'érosion et la corrosion ; l'expérience montre qu'il faut avoir une épaisseur de l'aube à la sortie supérieure à celle d'entrée. La courbe de l'aube doit être tracée d'une façon à ne pas empêcher le fluide véhiculé ; il faut aussi vérifier chaque fois le coefficient de rétrécissement.

on admet  $S_2 = 8 \text{ mm} \Rightarrow S_{u2} = \frac{9}{8} \cdot 8 \text{ mm} = 9 \text{ mm}$

1396 pas de sortie :

$$L_2 = \frac{d_2 \pi Z}{\pi} = \frac{7}{\pi} = 74,8 \text{ mm}$$

II-40 Le coefficient de rétrécissement  $\psi_2$  :

$$\psi_2 = \frac{L_2}{L_2 - S_{u2}} = \frac{74,8}{74,8 - 19,8} = 1,38$$

II-41 la section de sortie de la roue :

$$A_2 = \psi_2 \frac{Q_c}{C_{m2}} = 1,38 \frac{34,25}{3600 \times 2,385} = 0,005 \text{ m}^2$$

II-42 la largeur  $b_2$  de sortie :

$$b_2 = \frac{A_2}{\psi_2} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 10^{-3}}{0,005} = 9,95 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b_2 = 10 \text{ mm}$$

II-43 la hauteur d'Euler  $H_{th00}$  :

$$\alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow H_{th00} = \frac{g}{1} U_2 C_{u2} = \frac{9}{1} \cdot 24 \cdot 19,26 = 411,11 \text{ m}$$

$$H_{th00} = 47,11 \text{ m}$$

II-44 la hauteur pour un nombre fini de coudes  $H_{thZ}$  :

$$H_{thZ} = \frac{H_{th00}}{1+p} = \frac{47,11}{1+0,3} = 36,24 \text{ m}$$

$$H_{thZ} = 36,24 \text{ m}$$

245 La Hauteur dynamique d'élevation  $H_{dyo}$  :

C'est l'effet du changement des vitesses absolues.

$$H_{dyo} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{(19,40)^2 - (4,04)^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_{dyo} = 18,35 \text{ m}$$

246 La Hauteur potentielle d'élevation :

C'est l'effet de l'action des forces centrifuges et la réduction des vitesses relatives de  $W_1$  à  $W_2$ .

$$H_{po} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$
$$= \frac{(24)^2 - (10,55)^2}{2 \times 9,81} + \frac{(11,29)^2 - (5,30)^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_{po} = 28,75 \text{ m}$$

247 La Hauteur à Vanne fermée :

$$(H_{tho})_{q=0} = \frac{U_2^2}{g} = \frac{(24)^2}{9,81} = 58,71 \text{ m}$$

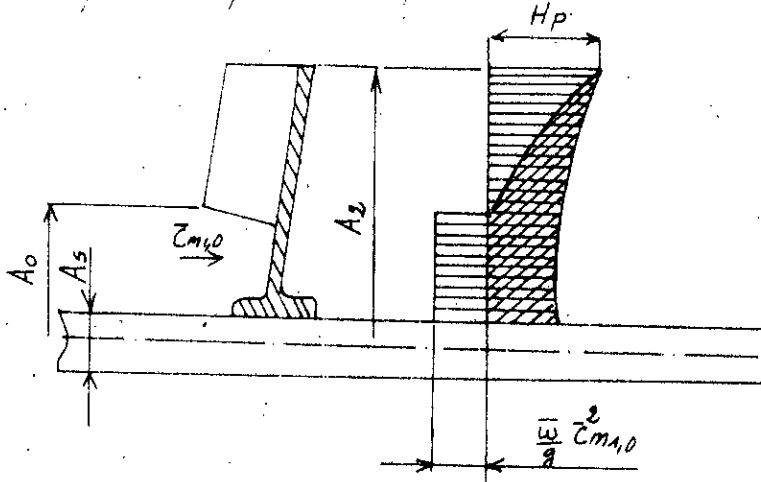
248 L'efficacité de l'aube :

$$\text{Elle est définie par } e = \frac{H_{thz}}{H_{tho}} = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,3} = 0,76$$



II-49. La Poussée Axiale :

Les roues semi-ouvertes ont une poussée axiale supérieure à celles des roues fermées. La poussée sur le flasque arrière n'est équilibrée qu'en partie par la pression dans la roue.



$H_p$  : est la hauteur de pression statique sur le pourtour de la roue

$\frac{\bar{w}}{g} \bar{C}_{m1,0}^2$  : est la pression produite par la vitesse  $\bar{C}_{m1,0}$  (sens de l'écoulement).

La hauteur de pression sur une surface circulaire de rayon  $r$  quelconque est donnée par 
$$h = H_p - \frac{(U_2/2)^2 - (U_1/2)^2}{2g} = H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_1^2)$$

$U_2$  : La vitesse périphérique de la roue sur le diamètre  $d_2$ .

La force agissant sur l'aire entre deux rayons  $r_a$  et  $r_b$  est

définie par la formule 
$$F = \bar{w} \int_{r_a}^{r_b} 2\pi r dr h = \int_{r_a}^{r_b} r dr \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r^2) \right]$$

Après intégration entre les limites de  $r_a$  et  $r_b$  on obtient

$$F = \pi \bar{w} (r_b^2 - r_a^2) \left[ H_p - \left( r_2^2 - \frac{r_b^2 + r_a^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right]$$

$$= \bar{w} (A_b - A_a) \left[ H_p - \frac{1}{8} \left( \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_b^2 + U_a^2}{2g} \right) \right]$$

La hauteur de pression statique est donnée par l'approximation

$$H_p \approx \eta'_h H_{thz} \left( 1 - \frac{g H_{thz}}{2 U_2^2} \right) \quad (\text{Turbopompe page 226})$$

$\eta'_h$  : le rendement hydraulique de La roue  $\approx \frac{1 + \eta_h}{2}$

$\eta_h$  : le rendement hydraulique de La pompe.

Appliquant le resultat précédent :

a) La poussée sur le flasque arriere :

$$F_b = (A_2 - A_s) \bar{\omega} \left[ H_p - \frac{1}{8} \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right]$$

b) La poussée à l'avant du flasque :

$$F_{bi} = \bar{\omega} (A_2 - A_0) \left[ H_p - \frac{1}{8} \frac{U_2^2 - U_0^2}{2g} \right] + \bar{\omega} \frac{\bar{C}_{m40}^2}{g} (A_0 - A_s)$$

A.N :  $\bar{C}_{m10} = 2,182 \text{ m/s}$  ;  $A_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (160 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,0096 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$

$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{\pi (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4,9062 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$U_s = \frac{\pi \cdot n \cdot d_s}{60} = \frac{\pi \cdot 2880 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{60} = 3,768 \text{ m/s}$

$U_0 = \frac{\pi \cdot n \cdot d_0}{60} = \frac{\pi \cdot 2880 \cdot 79 \cdot 10^{-3}}{60} = 11,90 \text{ m/s}$

$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} = 4,8991 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$\eta'_h \approx \frac{(1 + \eta_h)}{2} = \frac{(1 + 0,8)}{2} = 0,9$

$H_p = \eta'_h H_{thz} \left( 1 - \frac{g H_{thz}}{2 U_2^2} \right) = 0,9 \times 36,24 \left( 1 - \frac{9,81 \times 36,24}{2 \cdot (24)^2} \right) = 22,55 \text{ m}$

$F_b = (2,0096 \cdot 10^{-2} - 4,9062 \cdot 10^{-4}) \left[ 22,55 - \frac{1}{8} \frac{(24)^2 - (3,768)^2}{2 \times 9,81} \right] \cdot 1200 = 446,31405$

donc  $F_B = 446,31405 \text{ kgf}$   

$$F_B = 1200 \left[ \frac{(2,0096 \cdot 10^{-2} - 4,89991 \cdot 10^{-2}) [22,55 - \frac{8}{2} (24)^2 - (49)^2]}{2 \times 9,81} + \frac{(2,182)^2}{9,81} (4,8991 \cdot 10^{-3} - 4,9062 \cdot 10^{-4}) \right]$$

$F_B = 360,74 \text{ kgf}$

les poussées axiales nettes :

$F = F_B - F_{B1} = 446,31405 - 360,74 = 86 \text{ kgf}$   
 $F = 860 \text{ N}$

II/91 la masse de l'arbre :

$M_{ar} = V_T \cdot \rho_{acier}$

$V_T$  : le volume total de l'arbre

$\rho = 7,85 \text{ g/cm}^3$

l'après le dessin  $V_T = \frac{\pi}{4} (3,5(4,2)^2 + 8,5(2,5)^2 + 8(3)^2 + 3(4)^2 + 7,5(4,8)^2 + 16,5(4)^2 + 10(3,4)^2)$

$V_T = 544,06 \text{ cm}^3$

$M_{ar} = 544,06 \times 7,85 = 4,271 \text{ kg}$

II/92 la masse de la roue :

On assimile la roue à un disque d'épaisseur  $e = 1 \text{ cm}$  et de rayon  $r = 8 \text{ cm}$

$M_r = V_r \rho_{acier} = \pi r^2 e \cdot \rho_{acier}$

$= \pi (8)^2 \cdot 1 \cdot 7,85 = 1577,5 \text{ g}$

$M_r = 1,5775 \text{ kg}$

le poids total :

$P = (M_{ar} + M_r)g = (4,271 + 1,5775) \times 9,81$

$P = 57 \text{ N}$

-29-

La poussée axiale totale sera donc.

$$F_T = F + p = 860 + 57 = 917 \text{ N}$$

$$F_T = 917 \text{ N}$$

### CH III TRACE DES AUBES

La détermination de la forme des aubes se fait au moyen de trois méthodes principales :

- a) Tracé par arcs de cercle.
- b) Tracé ponctuel (de Pfeleiderer).
- c) Tracé par transformation conforme.

La Méthode de tracé par arc de cercle, peu précise, a été abandonnée. La méthode de transformation conforme sert le plus souvent au tracé du profil d'aubes gauches.

- Méthode de tracé ponctuel (de Pfeleiderer) :

De manière générale cette méthode consiste à admettre dans le cas des aubes à épaisseur variable l'allure de la vitesse relative  $W$  et la composante médienne  $C_m$  pour ensuite calculer l'angle  $\beta$  à partir de la relation  $\sin \beta = \frac{C_m}{W}$ .  
- l'aube s'allonge quand la courbe de  $W = f(r)$  est concave vers le haut et raccourcit quand elle est concave vers le bas.

Considérons le triangle rectangle élémentaire  $PP'T$  (voir Fig II.1) dont le côté  $\overline{PT}$  est compris entre les rayons de l'angle au centre infiniment petit ( $d\alpha$ ), de sorte que

$$\overline{PT} = r \operatorname{tg}(d\alpha) \quad \overline{PT} = \frac{P'T}{\operatorname{tg}\beta}$$

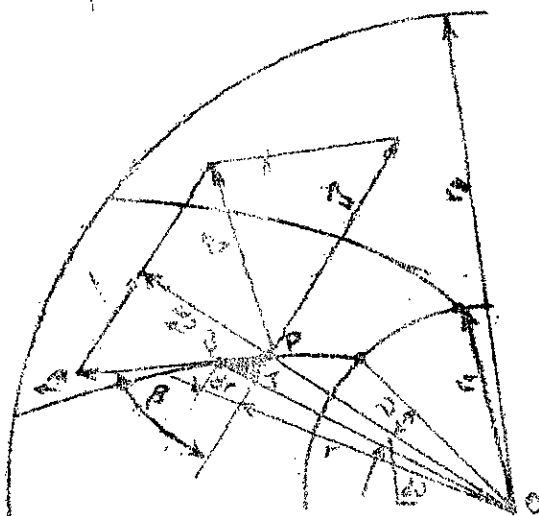
Etant donné que le segment  $\overline{PT}$  désigne un accroissement infiniment petit du rayon  $dr$ , l'égalisation de ces deux expressions nous donne

$$d\alpha = \frac{dr}{r \operatorname{tg}\beta}$$

Après intégration de  $r_1$  à  $r_2$  et multiplication par  $180/\pi$ , on obtient

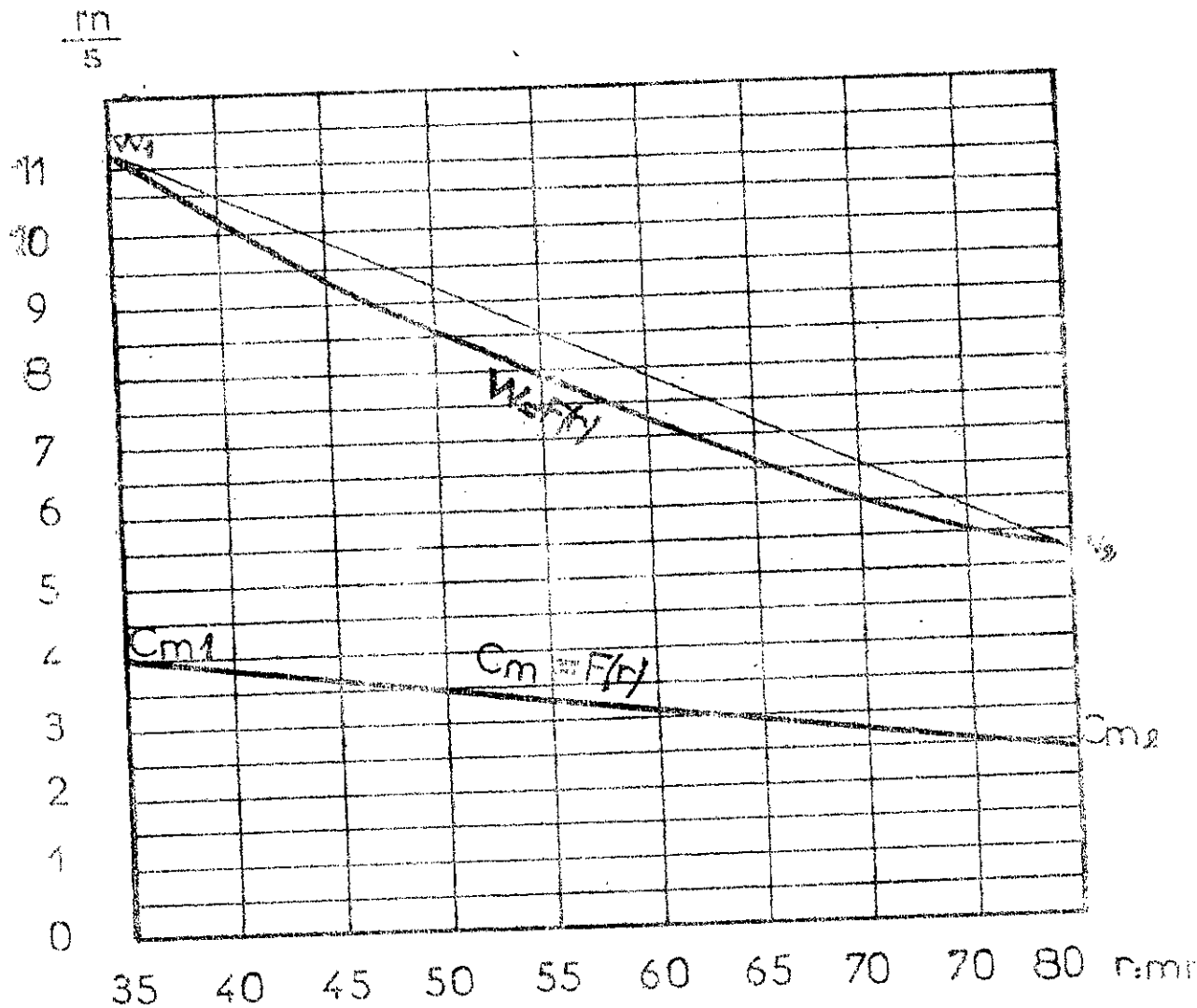
$$\alpha = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg}\beta}$$

Nous effectuons l'intégration tubulaire de  $r_1$  à  $r_2$  (voir le tableau ci dessous); en admettant des accroissements finis  $\Delta r$



Méthode de Pflücker

Fig II.1



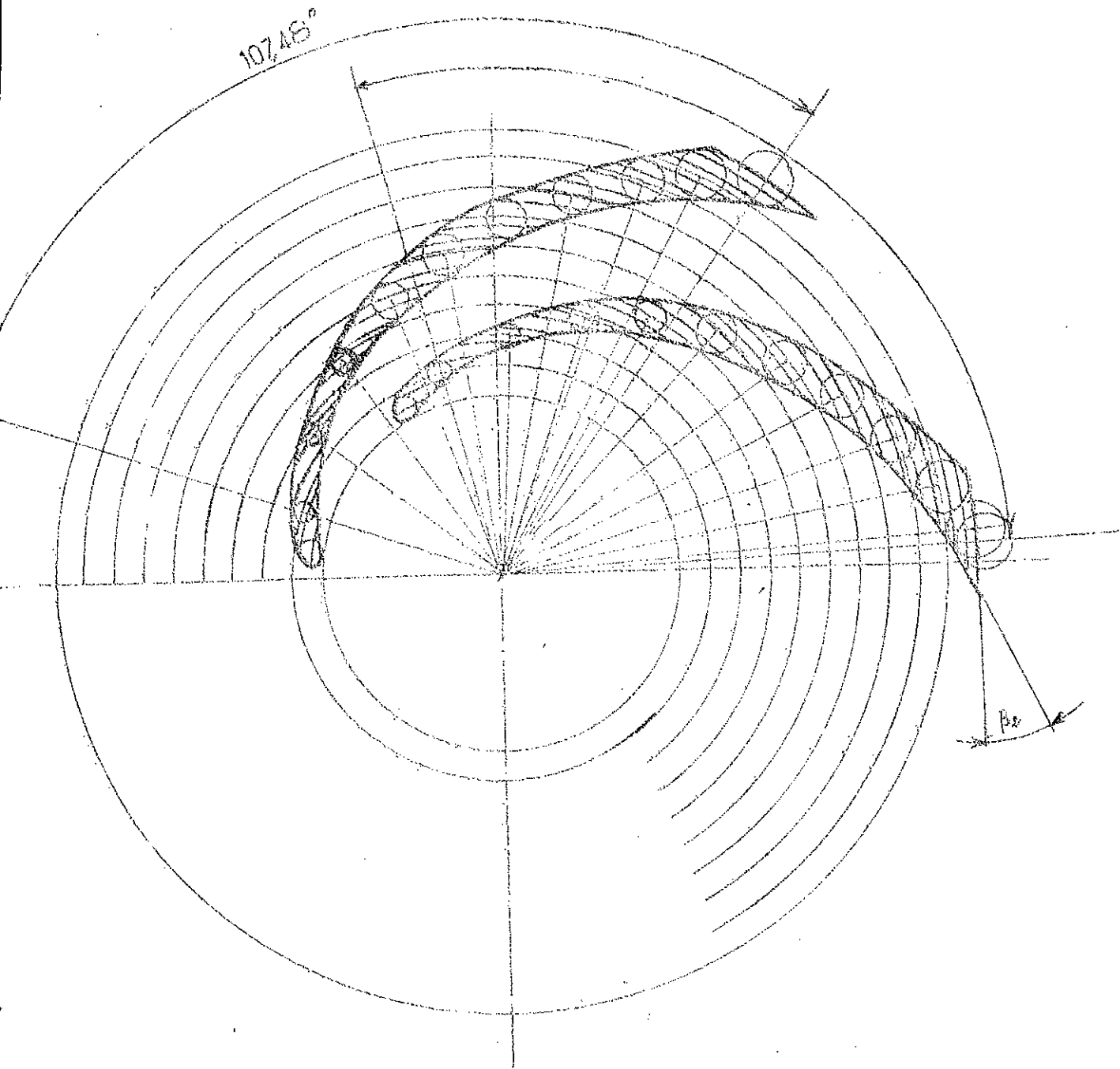
VARIATION DES GRANDEURS  
W ET  $C_m$  CHOISIE POUR LE TRACE  
DU PROFIL DE LA ROUE

FIG III

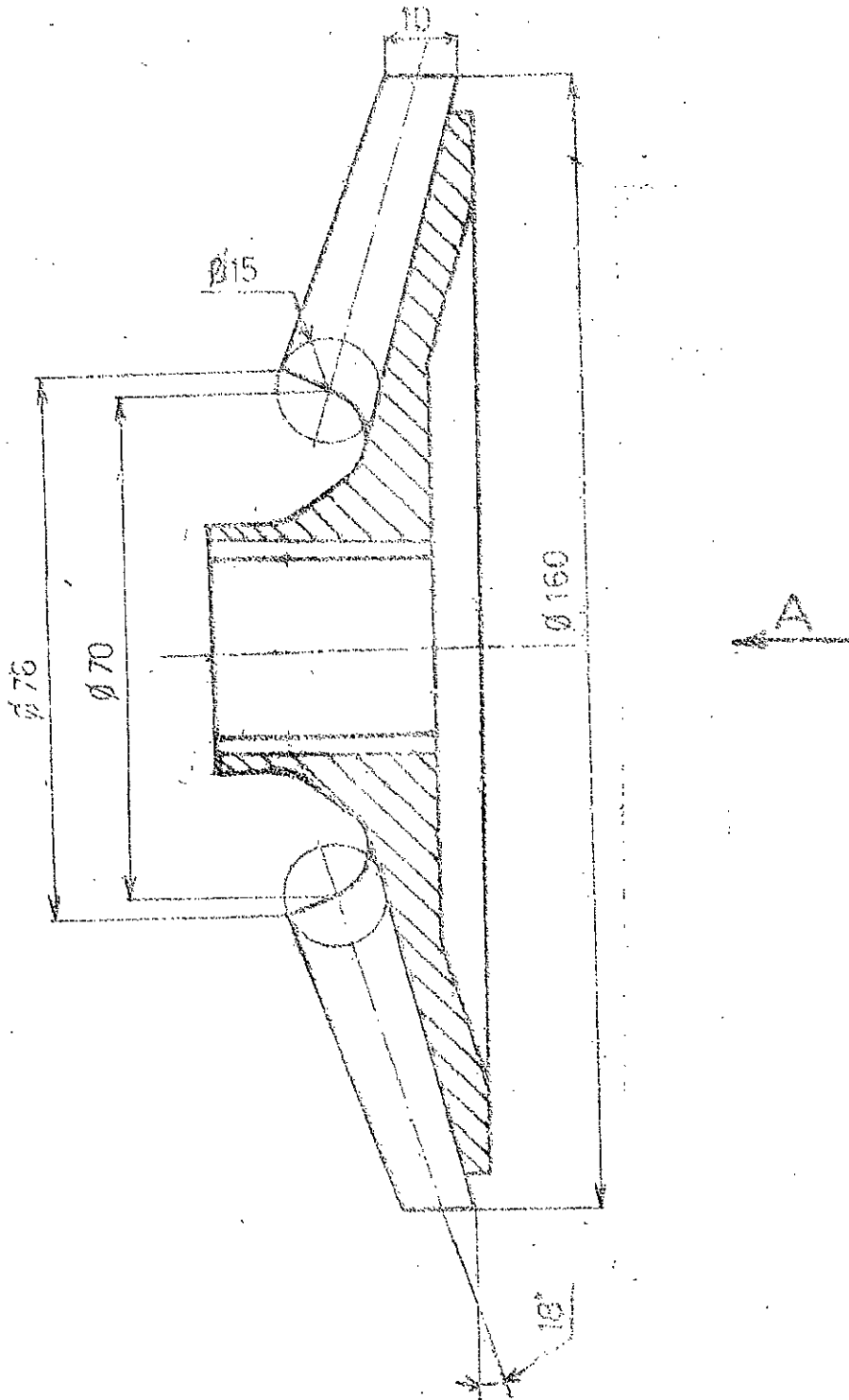
points	rayon $r$ [m]	$\sigma r$ [m]	$C_m$ m/s	$N$ m/s	$\beta =$ Arcsin $\frac{C_m}{N}$	$\lg \beta'$	$r \frac{K \rho'}{m} \cdot 10^{-3}$	$\beta_0 =$ 1 $r \lg \beta'$	$\beta_m =$ $\frac{\beta_0 \cdot \beta_{00}}{2}$	$\Sigma a =$ $\beta_m \sigma r$
1	$35 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	4,04	14,29	$24^\circ$	0,3839	23,44	24,4	60,35	0,342
2	$40 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	3,8	10,2	$24,07$	0,4044	46,06	62,3	57,95	0,290
3	$45 \cdot 10^{-3}$	"	3,6	9,4	$22,52$	0,4446	18,66	53,6	50,35	0,252
4	$50 \cdot 10^{-3}$	"	3,4	8,7	23	0,4245	24,22	47,1	43,35	0,217
5	$55 \cdot 10^{-3}$	"	3,3	7,9	$24,69$	0,4507	25,28	39,6	37,55	0,188
6	$60 \cdot 10^{-3}$	"	3,1	7,3	$25,43$	0,4694	28,44	35,5	33,75	0,169
7	$65 \cdot 10^{-3}$	"	2,9	6,7	$25,65$	0,4872	34,21	32,7	30,45	0,152
8	$70 \cdot 10^{-3}$	"	2,7	6,1	$26,27$	0,4936	34,55	28,9	27,50	0,138
9	$75 \cdot 10^{-3}$	"	2,5	5,5	$27,04$	0,5104	38,28	26,1	25,30	0,127
10	$80 \cdot 10^{-3}$	"	2,385	5,18	$27^\circ$	0,5225	40,76	24,5		

$\Sigma a a$	$v = \frac{180}{\sigma}$	$\Sigma a a$	$t$ (pas) 10 m	$S$ [mm] épaisseur	$S u = \frac{S}{\sin \beta'}$	$\varphi_i$	$b_i$ (largeur) mm
0,342	19,61		34,4	4	81,0	1,53	15
0,632	36,23		35,8	4	10,73	1,42	13
0,884	50,68		40,4	5	13,05	1,47	12,5
1,101	63,41		44,8	6	15,35	1,51	12,2
1,289	73,89		45,3	6,8	16,27	1,48	11,3
1,458	83,58		53,8	7,2	16,25	1,43	10,6
1,610	92,29		58,3	7,6	17,55	1,43	10,4
1,748	100,20		62,8	8	18,07	1,40	10,2
1,875	107,48		67,3	8,4	18,47	1,37	10,0
			71,3	9	19,8	1,38	10,0



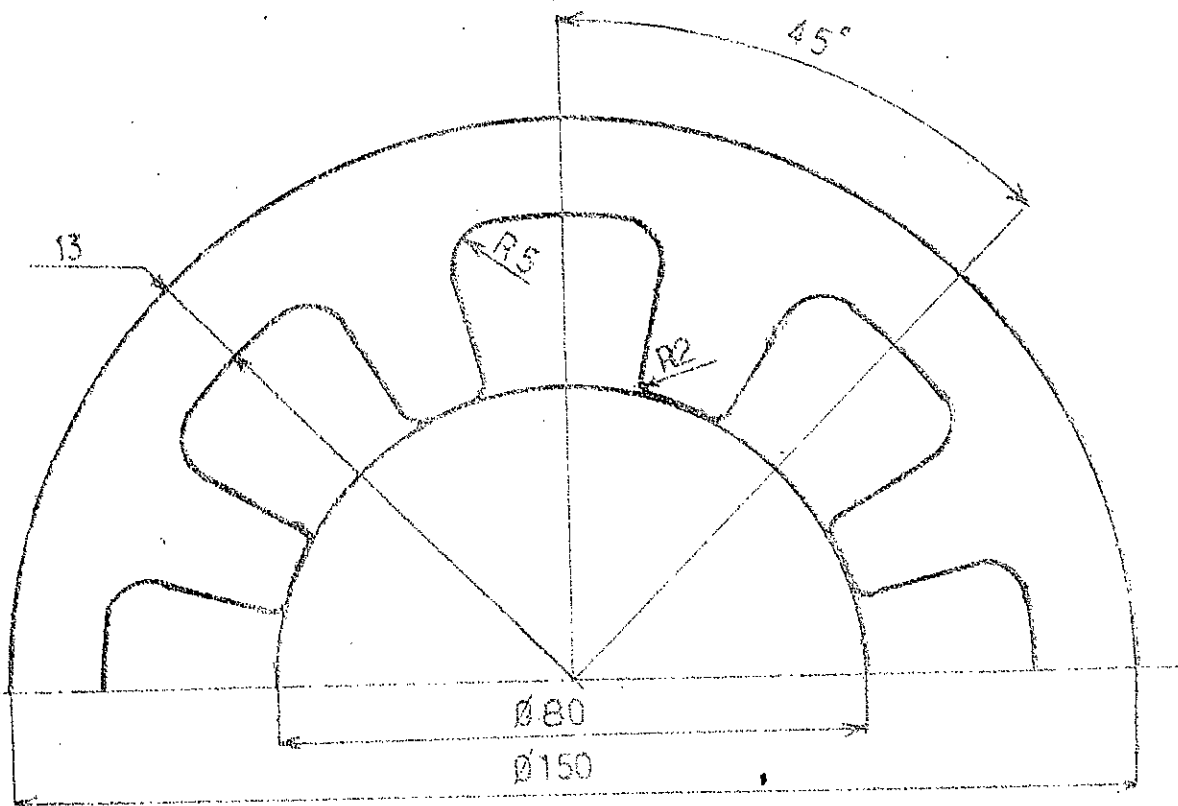


PROFIL D'AUBE



ROUE

-36-



VUE A

- Vérification de la valeur finale de  $v$  :

théoriquement  $v$  est donnée par l'expression

$$v = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}$$

Mais dans le tableau précédent cette valeur est calculée en effectuant l'intégration tubulaire de  $r_1$  à  $r_2$ , en admettant des accroissements finis  $\Delta r$ .

$$\text{Si on prends } \beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{21 + 27}{2} = 24 = \text{const}$$

$$\text{L'intégration de } v \text{ donne } v = \frac{180}{\pi} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \operatorname{Ln} \frac{r_2}{r_1}$$

$$v = \frac{180}{\pi} \frac{1}{\operatorname{tg} 24} \operatorname{Ln} \frac{160}{70} = 106,43^\circ$$

La valeur  $v = 106,43^\circ$  est sensiblement égale à la dernière valeur trouvée dans le tableau précédent ( $v = 107,48^\circ$ )

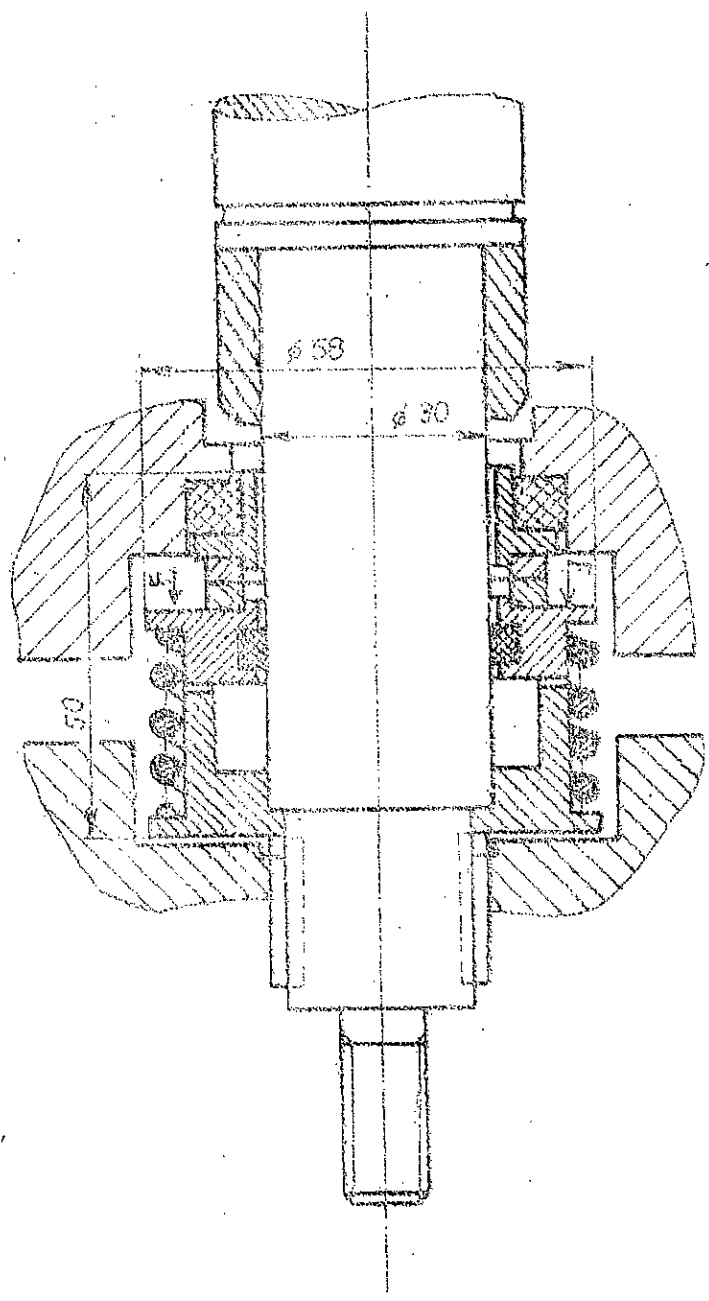
## CHIV CALCUL DE RESISTANCE

### IV-1 Problèmes spéciaux :

L'application des pompes centrifuges au pompage des eaux boueuses présente plusieurs problèmes très difficiles ; dont quelques uns n'ont été résolus qu'au bout de plusieurs années. Le développement des pompes modernes était tributaire de la solution satisfaisante des problèmes suivants.

1. Une conception de presse-étoupe convenable ; capable de rendre étanche les pompes fonctionnant à grande vitesse avec un minimum d'entretien et une durée de vie maximale.
  2. Le choix de matériaux résistants aux pressions et températures élevées - ainsi qu'à l'action corrosive des eaux chargées.
- Au cours de ces dernières années ; les garnitures mécaniques ont été utilisées avec succès pour rendre étanches les presse-étoupes à haute pression jusqu'à  $42 \text{ kgf/cm}^2$  et à des températures dépassant  $180^\circ\text{C}$ . Pour les pressions et des températures plus élevées on utilise des joints doubles avec injection d'une huile convenable pour le refroidissement et la lubrification des éléments étanches. L'expérience a montré que des bonnes garnitures mécaniques et l'absence de vibrations sont les conditions préalables à un bon fonctionnement de presse-étoupe.

39.



PRESSE E TOUPE MECANIQUE

## IV-2 Vérification de La garniture mécanique :

- Ressort : Nuance 45SCD6 ;  $R_e = 137 \text{ daN/mm}^2$

$$d = 4 \text{ mm} ; r = 28 \text{ mm}.$$

pour les fils d'acier dur fortement écroui par l'étirage on admet très souvent  $R_{pg} \approx 0,5 R_e = 68,5 \text{ daN/mm}^2$

- condition de résistance du ressort :

$$F_{\max} \leq \frac{\pi d^3}{16r} R_{pg}$$

- calcul de La force maximale exercée sur le ressort :

La pression maximale sur le flasque arrière est

$$p_{\max} = \left[ H_p - \frac{1}{8} \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right] \bar{w}$$

$$\text{donc } F_{\max} = S \left[ H_p - \frac{1}{8} \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right] \bar{w}$$

$$\text{sur le dessin } S = \frac{\pi}{4} \left( (58 \cdot 10^{-3})^2 - (45 \cdot 10^{-3})^2 \right) = 1,0544 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } F_{\max} = 1,0544 \cdot 10^{-2} \left[ 28,55 - \frac{1}{8} \frac{(24)^2 - (3,768)^2}{2 \times 9,81} \right] \cdot 1200 ; [\text{kgf}]$$

$$F_{\max} = 24 \text{ daN}$$

$$F_{\text{adm}} = \frac{\pi d^3}{16r} R_{pg} = \frac{\pi (4)^3}{16 \cdot 28} \cdot (0,5 \cdot 137) = 30,72 \text{ daN}$$

$$F_{\max} < F_{\text{adm}}$$

$$24 < 30,72 \text{ daN}.$$

**Matériaux :** La partie mobile est généralement en acier inoxydable traité sur sa face de contact, ou en alliages inoxydables durs

tels que les stellites ; ou même en carbure de tungstène. Les parties fixes sont souvent en-carbone.

### IV.3 Corps :

Matériau : Alliages d'aluminium à une excellente résistance à l'attaque atmosphérique et à la corrosion marine de composition

suivante :	Al	Mn	Zn
	9,3%	0,3%	0,4%

Limite élastique à la traction  $R_e = 10 = 10 \text{ daN/mm}^2$

traitement : coulé en sable homogénéisé :

Désignation AFNOR : G.A.9

— L'épaisseur du corps :

elle est donnée par la relation suivante :

$$2e \geq \left( \sqrt{\frac{\sigma + 0,4P}{\sigma - 1,3P}} - 1 \right) D$$

D : Etant le diamètre de la pièce en [cm].

P : La pression interne =  $\bar{\omega} H$  en  $\text{kgf/cm}^2$

$\sigma$  : La fatigue admissible

pour l'alliage d'aluminium  $\sigma \approx 60\% R_e = 660 \text{ kgf/cm}^2$

$$P = \bar{\omega} H = 1200 \times 29 = 34800 \text{ kgf/m}^2 = 3,4800 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{donc } e \geq \frac{1}{2} \left( \sqrt{\frac{660 + 0,4 \times 3,4800}{660 - 1,3 \times 3,4800}} - 1 \right) (32) = 0,073 \text{ cm}$$

$$e \geq 0,073 \text{ cm}$$



#### IV-4 choix des matériaux :

le choix est guidé par les facteurs suivants :  
pression ; température ; traitement de l'eau, le prix  
des matériaux. Le choix final dépend de la nature de  
l'eau d'alimentation (selon la valeur du PH de l'eau).  
On choisit un acier au chrome : résistant à la corrosion  
de composition suivante :

C.	Mn	Si (Maxi)	Cr	P <sub>maxi</sub>	S (maxi)
0,16 ÷ 0,25	0,80	0,70	1,20 ÷ 1,40	0,040	0,030
± 0,01	+ 0,05	+ 0,05	± 0,20		

#### - Caractéristique du matériau :

- Limite d'élasticité  $R_e = 737 \text{ MPa}$ .
  - Module d'Young  $E = 22000 \text{ daN/mm}^2$
  - Module de Coulomb  $G = 0,4E = 8800 \text{ daN/mm}^2$
  - Limite élastique au cisaillement  $R_g \approx 0,5R_e = 368 \text{ MPa}$
  - Limite élastique à la compression  $R_c = R_e = 737 \text{ MPa}$
  - La résistance pratique au cisaillement  $R_{pg} = \frac{R_g}{5} = 245 \text{ MPa}$
  - La résistance pratique à la traction  $R_{pe} = \frac{R_e}{5} = 491 \text{ MPa}$
- s : étant le coefficient de sécurité = 1,5

#### IV-5 Moment de torsion :

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{5 \cdot 10^3}{2880 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 16,587 \text{ N.m}$$

### IV.6 Vérification de l'arbre:

- Condition de résistance à la torsion:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{\frac{I_0}{R}} \leq R_{pg} \quad I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\Rightarrow d^3 \geq \frac{16 M_t}{\pi R_{pg}} = \frac{16 \times 16,587}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}$$

$$d \geq 7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- Condition de rigidité:

On prends un angle de torsion unitaire maximal de  $0,25^\circ/\text{m}$ .

L'angle de torsion unitaire a pour valeur  $\theta = \frac{M_t}{GI_0}$

Il faut satisfaire la condition de rigidité:

$$\frac{M_t}{GI_0} \leq \theta_{\max} \Rightarrow \frac{\pi d^4}{32} \geq \frac{M_t}{G \cdot \theta_{\max}}$$

$$\Rightarrow d^4 \geq \frac{32 M_t}{\pi \cdot G \cdot \theta_{\max}} = \frac{32 \times 16,587}{\pi \cdot 8,8 \cdot 10^9 \cdot 0,25 \times \frac{2\pi}{360}}$$

$$\Rightarrow d \geq 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

### IV.7 Résistance à la traction:

$$F_{\text{adtr}} = \frac{\pi D^2}{4} R_{pe} = \frac{\pi (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} \times 481 \cdot 10^6$$

$$F_{\text{adtr}} = 2,4 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_{\text{adtr}} > F_T \text{ (poussée Axiale totale)}$$

### III Calcul du clavetage :

Il s'agit de la clavette qui lie la roue à l'arbre en rotation.  
Le matériau de la clavette sera le même que celui de l'arbre (résiste à la corrosion  $R_{pg} = 245 \text{ MPa}$ ;  $R_{com} = 737 \text{ MPa}$ )

Les dimensions de la clavette sont données par les normes en fonction de  $d$  :

$$d = 25 \text{ mm} \Rightarrow a = 8 \text{ mm}; b = 7 \text{ mm}; K = 4 \text{ mm}$$

- La condition de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{2 M_t}{d l_p a} \leq R_{pg} \quad \text{avec} \quad l_p = 20 \text{ mm}$$

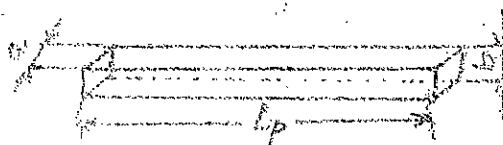
$$\frac{2 \times 16,587 \cdot 10^3}{25 \times 20 \times 8} = 8,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < R_{pg}$$

- La condition de résistance à la compression

$$\sigma_{com} = \frac{2 M_t}{d l_p \cdot K} \leq R_{com}$$

$$= \frac{2 \times 16,587 \cdot 10^3}{25 \cdot 20 \cdot 4} = 16,587 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < R_{com}$$

Vue que notre montage nécessite deux clavettes alors on prends deux clavettes normalisées de même dimension soit  $(4 \times 4 \times 16)$  de façon à maintenir la section active de la clavette initiale.



IV.9 - Calcul de roulement :

- Le cas où une grande sécurité de marche est nécessaire (pompe de mines; machines du services des eaux etc...)

La durée de fonctionnement (en heures) =  $100.000 \div 200.000$   
(d'après La Capelle - UZES de M. Norbert; R. Philippe)

On prends un roulement à deux rangées de Billes; à contact oblique avec encoche de remplissage

- La charge dynamique de base C: <sup>40 BE 32</sup>

La valeur est indiquée dans le tableau (40.74) [Chev p(190)]

soit  $C = 3800 \text{ daN}$ .

- La charge dynamique équivalente P:

Elle est donnée par la relation  $P = (XVFr) + (YFa)$

La force radiale  $F_r$  étant négligeable donc  $P = YFa$

$Y = 1,17$  (le tableau (40,63) de A. Chev p(184))

$$P = 1,17 \times 91,7 = 107,289 \text{ daN}$$

- La durée nominale en heures:

$$L_h = \frac{16666}{n} \left( \frac{C}{P} \right)^K \quad K = 3 \text{ (roulement à billes)}$$

$$L_h = \frac{16666}{2880} \left( \frac{3800}{107,289} \right)^3 = 257113,03 \text{ heures.}$$

## CH.V CARACTERISTIQUES DE L'INSTALLATION ET DE LA ROUE

### V.1 Perte de charge linéaire dans la conduite de refoulement :

Les résistances hydrauliques dans la tuyauterie sont données par la formule de Darcy.

$$\Delta H_e = \lambda \frac{l}{d} \frac{C_m^2}{2g}$$

$C_m$  : La vitesse moyenne de l'écoulement =  $\frac{4Q}{\pi d^2}$

$d$  : diamètre intérieur de la tuyauterie = 0,08 m

$\lambda$  : coefficient de perte charge linéaire = 0,3164  $Re^{-0,25}$  pour  $Re > 3000$

$$Re = \frac{C_m d}{\nu}$$

- calcul de  $C_m$  :

$$C_m = \frac{4 \times 30}{3600 \times \pi (0,08)^2} = 1,65 \text{ m/s}$$

- calcul de  $Re$  :

On admet que la valeur de la viscosité de l'eau boueuse égale à celle de l'eau à 10°  $\nu = 1,10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{1,65 \times 0,08}{1,10^{-6}} = 1,2195 \cdot 10^5$$

$$\text{D'où } \Delta H_e = 0,017 \frac{2g}{0,08} \frac{(1,65)^2}{2 \times 9,81} = 0,85 \text{ m}$$

### V.2 Pertes de charges Singulières :

chambre d'aspiration	Vanne de refoulement	coude normal
$\xi_s = 0,4$	$\xi_v = 3,0$	$\xi_c = 0,3$

$$\Delta H_d = (\xi_s + \xi_v + \xi_c) \frac{C_m^2}{2g} = (0,4 + 3,0 + 0,3) \frac{(1,65)^2}{2 \times 9,81} = 0,51 \text{ m}$$

- 47 -

### V.3 Les pertes de charges internes de l'installation :

$$\Delta H_{in} = (\Delta H_L + \Delta H_p) \cdot K_s$$

$K_s$  : -coefficient de sécurité = 1,25

$$\Delta H_{in} = (0,85 + 0,51) \cdot 1,25 = 1,70 \text{ m}$$

$$\Delta H_{in} = 1,70 \text{ m}$$

#### Pertes hydrauliques :

elles englobent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformation d'énergie :

#### Pertes de transformation d'énergie :

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

$$\Delta H_r = 0,05 \left(1 - \frac{0,98}{4}\right) \cdot 29 = 1,094 \text{ m}$$

Dans le diffuseur :  $\Delta H_{d_1} = (0,04 \div 0,06) \frac{\psi}{4} H$

$$\Delta H_{d_1} = 0,05 \frac{\psi}{4} H = 0,05 \frac{0,98}{4} \times 29 = 0,35 \text{ m}$$

### V.4 Pertes par frottement :

Dans les canaux de la roue :  $\Delta H_{r,f} = \frac{1}{4} \lambda \frac{2e+2b}{e \cdot b} l \frac{W^2}{2 \cdot g}$

$e$  : épaisseur transversale du canal relevée sur le dessin

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} = \frac{0,010 + 0,023}{2} = 0,016 \text{ m}$$

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{15 \cdot 10^{-3} + 10 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,012 \text{ m}$$

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{11,29 + 5,30}{2} = 8,295 \text{ m/s}$$

$l = 0,13 \text{ m}$  : Longueur du canal (dessin)

-48-

$$Re = \frac{bW}{\nu} = \frac{0,012 \times 8,295}{1 \cdot 10^{-6}} = 0,99 \cdot 10^5$$

D'après les courbes des essais de Prandtl et Karman (KOVATS page 43);  $Re = 0,99 \cdot 10^5$  et  $b = 0,012$  m on trouve  $\lambda = 0,037$

$$\text{d'où } \Delta H_{rf} = \frac{1}{4} \times 0,037 \frac{2(0,016 + 0,012)}{0,016 \times 0,012} \times 0,13 \frac{(8,295)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\Delta H_{rf} = 1,21 \text{ m.}$$

- Dans le diffuseur

$$\Delta H_{d2} = \xi \frac{C_2^2}{2g} =$$

$\varepsilon = 10^\circ$  on trouve  $\xi = 0,09$  (KOVATS page 22)

$$\text{d'où } \Delta H_{d2} = \xi \frac{C_2^2}{2g} = 0,09 \frac{(9,40)^2}{2 \times 9,81} = 1,726 \text{ m}$$

$$\Delta H_{d2} = 1,726 \text{ m.}$$

- Calcul de la somme des pertes :

$$\Delta H_{T_1} = \Delta H_r + \Delta H_{d1} + \Delta H_{rf} + \Delta H_{d2}$$

$$\Delta H_{T_1} = 1,094 + 0,35 + 1,21 + 1,726 = 4,38 \text{ m}$$

Remarque: Le rendement hydraulique dépend des qualités aérodynamiques des éléments destinés à guider le courant; de la rugosité de leurs parois et des dimensions de la pompe

### V.5 Les fuites volumétriques:

Le débit fuite est donné par la relation:

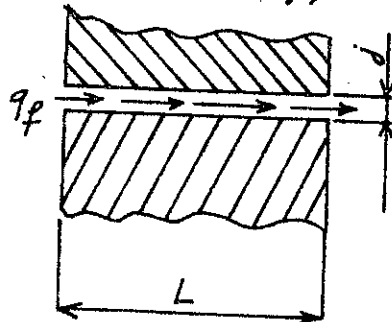
$$q_f = \nu S \sqrt{2g \Delta h}$$

$\nu$ : Le coefficient du débit

$S$ : La section de passage

$\Delta h$ : La chute de pression entre 1 et 2 (fig)

$$\nu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2j} + 1,5}}$$



$\lambda$ : coefficient de frottement =  $0,037 \div 0,05$  (pour l'eau)

$j$ : le jeu. pour les faibles valeurs de  $j$  le coefficient

$\lambda = 0,05$  (Kovats page 13)

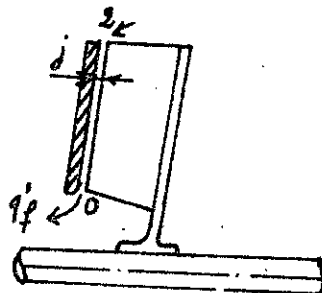
a) Calcul des fuites entre 0 et 2:

$$j = 0,15 \text{ mm}$$

$L = 100 \text{ mm}$  longueur de l'aube

$b =$  épaisseur moyen de l'aube

$$= \frac{4+9}{2} = 6,5 \text{ mm}$$



La section de passage sera:  $S = Z \cdot b \cdot j$

$Z = 7$  nombre d'aubes.



-50-

$$\nu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2j} + 1,5}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,05 \cdot 100 \cdot 10^3}{2 \times 0,15 \cdot 10^{-3}} + 1,5}} = 0,23$$

La chute de pression  $\Delta h$  entre 0 et 2 est déjà calculée (voir la poussée axiale)

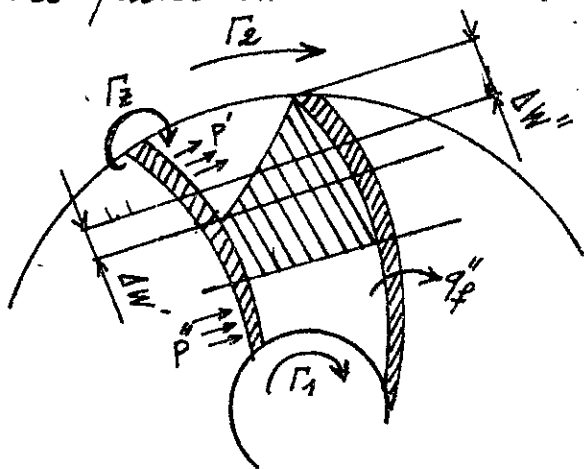
$$\Delta h = \left[ H_p - \frac{1}{8} \frac{U_2^2 - U_0^2}{2g} \right] = \left[ 22,55 - \frac{1}{8} \frac{(24)^2 - (11,9)^2}{2 \times 9,81} \right]$$

$$\Delta h = 19,78 \text{ m.}$$

donc  $q'_f = 0,23 \cdot 7 \cdot 6,5 \cdot 10^3 \cdot 0,15 \cdot 10^3 \sqrt{2 \times 9,81 \times 19,78}$

$$q'_f = 3,09 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s.}$$

b) Calcul des fuites entre les deux côtés de l'aube :



D'après le théorème de Bernoulli dans le mouvement relatif. On peut en déduire qu'il existe une diminution de vitesse  $\Delta W'$  sur le côté de pression maximum des ailes et une augmentation  $\Delta W''$  de l'autre côté. Cette dernière vitesse a la même influence qu'une circulation d'intensité  $\Gamma_2$  :

-51-

- La Resultante des circulations  $\Gamma_z$  des ailes est :

$$\Gamma_2 - \Gamma_1$$

La circulation  $\Gamma$  est donné par :  $\Gamma = 2\pi r C_u$ .

$$\text{donc } \Gamma_2 - \Gamma_1 = Z \Gamma_z = 2\pi r_2 C_{u2} - 2\pi r_1 C_{u1}$$

Comme en général le fluide entrant dans la roue n'a pas de composante tangentielle alors ( $\Gamma_1 = 0$ ,  $C_{u1} = 0$ )

$$\text{on obtient } \Gamma_2 = Z \Gamma_z = 2\pi r_2 C_{u2}$$

- La circulation  $\Gamma_z$  est donné par l'équation de

$$\text{Kutta - JOUKOVSKY : } \Gamma_z = \frac{(P' - P'') L \cdot g}{W_{\infty} \bar{\omega}}$$

$$\Rightarrow \frac{P' - P''}{\bar{\omega}} = W_{\infty} \cdot \frac{1}{g} \cdot \frac{\Gamma_z}{L} \quad \text{avec } \Gamma_z = \frac{\Gamma_2}{Z} = \frac{2\pi r_2 C_{u2}}{Z}$$

$$\text{on tire : } \frac{P' - P''}{\bar{\omega}} = W_{\infty} \frac{1}{g} \frac{2\pi r_2 C_{u2}}{L \cdot Z} = W_{\infty} \frac{1}{g} \frac{\pi D_2 C_{u2}}{L \cdot Z}$$

donc la chute de pression entre les deux côtés de l'aube

$$\Delta h \text{ est : } \Delta h = \frac{P' - P''}{\bar{\omega}} = W_{\infty} \cdot \frac{1}{g} \frac{\pi D_2 C_{u2}}{L \cdot Z}$$

les fuites entre les côtés de l'aube  $q_f''$  seront calculés alors par l'expression

$$q_f'' = \mu S \sqrt{2g \Delta h} = \mu S \sqrt{2g \frac{W_{\infty} \pi D_2 C_{u2}}{L \cdot Z}}$$

b : épaisseur moyenne de l'aube = 6,5 mm

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda b}{2j} + 1,5}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,05 \cdot 6,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3}} + 1,5}} = 0,62$$

La section de passage  $S = Z \cdot L \cdot j$

-52-

$$\text{donc } q_f'' = 0,62 \times 7 \times 100 \cdot 10^{-3} \times 0,15 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 8,295 \cdot \pi \cdot 160 \cdot 10^{-3} \cdot 9,305}{100 \cdot 10^{-3} \times 7}}$$

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

V.6 Calcul du débit fuite total :

$$q_f = q_f' + q_f'' = 3,09 \cdot 10^{-5} + 1,08 \cdot 10^{-3} = 1,11 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_f = 3,99 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

V.7 Calcul du rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_f} = \frac{30}{30 + 3,99} = 0,88$$

V.8 Calcul du rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_r}{H_{thz}} = \frac{31,747}{36,24} = 0,876$$

$$\eta_h = 0,88$$

V.9 calcul du rendement global :

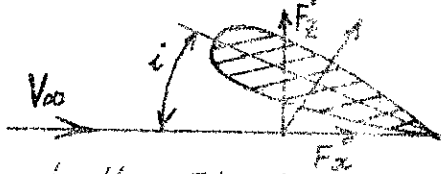
$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0,88 \times 0,88 \times 0,87$$

$$\eta = 0,67$$

La valeur admise d'avance dans les calculs préliminaires de L'arbre est  $\eta = 0,69$

## CH. VI GRILLE D'AILES

## VI.1 Dynamique de l'aile portante:



L'écoulement d'un fluide autour d'une aile portante engendre la force aérodynamique  $F$  que l'on peut décomposer en deux composantes.

1) La portance aérodynamique  $F_z$ :

Effet de la différence de pression entre deux côtés de l'aile est définie par 
$$\bar{F}_z = C_z \frac{\rho V^2}{2} \cdot b \cdot L$$

2) La traînée aérodynamique  $F_x$ :

est la somme de la traînée de forme (résultant de la distribution de pression sur la surface de l'aile portante) et de la traînée de frottement (engendrée par les contraintes tangentes)

$$F_{ox} = C_x \frac{\rho V^2}{2} b \cdot L$$

$C_x$  et  $C_z$  sont respectivement les coefficients de traînée et de portance. Ils dépendent du profil; de l'inclinaison  $i$  et de l'allongement relatif  $\frac{b}{l}$ .

$b$ : Envergure de l'aile portante

$l$ : La corde de l'aile

Considérons le cas d'un écoulement à travers une grille d'aubes immobile (fig VII.1.1)

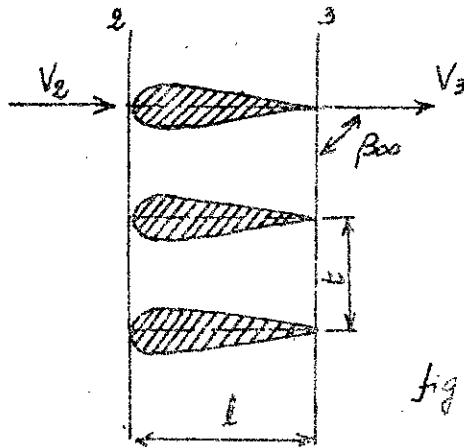


fig (VII.1.1)

pour une grille d'aube, le coefficient de portance  $C_z$  est donné par la relation :

$$C_z \approx \frac{t}{l} \frac{\Delta V_u}{V_{\infty}}$$

$$\vec{V}_{\infty} = \frac{\vec{V}_1 + \vec{V}_2}{2}$$

les pertes entre 2 et 3 sont données par la relation :

$$\xi_{2-3} = \frac{1}{2g} \left( \frac{l}{t} \right) V_{\infty}^2 \frac{C_x}{\sin \beta_{00}}$$

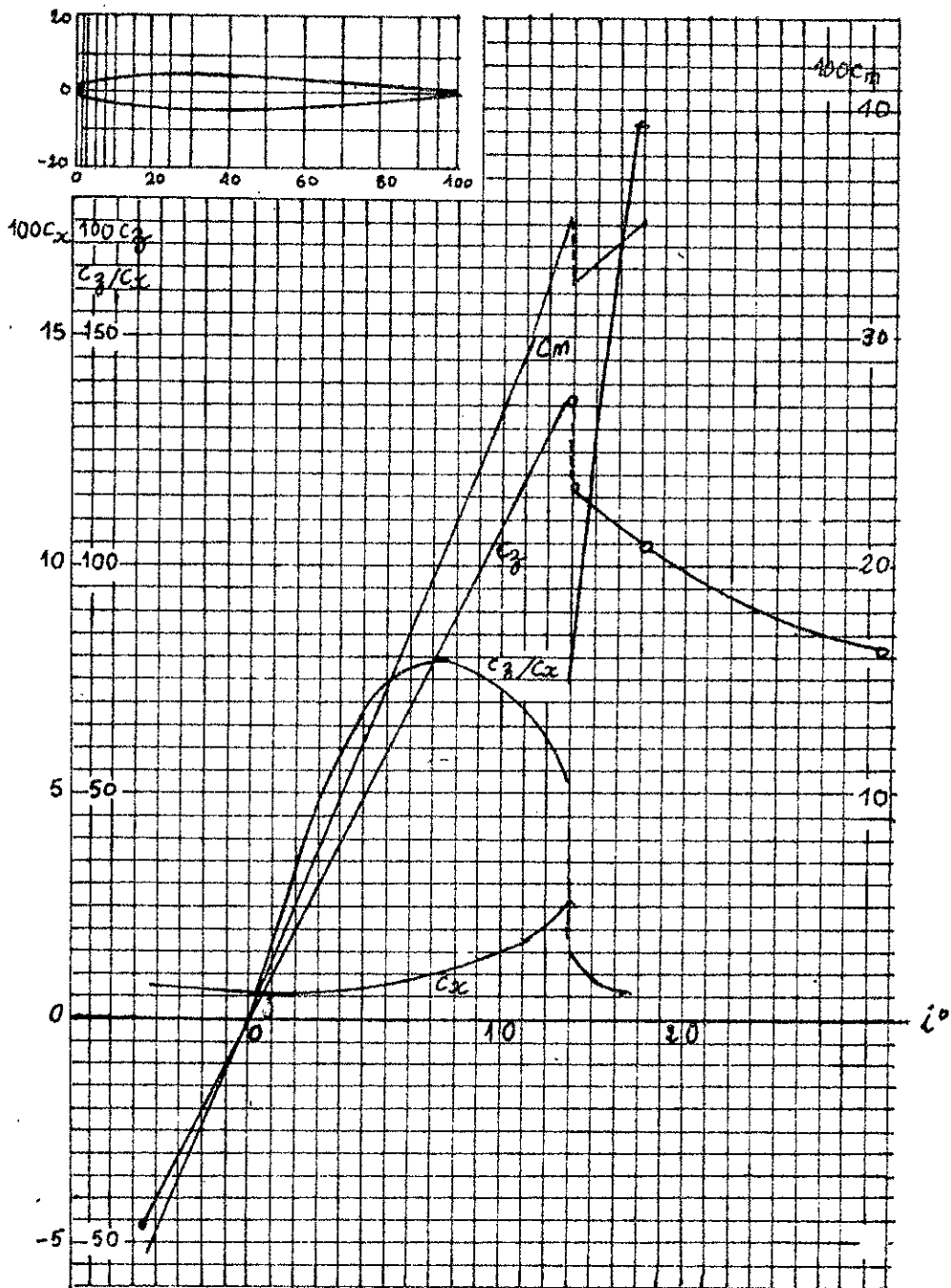
Détermination de  $C_z$  et  $C_x$  de la grille d'aubes.

Si on choisit un profil N.A.C.A. 0009 (fig VII.1.2)

pour un angle d'incidence  $i = 0$   $C_x = 0,006$  et  $C_z = 0$

VII.2 Dimensionnement de la grille :

La continuité de mouvement pour un liquide incompressible nous donne  $V_2 = V_3$



Profil N.A.C.A 0009

fig (VI - 1.2)

Pour  $C_z = 0$  et  $\Delta K_0 = 0$  l'équation  $C_z = \frac{t}{l} \frac{\Delta V_0}{V_0}$  permet de donner une infinité de solution  $\left(\frac{t}{l}\right)$ .

Choisissons par exemple  $\frac{t}{l} = 1$

Soit  $t = 130 \text{ mm}$  et  $l = 130 \text{ mm}$ .

VI.3 Calcul des pertes dans la grille d'aube :

$$V_\infty = V_2 = V_3 = C_2 = 19,40 \text{ m/s}$$

$$\beta_\infty = \frac{\pi}{2} ; C_x = 0,006 ; \frac{l}{t} = 1$$

$$\xi_{12-3} = \frac{1}{2 \cdot g} \left(\frac{l}{t}\right) V_\infty^2 \frac{C_x}{\sin \beta_\infty} = \frac{1}{2 \times 9,81} (1) (19,40)^2 \frac{0,006}{\sin \frac{\pi}{2}}$$

$$\xi_{12-3} = 0,115 \text{ m}$$

VI.4 Calcul du nombre d'ailes portantes :

$$n = \frac{\pi d_m}{t_m} = \frac{\pi \times (150 \times 2)}{130} = 7,2$$

soit  $n = 7$  ailes portantes.

$d_m$  : diamètre moyen (dessin)

$t_m$  : le pas de la grille d'aile  $\approx t = 130 \text{ mm}$ .

VI.5 Calcul de la hauteur réelle de la pompe :

$$H_r = H_{thz} - (\Delta H_{T_1} + \xi_{2-3})$$

$$H_r = 36,24 - (4,38 + 0,115)$$

$$H_r = 31,745 \text{ m}$$

CH-VII - VERIFICATION

1) Le Rapport  $\frac{d_2}{d_0}$  :

$$d_2 = 160 \text{ mm} \text{ et } d_0 = 79 \text{ mm}; \quad \frac{d_2}{d_0} = \frac{160}{79} = 2,02$$

Pour les roues centrifuges à écoulement radial et vitesse spécifique faible  $ns_f = 30 \div 90$  le rapport est donné  $\frac{d_2}{d_0} = 2,0 \div 3,5$

2) Le coefficient de puissance :

le coefficient du défaut de puissance (Correction de Pfleiderer pour un nombre fini d'aubes) est donné par la relation

$$p = 2 \frac{\chi}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

Dans le cas des pompes à aubes à simple courbure le coefficient expérimental  $\chi$  est donné par :

$$\chi = (0,6 \div 1,0) \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right)$$

avec  $\chi = 0,6 \left(1 + \frac{27}{60}\right) = 0,87$  et  $\frac{r_1}{r_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{70}{160} = 0,43$

on trouve bien  $p = 0,30$

Cette valeur calculée coïncide bien avec la valeur admise

3) Le nombre d'aubes :

Au moyen de la formule suivante nous vérifions si le nombre d'aubes admis était correct :

$$Z = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

$$Z = 6,5 \frac{160 + 70}{160 - 70} \sin\left(\frac{21^\circ + 27^\circ}{2}\right) = 6,756 \approx 7 \text{ aubes}$$

le nombre d'aubes admis est  $Z = 7$  aubes.



4) Le Rendement global :

La valeur du rendement global trouvée par les calculs est  $\eta = 0,67$ . Elle est légèrement inférieure à la valeur admise dans les calculs préliminaires ( $\eta = 0,69$ ).

5) Le coefficient sans dimension  $\psi$  :

Il est donné par la relation  $\psi = \frac{2gH}{U_2^2}$

Dans la pratique  $\psi = [0,9 \div 1]$

$$\psi = \frac{2 \times 9,81 \times 29}{(24)^2} = 0,98.$$

6) La valeur de l'angle  $\nu$  :

- La valeur trouvée par l'intégration de la formule théorique est  $\nu = 106,43^\circ$

- La valeur calculée dans le tableau du tracé de l'aube est  $\nu = 107,48^\circ$

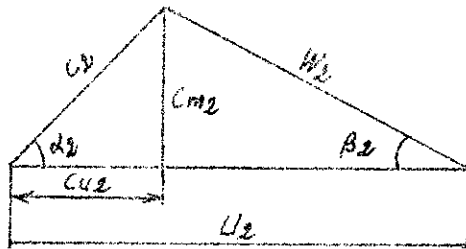
Elles sont sensiblement égales

CH VII - CARACTERISTIQUES  
D'UNE POMPE IDEALE

La hauteur créée par une pompe idéale est donnée par

l'équation d'Euler  $H_{thoo} = \frac{\omega}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 90^\circ \\ U_2 = r_2 \omega \end{array} \right\} \Rightarrow H_{thoo} = \frac{U_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2}{g} c_{u2}$$



$$\left. \begin{array}{l} c_{u2} = U_2 - c_{m2} \operatorname{tg} \beta_2 \\ c_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \end{array} \right\} \Rightarrow c_{u2} = U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \operatorname{cotg} \beta_2$$

d'où on tire  $H_{thoo} = \frac{U_2}{g} \left( U_2 - \frac{Q \operatorname{cotg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right)$

La hauteur  $H_{thoo}$  est composée de l'énergie de pression ( $H_p$ ) et de l'énergie cinétique  $H_c$  soit  $H_{thoo} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = H_p + H_c$

$$H_{thz} = \frac{H_{thoo}}{1+P} = \frac{1}{1+P} \left( \frac{U_2}{g} \right) \left( U_2 - \frac{Q \operatorname{cotg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right)$$

Tracé des caractéristiques :

- Les pertes de charges dues au choc :

$$h_c = K_1 \left( 1 - \frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad \text{avec } Q_0 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

- 60 -

Avec  $\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{60} = 0,3 + 0,6 \frac{27}{60} = 0,57$

et  $K_1 = \frac{\varphi}{2g} \left[ U_1^2 + \frac{U_2^2}{(1+p)^2} \right] = \frac{0,57}{2 \times 9,81} \left[ (10,55)^2 + \frac{(24)^2}{(1+0,3)^2} \right]$

$$K_1 = 13,135$$

- alors  $h_c = 13,135 \left( 1 - \frac{Q}{30} \right)^2$

- Pertes de charges dues aux frottements internes du liquide dans la pompe

$$h_{fr} = K_2 Q^2$$

$K_2$  : dépend du rendement hydraulique et d'autres facteurs.

Pour  $Q = Q_0 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  on a  $\sum h_{fr} = \Delta H_{T_1} + \xi_{2,3} =$

$$\sum h_{fr} = 4,38 + 0,115 = 4,495 \text{ m}$$

$$\text{d'où } K_2 = \frac{4,495}{(30)^2} = 0,005$$

$$\Rightarrow h_{fr} = 0,005 Q^2$$

$Q, \text{m}^3/\text{h}$	$h_c, \text{m}$	$h_{fr}, \text{m}$	$\sum h_{cfr}$
0	13,135	0,000	13,135
10	5,838	0,500	6,338
20	1,459	2,000	3,459
30	0,000	4,500	4,500
40	1,459	8,000	9,459
50	5,838	12,500	18,338
60	13,135	18,00	31,135
70	23,351	24,500	47,851

- 61.

$$H_{hz} = \frac{24}{(1+0,3) \times 9,81} \left( 24 - Q \frac{\cotg 27^\circ}{3600 \times \pi \times 160 \cdot 10^{-3} \times 10 \cdot 10^{-3}} \right)$$

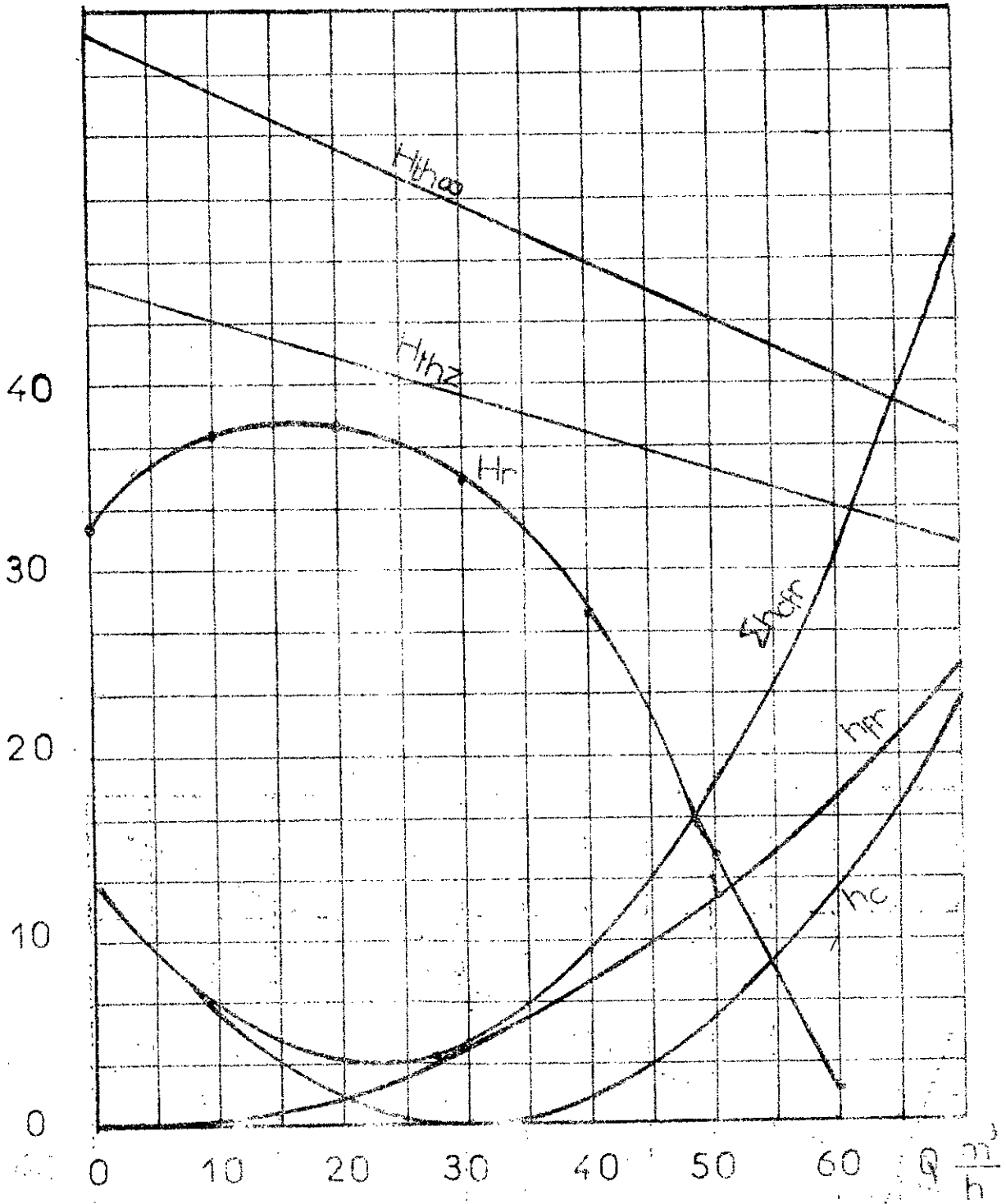
$$H_{hz} = 1,9 (24 - 4,86 Q)$$

Q est exprimé en  $\frac{m^3}{h}$ .

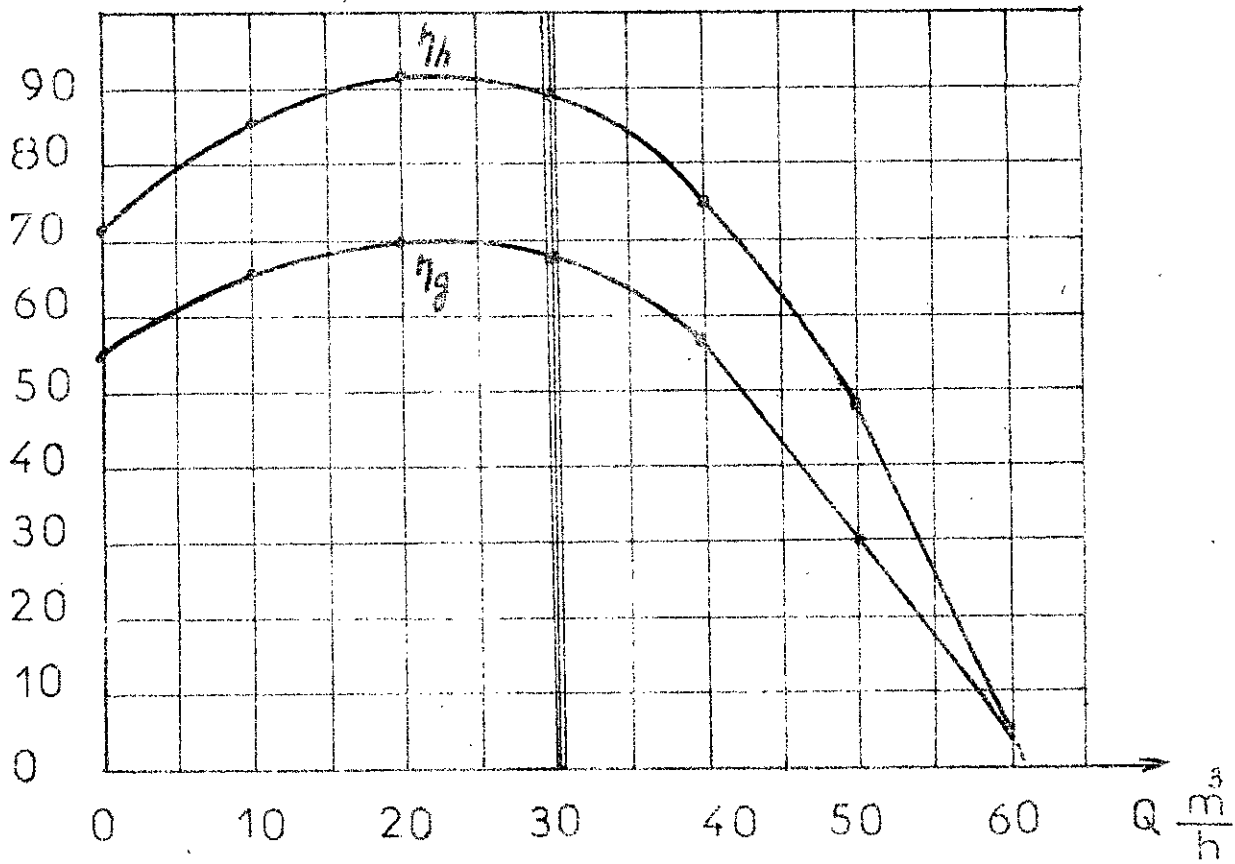
L'équation de la courbe hauteur-débit peut donc être présentée sous la forme :

$$H_r = H_{hz} - h_c - h_{fr}$$

$Q \frac{m^3}{h}$	0	10	20	30	40	50	60	70
$\sum h_{c, fr}$ m	13,135	6,338	3,459	4,500	9,459	18,328	31,135	47,851
$H_{hz}$ , m	45,800	43,539	41,477	39,416	37,354	35,293	33,231	31,170
$H_r$ m	32,665	37,201	38,018	34,916	27,895	16,965	2,096	
$\eta_h$	0,712	0,854	0,917	0,886	0,747	0,480	0,263	



CARACTERISTIQUES DE LA POMPE



RENDEMENT HYDRAULIQUE ET GLOBAL

## MISE EN PLACE SIMPLE

La pompe et son tuyau de refoulement constituent un système de pompage très simple dépourvu de tuyauteries d'aspiration. Au cours de fonctionnement la pompe peut se reposer sur sa propre base ou peut être suspendue à une corde ou une chaîne quand le niveau d'eau est plus élevé. Après le raccordement facile du tuyau de refoulement et le branchement du courant électrique, la pompe fonctionne dans l'immédiat sans aucune préparation telle que amorçage ou autres.

Dans les profondeurs plus importantes, le fonctionnement de la pompe n'est pas limité par la hauteur d'aspiration - Comme les autres pompes de surface.

## CONCLUSION

L'étude complète de la pompe submersible destinée aux eaux boueuses est en réalité beaucoup plus complexe et nécessite un groupe de spécialistes (Mécaniciens; hydrauliciens et électrotechnicien). En effet la partie la plus délicate de cette étude réside dans le tracé et le calcul du profil des aubes de la roue (une programmation est indispensable). On s'est limité dans notre étude à adapter le système d'étanchéité en fonction directe des autres paramètres (pression; température; nature du fluide).

Vue l'importance de ce produit en ALGERIE; on souhaite qu'il serait utile d'approfondir cette étude (caractéristiques détaillées des ailes de la grille dans la couronne cylindrique et adaptation des garnitures d'étanchéité fabriquées en ALGERIE).

En vue d'une fiabilité meilleure de la pompe.



## BIBLIOGRAPHIE

- Pompes centrifuges et pompe hélices  
(STEPANOFF)
- Turbo-pompes . théorie - tracé - construction  
(ADAM T. TROSKOLAŇSKI)  
Editeur Eyrolles 1977
- Pompes ; ventilateurs et compresseurs centrifuges  
et axiaux (KOVATS et G-DESMUR)
- Aerodynamique experimentale  
(PIERRE REBUFFET)
- Pompes hydrauliques  
(IDISANDIER)
- Turbo-machine hydraulique  
(SEDILLE)

